

Zweites Capitel.

Der Transport zu Lande.

Von dem Transporte überhaupt. Nach dem in der Vorbemerkung §. 45. Angeführten handelt es sich in diesem Capitel um die Betrachtung derjenigen Mittel, welche den Transport der Lasten auf gänzlich oder nahezu horizontalen festen Wegen zum Hauptzwecke haben. Wenn auch fast immer, wegen der Neigung der Transportwege, mit der horizontalen Bewegung der Massen eine gewisse verticale Förderung derselben verbunden zu sein pflegt, so besteht doch der eigentliche Zweck der hier in Betracht kommenden Vorrichtungen hauptsächlich nur in der horizontalen Bewegung, wie schon daraus hervorgeht, daß die meisten Transportwege abwechselnd steigen und fallen, je nachdem das Terrain es erfordert. Die hierbei zu überwindenden Widerstände gehören daher auch vorwiegend zu den sogenannten schädlichen, d. h. solchen, bei welchen, wie z. B. bei der Reibung, die zu ihrer Ueberwindung erforderliche mechanische Arbeit vollständig vernichtet, oder richtiger, auf Abnutzung der Maschinentheile verbraucht wird, ohne jemals wieder gewonnen zu werden, wie dies bei den nützlichen Widerständen (Heben von Gewichten) der Fall ist.

Es ist daher auch ersichtlich, daß man bei dem ausschließlich horizontalen Transporte von einem Wirkungsgrade in dem Sinne, wie er bei den Hebevorrichtungen zu verstehen ist, nicht sprechen kann, indem bei der horizontalen Bewegung einer Masse eine Erhebung des Schwerpunktes oder überhaupt eine solche Wirkung nicht erzeugt wird, welche sich wieder in nutzbare mechanische Arbeit umsetzen ließe. Bei jedem horizontalen Transporte ist die Hebearbeit gleich Null und der gesammte erforderliche Arbeitsaufwand wird durch die schädlichen Hindernisse der Bahn aufgezehrt. Man pflegt indessen zur Vergleichung verschiedener Transportmethoden doch von einem Wirkungs-

grade oder Güteverhältnisse derselben zu sprechen, indem man als Merkmal für denselben diejenige Größe der mechanischen Arbeit annimmt, welche erforderlich ist, um einen gewissen gewünschten Transport zu bewirken. In dieser Translocirung der Massen muß man hier die eigentliche Nutzarbeit erkennen, in deren Erzielung der Zweck der ganzen Vorrichtung besteht. Als Einheit für diesen nützlichen Effect pflegt man diejenige Leistung anzusehen, durch welche eine Gewichtseinheit (Centner, Tonne) um eine Längeneinheit (Meile, Kilometer) transportirt wird, und pflegt in diesem Sinne wohl von Centnermeile oder von Kilometertonne zu sprechen. Wenn derartige Bezeichnungen mit Rücksicht auf Transporte gebraucht werden, so hat man sich dabei natürlich immer den Unterschied zwischen ihnen und der gleichartigen Bezeichnung von mechanischer Arbeit gegenwärtig zu halten, wonach man unter einem Meterkilogramme die mechanische Arbeit versteht, welche zur verticalen Erhebung eines Kilogramms auf einen Meter erfordert wird. Zur thunlichsten Vermeidung von Mißverständnissen soll im Folgenden bei diesen Bezeichnungen, wenn sie sich auf den Transport beziehen, das Gewicht der Länge vorausgesetzt, also Kilogrammmeter, Centnermeile, Tonnenkilometer geschrieben werden, während wie bisher die entgegengesetzte Aufeinanderfolge (Meterkilogramm, Metertonne) sich auf die mechanische Arbeit beziehen soll.

Das Fortschaffen von Lasten auf ganz oder nahezu horizontalen Wegen kann auf folgende Weise bewirkt werden:

- 1) durch das Tragen seitens der Menschen oder Thiere;
- 2) durch Schlitten oder Schleifen auf dem Schnee oder Pflaster *ic.*;
- 3) durch ein- oder zweiräderige Karren auf Laufbrettern oder auf dem Fußboden;
- 4) durch vier- oder mehräderige Wagen auf Straßen und Eisenbahnen.

Unter allen diesen Förderungsmethoden ist in der Regel das Tragen die unvortheilhafteste, weil hier das ganze Gewicht der Förderlast von dem Arbeiter aufgenommen und bei jedem Schritte mit dem Gewichte des Arbeiters zugleich um eine gewisse Höhe, welche nach (Thl. II) 0,09375 der Schrittlänge gleich zu setzen ist, gehoben werden muß. Ist die Last = Q , so hat man folglich die ihr entsprechende Kraft oder Anstrengung des Arbeiters beim Tragen derselben:

$$P = 0,094 Q.$$

Die Kraft zum Fortschaffen der Lasten mittelst der Fuhrwerke ist zwar ebenfalls der Last Q proportional, allein sie ist in der Regel ein viel kleinerer Theil derselben als beim Tragen, wenigstens nähert sich diese Kraft dem angegebenen Werth P erst dann, wenn der Wagen auf einer sehr schlechten

Straße mit vielem Nothe und tiefen Gleisen fortzuziehen ist. Hier kann, wie weiter unten angegeben wird, $P = \frac{1}{13} Q = 0,077 Q$ betragen. Etwas anders ist allerdings das Verhältniß bei ansteigenden Wegen, wo außer der gewöhnlichen Zugkraft auf horizontalen Straßen, der Theorie der schiefen Ebene zufolge (s. I, §. 180), noch ein entsprechender Theil von dem Gewichte des Arbeiters und der Last zu überwinden ist. Bezeichnet α das Ansteigen der Straße, μ einen Erfahrungscoefficienten und G das Gewicht des Arbeiters, so hat man

$$P = \mu Q + (Q + G) \sin \alpha$$

zu setzen. Da nun der Theil $(Q + G) \sin \alpha$ bei allen Förderungsweisen einer und derselbe ist, so folgt, daß der Kraftunterschied bei denselben verhältnißmäßig um so kleiner ausfällt, je größer der Steigwinkel α der Straße ist, auf welcher die Last fortgeschafft wird. Die Förderung in Karren steht zwischen dem Tragen auf dem Rücken und dem Fortschaffen in Wagen inne, weil hier noch ein Theil der Last Q von dem Arbeiter unmittelbar aufgenommen wird. Die Kraft zur Förderung mittelst Schlitten oder Schleifen ist bekanntlich nach der Art und dem Zustande der sich reibenden Flächen sehr verschieden. Für die Bewegung eines Schlittens mit hölzernen Kufen auf einer glatten Holz- oder Steinbahn ist der Reibungscoefficient:

im ungeschmierten Zustande . . .	$\mu = 0,38,$
geschmiert mit trockener Seife . .	$\mu = 0,15,$
geschmiert mit Talg	$\mu = 0,07.$

Auf einer guten Schneebahn fällt die Reibung eines solchen Schlittens nur 0,035 aus, und für die Bewegung stählerner Schlittenkufen auf gefrorenem Schnee oder Eis ist $\mu = 0,02$. Der kleinste Reibungscoefficient wurde von Kennie bei Eisen auf Eis zu 0,0143 gefunden; beim Stapellauf von Kriegsschiffen hat man für Holz auf Holz mit Talg geschmiert $\mu = 0,033$ gefunden (s. Kühmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 3, S. 3). Bei der Bewegung der Wagen auf guten Straßen fällt $\mu = 0,02$ bis 0,04 aus, und für die Bewegung der Wagen auf Eisenbahnen ist μ gar nur 0,003 bis 0,005.

Bei dem Transporte von Lasten wird der Arbeitsaufwand durch das Gewicht Q_1 des Fördergefäßes nicht unansehnlich erhöht. Das Verhältniß $\frac{Q_1}{Q} = \nu$ des Gewichtes des Fördermittels zu dem der Last ist zugleich die relative Vergrößerung des Arbeitsaufwandes, welchen das Mitfortschaffen des Fördermittels erfordert; nun beträgt aber das Gewicht Q_1 meist $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{3}$ der Last Q , folglich erfordert auch beim Tragen und Fördern in Wagen, Schlitten u. s. w. das Gewicht des Fördergefäßes eine Vergrößerung

der Arbeit von $v = 1/5$ bis $1/3$ der Nutzleistung. Muß das Förderungs-
mittel überdies noch leer zurückgeschafft werden, wie es z. B. bei wieder-
holtem Transport auf derselben Strecke nöthig ist, so ist diese Vergrößerung
der Arbeit sogar das Doppelte, d. i. $2v = 2/5$ bis $2/3$ der Nutzleistung.

Bei der Förderung durch Menschen und Thiere hat man nach Thl. II
für die Geschwindigkeit v beim Hinwege, mit gefülltem Fördergefäße:

$$\left(2 - \frac{v}{c}\right) K = \mu(1 + v) Q,$$

und für die Geschwindigkeit v_1 beim Rückwege, mit leerem Förderungs-
mittel:

$$\left(2 - \frac{v_1}{c}\right) K = \mu v Q.$$

Es ist folglich:

$$v = c \left(2 - \mu(1 + v) \frac{Q}{K}\right)$$

und

$$v_1 = c \left(2 - \mu v \frac{Q}{K}\right),$$

wobei c die mittlere Geschwindigkeit und K die entsprechende mittlere Kraft
des Arbeiters bezeichnet.

Wird nun der Förderungsweg s in der Schichtzeit t n mal hin und ebenso
oft her zurückgelegt, so hat man:

$$n = \frac{t}{\frac{s}{v} + \frac{s}{v_1}}, \text{ oder } ns = \frac{t}{\frac{1}{v} + \frac{1}{v_1}} = \frac{v v_1 t}{v + v_1},$$

und daher die Nutzleistung per Schicht:

$$Qns = \frac{Q v v_1 t}{v + v_1} = \frac{K v_1 t}{\mu(1 + v)} \frac{\left(2 - \frac{v}{c}\right) v}{v_1 + v}.$$

Die Geschwindigkeit v_1 ist nur wenig kleiner als $2c$ und läßt sich daher
als constant ansehen. Dies vorausgesetzt, erhält man nun durch Differentiiren
den vortheilhaftesten Geschwindigkeitswerth:

$$v = \sqrt{(2c + v_1)v_1} - v_1,$$

folglich als ersten Näherungswerth:

$$v_1 = 2c$$

und

$$v = 2c(\sqrt{2} - 1) = 0,828c,$$

woraus nun:

$$Q = \left(2 - \frac{v}{c}\right) \frac{K}{\mu(1+v)} = 1,172 \frac{K}{\mu(1+v)},$$

und ein zweiter Näherungswert:

$$v_1 = c \left(2 - 1,172 \frac{v}{1+v}\right)$$

folgt, und sich endlich auch v und Q genauer bestimmen lassen.

Setzt man $v = 0$, nimmt also an, daß der Arbeiter nach jedem Transport ohne alle Last zurückgehe, so folgt genau:

$$v_1 = 2c; \quad v = 0,828c \quad \text{und} \quad Q = 1,172 \frac{K}{\mu},$$

und daher die tägliche Nutzleistung:

$$Qns = 1,172 \frac{K}{\mu} \cdot \frac{0,828c \cdot 2ct}{2,828c} = 0,686 \frac{K}{\mu} ct,$$

d. i. circa $\frac{2}{3}$ der Arbeitsfähigkeit des Arbeiters.

Die mittleren Werte für K , c und t beim Tragen auf dem Rücken, wo $\mu = 1$ zu setzen ist, sind in Thl. II mitgetheilt worden.

Beispiel. Wenn die Kraft zum Fortschaffen einer Last $P = \frac{1}{20} Q$, also $\mu = \frac{1}{20} = 0,05$ ist und wenn das Gewicht des Förderungsmittels $Q_1 = \frac{1}{4} Q$, also $v = \frac{1}{4}$ beträgt, und dasselbe nach jedem Gange wieder leer mit zurückgebracht werden muß, so ist die vortheilhafteste Geschwindigkeit auf dem Rückwege:

$$v_1 = c(2 - 1,172 \cdot \frac{1}{6}) = 1,7656c,$$

ferner die auf dem Hinwege:

$$v = (\sqrt{1,7656 \cdot 3,7656} - 1,7656)c = 0,8129c;$$

die reine Last:

$$Q = (2 - 0,8129) \frac{K}{\frac{1}{20} \cdot \frac{5}{4}} = 18,99 K,$$

und die entsprechende Nutzleistung:

$$\begin{aligned} Qns &= \frac{Qv v_1 t}{v + v_1} = \frac{0,8129 \cdot 1,7656 \cdot 18,99 Kct}{2,5785} = 10,57 Kct \\ &= 0,529 \frac{Kct}{\mu}, \end{aligned}$$

d. i. beinahe 53 Procent des Arbeitsvermögens.

Schiebkarren. Die durch Menschenkraft in Bewegung zu setzenden ein- §. 46.
rädri gen Fuhrwerke sind der Schiebbock und der Schiebkarren, welche
sich von einander nur dadurch unterscheiden, daß der letztere mit einem zur
Aufnahme der Last eingerichteten Kasten versehen ist, während der Schieb-

bock nur eine über das Rad weggreifende Lehne hat. In Fig. 179 ist ein Schiebbock dargestellt, während Figur 180 eine englische Handkarre vorstellt, wie sie zum Fortschaffen von Erdmassen beim Eisenbahnbau gebraucht wird. Die beiden Karrenbäume *a*, welche an den Enden als Handhaben und zum Ueberlegen des Tragbandes dienen, stützen sich mit einfachen Lagern *b* auf die Axe des Rades *R*, und tragen zwischen sich den Boden *c*, über welchem durch die beiden Seitenbretter *d*, das Kopfbrett *e*

Fig. 179.

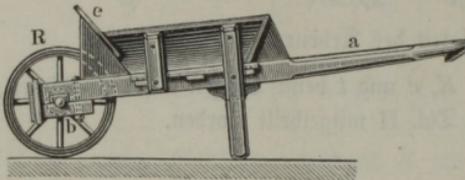


Fig. 180.

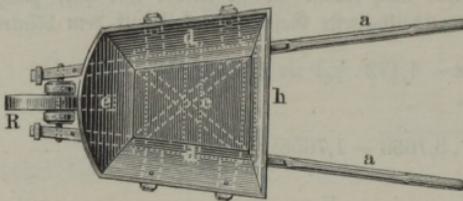


Fig. 181.

Die beiden Karrenschenkel bilden einen einarmigen Hebel *CS D*, Fig. 182, dessen Stützpunkt *C* die Drehungsaxe des Rades ist, und dessen Kraftpunkt durch die Handhaben *D* gebildet wird. Wenn $CA = a$ den Horizontal-

abstand beider Punkte und $CB = b$ den horizontalen Abstand der Axe von der im Schwerpunkt *S* wirkenden Last (einschließlich des Karrengestells) be-

und das Hinterbrett *h* der Kasten von etwa 0,06 cbm Fassungsraum gebildet ist. Die schräge Stellung der Kastenwände erleichtert hierbei wesentlich die Entleerung durch Umkippen. Während hierbei das eigentliche Fördergefäß *a* auf den Karrenschenkeln sitzt, ist dasselbe bei dem sogenannten Auslaufkarren, Fig. 181, wie er beim Bergbau zum Ausstürzen der zu Tage geförderten Gesteinsmassen auf die Halbe verwendet wird, zwischen den Karrenschenkeln angeordnet.

deutet, so hat man für die Kraft P oder den Druck auf die Schultern des Arbeiters

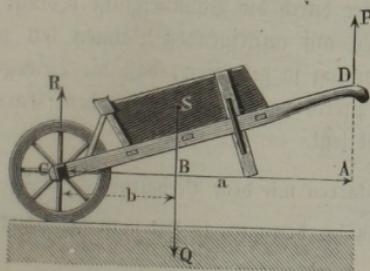
$$P = \frac{b}{a} Q.$$

Der Axendruck

$$R = Q - P = \frac{a-b}{a} Q$$

wird ebenso wie das Gewicht R_1 des Rades direct von der Fahrbahn aufgenommen und erzeugt dafelbst eine wälzende Reibung, welche nebst der untergeordneten Zapfenreibung ebenfalls von dem Karrenläufer überwunden werden muß.

Fig. 182.



Bei gutem festem Fußboden kann man annehmen, daß beide Reibungen zusammen nicht mehr als $\frac{1}{30}$ des Druckes, und bei einer aus Karrdielen hergestellten Holzbahn nur $\frac{1}{40}$ desselben betragen. Deshalb kann man bei den angenäherten Rechnungen, wie sie für den vorliegenden Fall nur verlangt werden können, diese Reibungen ganz außer Acht lassen, indem man

$$P = \frac{b}{a} (Q_1 + Q) = \frac{b}{a} (1 + \nu) Q$$

setzt, worin $\nu = \frac{Q_1}{Q}$ das Verhältniß des Karrenengewichts zur Last bezeichnet.

Die erforderliche Kraft wird eine wesentlich andere, wenn die Bahn steigt oder fällt. Man hat dann, wenn R_1 das Gewicht des Rades und seiner Ase bedeutet, noch die Hebekraft

$$(Q + Q_1 + R_1 + G) \sin \alpha$$

auszuüben, also im Ganzen die Kraft

$$P = \frac{b}{a} (Q + Q_1) + (Q + Q_1 + R_1 + G) \sin \alpha,$$

und zwar nicht allein beim Ansteigen, sondern auch beim Abwärtslaufen, wobei es darauf ankommt, die Beschleunigung des Karrens aufzuheben.

Man rechnet beim Fördern auf einer horizontalen Strecke mittelst des Schiebkarrens, daß ein Arbeiter eine Last von 64 kg mit einer mittleren Geschwindigkeit von 0,5 m während einer zehnstündigen Arbeitszeit fortschaffen könne, wenn er nach jedem Gange leer zurückfährt. Daher ist die entsprechende Leistung pro Secunde $64 \cdot 0,5 = 32$ Kilogrammometer.

Bei dem Freiburger Bergbau fördert ein Arbeiter in einer sechsständigen Schicht 120 Kübel Berge à 46 kg auf 80 Meter horizontaler Entfernung, was einer Leistung von $120 \cdot 46 \cdot 80 = 441\,600$ Kilogramm-meter entspricht.

Das Eigengewicht der Schiefkarren schwankt für gewöhnlich zwischen 35 und 50 Kilogramm, das Hebelverhältniß $\frac{b}{a}$ meist zwischen $\frac{1}{3}$ und $\frac{1}{4}$. Je kleiner dieses Verhältniß ist, desto geringer fällt natürlich auch die Schulterbelastung des Karrenläufers aus, und man hat daher in einzelnen Fällen den Karrenbäumen eine Länge $a = 5b$ gegeben. Wenn eine solche Ausführung auch geeignet erscheinen kann bei ganz horizontaler Bahn, so hat sie sich doch nicht für Bahnen bewährt, in denen Steigungen vorkommen, da hierbei die höchste Belastung der Karre durch die Bahnneigung bedingt ist. Zur Transportirung größerer Massen auf ansteigenden Bahnen hat man bei Bauausführungen auch die Anordnung so getroffen, daß die Bewegung durch den Zug eines vorgespannten Pferdes geschieht, so daß dem Karrenführer hauptsächlich nur das Lenken obliegt.

Beispiel. Wenn bei einem Schiefkarren mit dem Verhältniß $\frac{b}{a} = \frac{1}{4}$ das Eigengewicht und die Last zusammen 100 kg betragen, so hat man die Tragkraft des Arbeiters

$$P = \frac{b}{a} (Q + Q_1) = \frac{1}{4} 100 = 25 \text{ kg.}$$

Betrachtet man diese Arbeit als ein Tragen auf dem Rücken, so findet sich nach Thl. II bei einer siebenständigen Arbeitszeit die vortheilhafteste Geschwindigkeit

$$v = c \left(2 - \frac{P}{K} \right) = 0,75 \left(2 - \frac{25}{43} \right) = 1,065 \text{ Meter,}$$

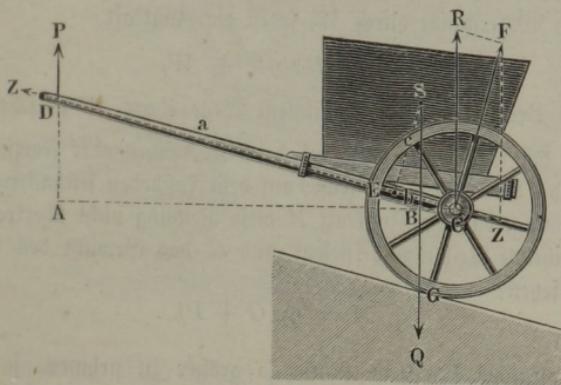
wenn $c = 0,75$ m die mittlere Geschwindigkeit und $K = 43$ kg die entsprechende mittlere Kraft des Arbeiters bedeutet. Hat nun der Karren ein Eigengewicht $Q_1 = 40$ kg; ist also die Ladung $Q = 60$ kg schwer, so ist die nützliche Transportarbeit pro Secunde $60 \cdot 1,065 = 63,9$ Kilogramm-meter. Nimmt man an, daß die durchschnittliche Leistung während der ganzen Arbeitszeit durch das leere Rückfahren um $\frac{1}{3}$ kleiner wird (s. unten), so ergibt sich für horizontale Bahn die Transportleistung während einer siebenständigen Schicht zu

$$\frac{2}{3} \cdot 7 \cdot 60 \cdot 63,9 = 1\,073\,520 \text{ Kilogramm-meter.}$$

§. 47. **Zweiräderige Karren.** Die Förderung in zweiräderigen Wagen oder Karren ist ebenso zu beurtheilen wie die Förderung mittelst der Schiefkarren. Sie werden sowohl durch Menschen als durch Pferde in Bewegung gesetzt, und haben zwei Deichseln, welche eine sogenannte Gabel bilden, zwischen welche der Arbeiter oder das Zugpferd zu stehen kommt. Die Last wird auf diese Karren so aufgepackt, daß der Schwerpunkt derselben nahe vor der Nadaxe zu liegen kommt, folglich nur ein kleiner Theil

der Last mittelst der Gabel auf den Rücken des arbeitenden Geschöpfes zu übertragen ist. Es sei die Länge CD eines solchen in Fig. 183 abgebildeten Karrens $= a$, der Schwerpunkt S der Last Q habe von der Deichsel den Abstand $SE = c$, und die Entfernung des Punktes E von der Nadaxe sei $EC = b$. Nimmt man an, daß der Weg unter dem Winkel α ansteige, und daß die Deichsel unter demselben Winkel $ACD = \alpha$ gegen den Horiz-

Fig. 183.



zont geneigt sei, dann ist der Hebelarm der Tragkraft P des Arbeiters $CA = a \cos \alpha$ und der der Last $CB = b \cos \alpha - c \sin \alpha$, demnach:

$$P a \cos \alpha = Q (b \cos \alpha - c \sin \alpha)$$

und folglich die Tragkraft:

$$P = \frac{b \cos \alpha - c \sin \alpha}{a \cos \alpha} Q = \frac{b - c \tan \alpha}{a} Q.$$

Es nimmt also die Tragkraft P ab, wenn die Neigung des Weges größer wird, und es fällt P sogar negativ aus, d. i. es wirkt der beladete Karren von unten nach oben auf den Arbeiter, wenn $c \tan \alpha > b$ ist. Damit dieser ungünstige Fall der Arbeitsverrichtung vermieden werde, muß immer der Schwerpunkt S der Last mindestens um den Abstand $CE = b = c \tan \alpha$, wo α den größten Steigungswinkel des Weges bezeichnet, vor der Nadaxe zu liegen kommen.

Außer der Tragkraft P hat der Arbeiter noch eine Zugkraft Z auszuüben, welche den in die Bahnrichtung fallenden Componenten der von dem Wege aufzunehmenden Reaction F ausmacht, während der andere verticale Component die Differenz:

$$R = Q - P = Q - \frac{b - c \tan \alpha}{a} Q = \left(1 - \frac{b}{a} + \frac{c}{a} \tan \alpha\right) Q \text{ ist.}$$

Man hat daher:

$$F = R \cos \alpha \quad \text{und} \quad Z = R \sin \alpha = F \tan \alpha.$$

Für die Bewegung auf einer horizontalen Bahn ist $\alpha = 0$; daher die Tragkraft $P = \frac{b}{a} Q$ und die Zugkraft $Z = 0$.

Diese Kraftverhältnisse werden natürlich durch die Reibung und durch den Widerstand des Fußbodens abgeändert. Bezeichnet man die Summe dieser beiden Widerstände durch W , so ist die Zugkraft

$$Z = R \sin \alpha + W,$$

also für die Bewegung auf horizontalem Wege $Z = W$ zu setzen.

Da sich das arbeitende Geschöpf beim Fortziehen oder Fortschieben einer Last durch die Reibung seiner Füße auf dem Fußboden festhalten muß, so ist natürlich nöthig, daß die Zugkraft Z diese Reibung nicht übertreffe. Ist φ der entsprechende Reibungscoefficient und G das Gewicht des Motors, so kann man setzen:

$$Z = \varphi (G + P).$$

Es ist also die Tragkraft P um so größer zu nehmen, je kleiner der Reibungswinkel oder je glatter der Fußboden ist. Hieraus erklärt sich auch die Gewohnheit der Treiber, bei stark ansteigender Bahn den Satteldruck P des Zugpferdes durch theilweise Verlegung der Last nach vorn, oder auch wohl durch Aufsitzen zu vergrößern, um der Bedingung $Z = \varphi (G + P)$ zu genügen. Für die Zugkraft der Pferde auf horizontalen Straßen ist z. B. erfahrungsmäßig die Leistung am größten, wenn $\frac{P}{Z} = \frac{1}{5}$ beträgt. Nach dieser Regel ist für die zweiräderigen Fuhrwerke:

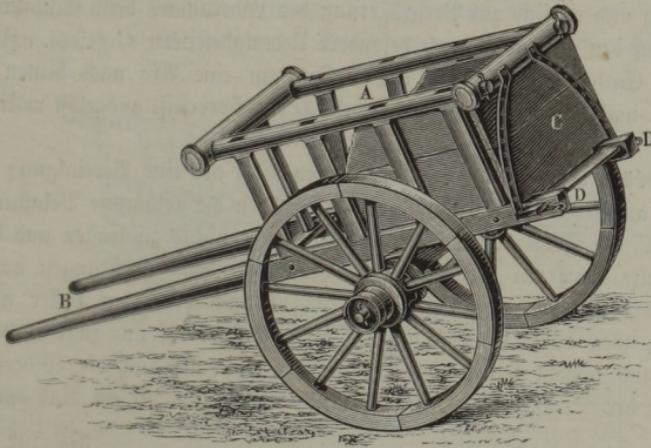
$$\frac{b Q}{a W} = \frac{1}{5}, \quad \text{also} \quad \frac{b}{a} = \frac{1}{5} \frac{W}{Q}$$

zu nehmen.

Die zweiräderigen Fuhrwerke oder Karren werden in England und Frankreich zu landwirtschaftlichen und anderen Zwecken beim Transport geringerer Lasten vielfach gebraucht, indem sie für solche Fälle, und namentlich da, wo es auf leichte Lenkbarkeit ankommt, und wo gute Wege und starke Pferde zur Verfügung sind, manche Vorzüge vor den vierräderigen Wagen darbieten. Ebenso finden die Karren eine ausgedehnte Verwendung beim Baue von Eisenbahnen u. s. w. zur Beförderung der Erdmassen. In dem letzteren Falle läßt man die Karren in der Regel auf provisorischen Bohlenbahnen laufen, indem man sie entweder durch je zwei oder drei Ar-

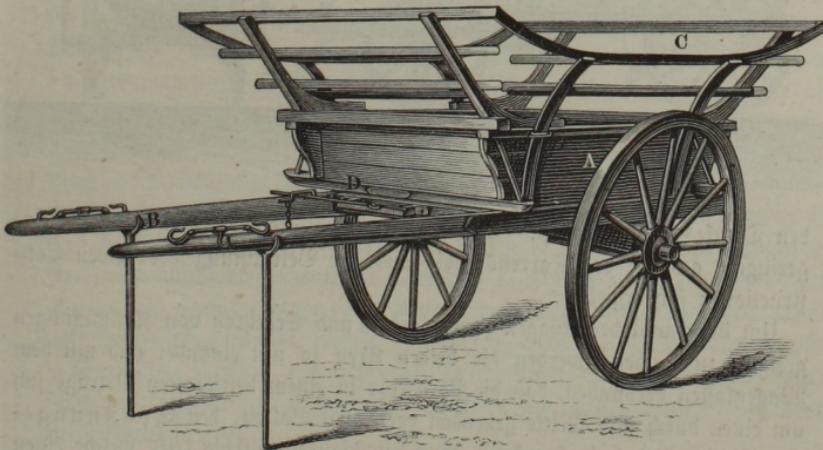
beiter nach Art der Schiebkarren bewegt, oder mehrere Karren hinter einander durch ein Pferd ziehen läßt.

Fig. 184.



Einen Karren zum Erdtransport zeigt Fig. 184. Der Kasten A sitzt hier fest auf den Deichseln B und ist zum bequemen Füllen und Entleeren mit

Fig. 185.



einer lösbaren Hinterwand C versehen. Die Vorderwand und ein Theil der Seitenwände sind der Deutlichkeit wegen abgenommen gezeichnet. Die Haken

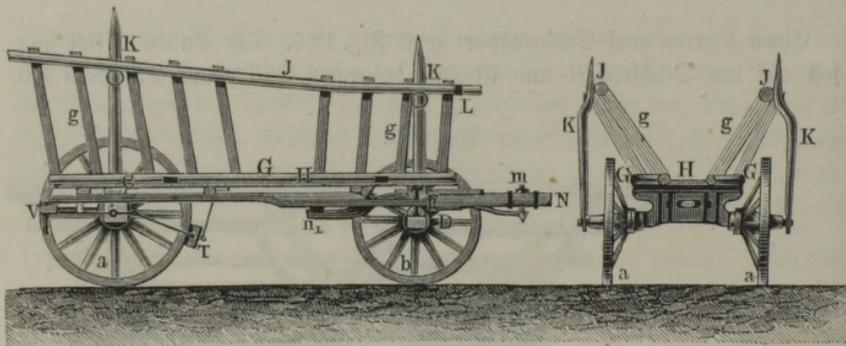
D sind zum Einhängen von Verbindungsketten oder Zugseilen behufs der Vereinigung mehrerer Karren hinter einander angebracht.

Ein Ackerkarren der Fabrik von *Crosquill* *) ist in Fig. 185 (a. v. S.) dargestellt. Die Anspannung des Pferdes in der Gabelbeichsel *B* ist aus der Figur ersichtlich und es sind zur Vergrößerung des Laderaumes beim Einfahren der Ernte auf den Kasten *A* noch besondere Ueberladeleitern *C* gesetzt. Zur bequemen Entleerung läßt sich der Kasten um eine Aze nach hinten über schlagen, nachdem vermittelst des Hebels *D* ein Sperrstift ausgelöst worden ist.

§. 48. **Vierräderige Wagen.** Ein Wagen kann als eine Vereinigung zweier Karren angesehen werden, auf deren beide Azen die gesammte Belastung sich vertheilt. In Folge dessen haben die Zugthiere nichts zu tragen und können ihre ganze Kraft in horizontaler Richtung an den Zugsträngen ausüben. Für größere Lasten eignet sich der Wagen auch deswegen besser als der Karren, weil dabei die Last sich auf vier, anstatt auf nur zwei Räder vertheilt, und sowohl durch die Festigkeit der Azen als auch die Widerstandsfähigkeit der Straße die höchstens zulässige Größe des auf ein Rad entfallen-

Fig. 186.

Fig. 187.



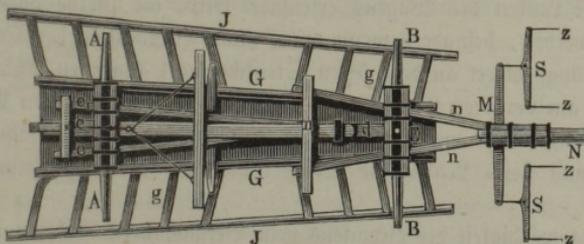
den Druckes beschränkt ist. Dagegen ist die Lenkbarkeit des Wagens eine geringere als die des Karrens, wie aus der Betrachtung der beiden Constructionen sich ergibt.

Um überhaupt den Wagen zum Wenden und Befahren von Krümmungen geeignet zu machen, werden die beiden Azen so mit einander und mit dem Wagenkasten verbunden, daß die Vorderaxe in einem bestimmten Betrage sich um einen durch ihre Mitte gehenden verticalen Bolzen, den Spannnagel oder Reibnagel, drehen kann. Aus den Figuren 186 bis 188, welche einen

*) *Rühlmann*, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 3, und *Hamm*, Die landwirthschaftlichen Geräthe und Maschinen Englands.

Wagen im Grundrisse und in Durchschnitten darstellen, ist die Construction ersichtlich. Die beiden Räderpaare *aa* und *bb* sind um die conischen oder cylindrischen Schenkel der beiden schmiedeeisernen Axen *A* und *B* lose drehbar. Auf diesen Axen sind starke Hölzer *C* und *D*, die sogenannten Tragschemel, befestigt, welche durch den Langbaum *cd* mit einander in Verbindung stehen. Während dieser Langbaum mit dem Hinterwagen oder der

Fig. 188.



Hinteraxe *A* fest verbunden, und zu mehrerer Festigkeit noch durch die Arme e_1 verstärkt ist, geschieht die Verbindung des Langbaumes bei *d* mit der Vorderaxe durch den besagten Spannnagel *E*, welcher mitten durch die Vorderaxe *B* und das Ende *d* des Langbaumes hindurchtritt. Gleichzeitig geht dieser Spannnagel *E* durch eine Durchbohrung eines zweiten, über dem Tragschemel *D* liegenden Querholzes *F*, des sogenannten Drehschemels oder Lenkschemels, welcher seinerseits mit dem hinteren Tragschemel *C* durch zwei Längsbäume *G* zu einem festen Geviere verbunden ist, das die Basis für den eigentlichen Wagenraum abgiebt. Der Kasten selbst wird in seiner Bodenfläche durch ein Brett *H* gebildet, während die beiden langen Seiten bei Erntewagen durch zwei Leitern dargestellt sind, von denen jede aus einer Verbindung des Tragbaumes *G* mit dem Leiterbaume *J* durch Sprossen *g* gebildet ist. Diese Leitern erhalten ihren festen Stand über der Vorderaxe durch zwei strebenartige Hölzer, welche unten mit dem Drehschemel *F* fest verbunden sind, die sogenannten Klingen, und außerdem durch die sogenannten Lünzstaken *K*, d. h. gebogene Rundhölzer, deren untere Enden mit Ringen die Achsen umfassen. Durch ein Querholz *L* werden die oberen Leiterbäume *J* vorn mit einander verbunden. Anstatt der Leitern wendet man zum Transport solcher Gegenstände, welche, wie Kohlen, Erde etc., zwischen den Sprossen *g* durchfallen würden, einen überall geschlossenen nur oben offenen, kastenförmigen, aus Brettern gebildeten Behälter an, dessen hintere Stirnwand herauszunehmen ist.

Zur Aufnahme der Deichsel *N*, an welcher die Pferde angreifen, dienen die beiden Arme *n*, welche durch den vorderen Tragschemel *D* hindurchgehen, hinterhalb dessen sie durch ein Querholz n_1 , das sogenannte Drehscheit

oder Lenkscheit, verbunden sind, welches sich gegen den Langbaum cd legt. Born sind diese Arme n mit der Deichsel N verbunden, an welcher durch den Bolzen m der Schwengel M befestigt ist, ein gleicharmiger Hebel, an dessen Enden die beiden kleineren Schwengel oder Ortscheite S angebracht sind, an denen die Zugstränge z der Pferde angreifen. Zuweilen wendet man anstatt des um m drehbaren Schwengels M auch ein fest mit der Deichsel verbundenes Querholz, den sogenannten Steiffschwengel, an, wodurch zwar das präcise Lenken des Wagens erleichtert wird, die Pferde aber mehr angestrengt werden, besonders wenn man, unter Weglassung der Ortscheite S , die Zugstränge direct an dem festen Steiffschwengel angreifen läßt. Daß die Zugthiere am vorderen Ende der Deichsel mit den sogenannten Aufhalt-riemen angeschirrt werden, um den Wagen beim Bergabfahren zurückzuhalten und beim Lenken die Deichsel nach der Seite zu ziehen, ist bekannt.

Die Nothwendigkeit des Bremsens beim Bergabfahren ist schon in Thl. III, 1, §. 175 besprochen und daselbst auch die Wirkung des Hemmschuhes und des gewöhnlichen Schleifzeuges erläutert. Ein solches in der Regel durch eine Schraube V bewegtes Schleifzeug T wendet man bei allen besseren Wagen an, da die Wirkung des Hemmschuhes von nachtheiligem Einflusse auf die Straßen ist.

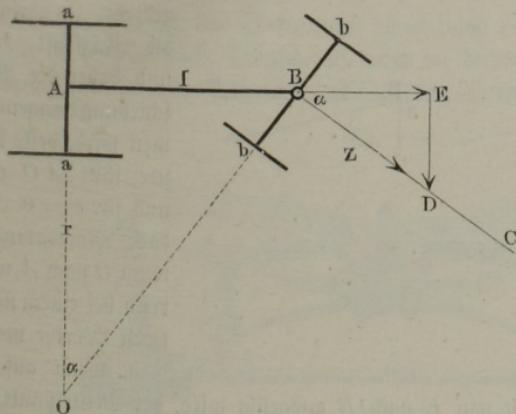
Aus der beschriebenen Anordnung der Wagen erkennt man, daß eine von den Pferden auf die Deichsel ausgeübte Zugkraft zunächst der vorderen Axe B nebst dem mit dieser fest verbundenen Tragschemel D mitgetheilt und von hier durch den Spannnagel E und den Langbaum cd auch auf die hintere Axe A sowie den Lenkschemel F und damit auf den Wagenkasten übertragen wird. So lange hierbei dieser Zug in die Richtung des Langbaumes cd fällt, also senkrecht zur Hinteraxe gerichtet ist, stehen beide Axen parallel und der Wagen rollt in gerader Linie fort. Wenn indessen auf die Deichsel am vorderen Ende ein seitlicher Druck ausgeübt wird, in Folge dessen die vordere Axe um den Spannnagel sich entsprechend dreht und gegen die feste Hinteraxe eine bestimmte Neigung annimmt, so muß bei einem gleichzeitigen Anziehen der Wagen in einer gekrümmten Bahn sich bewegen. Sei in Fig. 189 A die Hinteraxe, B der Spannnagel, also AB der Langbaum und BC die Deichsel, welche unter einem Winkel $\alpha = EBC$ gegen den Langbaum geneigt sein mag, so zerlegt sich eine in der Deichselrichtung auf den Langbaum übertragene Zugkraft $BD = Z$ in zwei Seitenkräfte $BE = Z \cos \alpha$ und $ED = Z \sin \alpha$. Die Kraft BE wird ein Fortrollen der Hinterräder a in der zur Axe A senkrechten Richtung AB veranlassen, während die Componente ED durch den Widerstand aufgehoben wird, welchen die Straße einer axialen Verschiebung der Räder a entgegensetzt. Die von der Deichsel auf die Vorderaxe ausgeübte Zugkraft veranlaßt ein Fortrollen der letzteren

in der Richtung der Deichsel BC . Man kann nun in dem betreffenden Augenblicke die Bewegung des Wagens als eine Drehung um das Momentancentrum ansehen, als welches sich der Durchschnittspunkt O der beiden Axenrichtungen ergibt, welche letzteren bezw. senkrecht stehen auf den Bahnen der beiden Punkte A und B . Denkt man sich daher den Winkel $\alpha = EBD = AOB$ der Axen während der Bewegung des Wagens von gleichbleibender Größe, so bewegt sich jeder Punkt des Gefährts in einem Kreisbogen um den Mittelpunkt O . Der Abstand OA dieses Centrum von der Mitte der Hinteraxe ist gegeben durch die Beziehung

$$OA = r = \frac{l}{\tan \alpha'}$$

wenn $l = AB$ die Länge des Langbaumes bedeutet. Hieraus folgt, daß die Wendung des Wagens in um so schärferen Krümmungen geschehen kann, je kleiner der Abstand des Spannagels von der Hinteraxe und je größer der

Fig. 189.

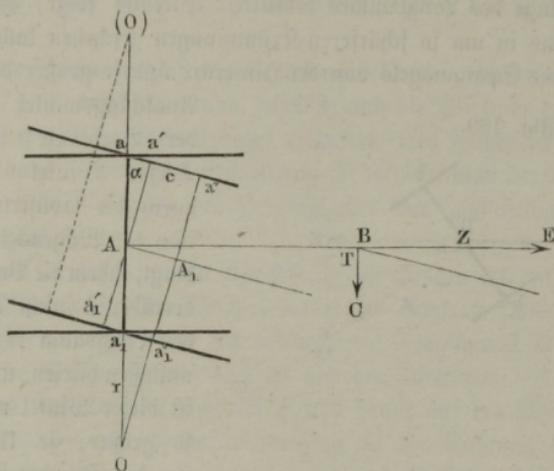


Ausschlagswinkel α der Vorderaxe ist. Dieser Winkel ist durch die Construction des Wagens bedingt, indem die Vorderräder b nicht an den Langbaum AB anstoßen dürfen, und ist dieser Winkel um so größer, je kleiner der Durchmesser der Vorderräder ist. Hierin ist ein Grund zu erkennen, welcher

veranlaßt, den Vorderrädern kleinere Durchmesser zu geben als den Hinterrädern, was indessen auch schon mit Rücksicht auf die Möglichkeit geboten ist, den Drehschemel anordnen zu können. Bei den Lastfuhrwerken ist dieser Winkel α meist nur klein, während man bei Luxuswagen, wie Equipagen, den Winkel durch geeignete Form des Kutschkastens, welche ein möglichst weites Herantreten bezw. Unterfahren der Vorderräder gestattet, den Drehungswinkel α thunlichst zu vergrößern sucht. Dieser Winkel wird jedoch wohl in keinem Falle den Werth von 90° erreichen, da hierzu der Langbaum so hoch liegen müßte, daß die Vorderräder ganz unter denselben treten könnten. Nur in diesem Falle, $\alpha = 90^\circ$, würde das Momentancentrum O in die Mitte A der Hinteraxe fallen.

Bei den Karren kann in der That die Mitte der Ase A , Fig. 190, als Drehpunkt bei der Wendung fungiren, wie man sich leicht überzeugt. Denkt man sich an dem Ende B der Deichsel AB eines Karrens außer der Zugkraft $Z = BE$ einen seitlichen Druck $BC = T$ ausgeübt, so wird in Folge des Widerstandes, welchen die Fahrbahn einer axialen Verschiebung der Räder a und a_1 entgegensetzt, die Ase A in einer unendlich kleinen Zeit einer kleinen Drehung um ihren Mittelpunkt A im Betrage $a A a' = \alpha$ ausgesetzt, in Folge deren a nach a' und a_1 nach a_1' gelangt. Wenn nun durch die Zugkraft in demselben Zeittheil der Karren um die Größe $c = a' a'' = a_1' a_1''$ fortgerollt wird, so gelangt die Ase in die Lage $a'' a_1''$ und hat somit eine Drehung um das Momentancentrum O angenommen. Der Mittelpunkt A der Ase hat sich daher um einen Halbmesser

Fig. 190.



$$AO = r = \frac{c}{\alpha}$$

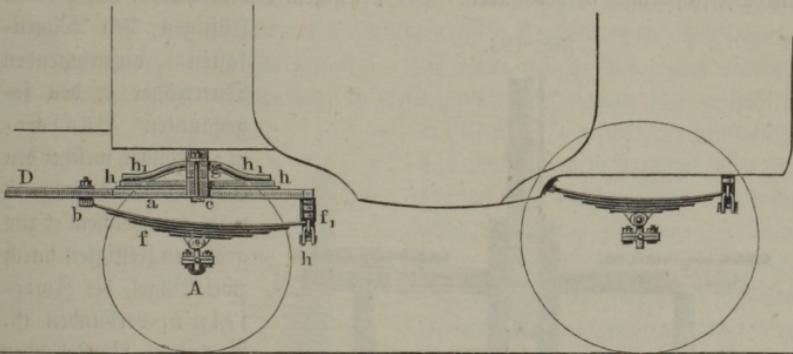
gedreht. Je geringer die Zugkraft BE und daher die Verschiebung c angenommen wird, desto kleiner fällt AO aus, und für $c = 0$ rückt das Momentancentrum O nach A , während bei einem negativen Werthe von c , d. h. wenn auf die

Deichsel eine Schubkraft von E nach B ausgeübt wird, der Mittelpunkt der Drehung auf die andere Seite von A nach (O) rückt. Hieraus erklärt sich zur Genüge die größere Lenkbarkeit der Karren im Vergleiche mit derjenigen der Wagen.

Die constructive Anordnung der Luxuswagen ist von derjenigen der oben besprochenen Lastwagen dem Wesen nach nicht verschieden. Die Hauptunterschiede bestehen, abgesehen von der äußeren Form und größeren Eleganz der Wagenkasten, hauptsächlich darin, daß der Langbaum wegfällt, die Gestalt des Wagenkastens ein vollständiges Unterlaufen der Vorderräder unter den Wagenkasten gestattet, und daß die Last auf die Axen mit Hilfe von Federn übertragen wird, worüber weiter unten ein Näheres angeführt werden soll. Eigenthümlich bei diesen Wagen ist ferner der Drehschemel,

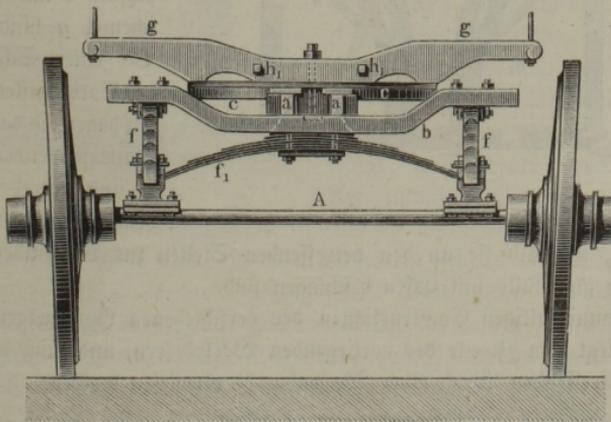
welcher einen mit dem Oberwagen fest verbundenen, zum Spannnagel concentrischen Ring oder Kranz zeigt, dessen untere, mit Eisen beschlagene Fläche auf den betreffenden Theilen des vorderen Tragschemels schleift. In den Figuren

Fig. 191.



191 bis 193 ist das Wesentliche eines solchen Vorderwagens dargestellt. Hier ist der eigentliche Tragschemel durch die beiden, die Deichsel *D* scheerenförmig aufnehmenden Hölzer *a*, das Querholz (Steiffchwengel) *b* und den den

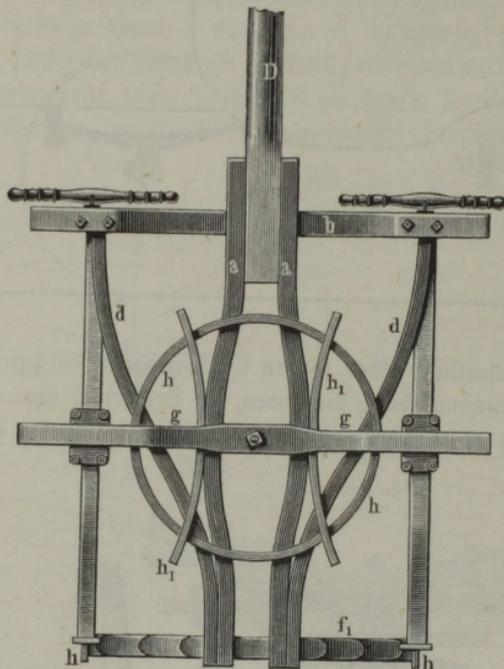
Fig. 192.



Spannnagel aufnehmenden Ax stock *e* gebildet, welche Theile unter sich starr verbunden und durch zwei Streben *d* versteift sind. Dieses Gestell ist auf die Vorderaxe *A* mit Hilfe eines Federwerkes gehängt, welches aus den beiden Längsfedern *f* und einer Querfeder *f₁* besteht. Während die beiden Längsfedern *f* mit ihren Mitteln sich auf die Axe *A* möglichst nahe den Rädern

stützen, ist die Quersfeder f_1 in ihrem mittleren Theile mit den Scheerenarmen a fest verbunden und überträgt den Druck an ihren Enden durch die Federgehänge h auf die hinteren Enden der Längsfedern f . Die vorderen Enden dieser letzteren sind dagegen mit dem Traggestelle direct, nämlich mit dem Steiffswengel b , verbunden. Der Lenkschemel wird hierbei durch einen

Fig. 193.



kräftigen, den Wagenlasten aufnehmenden Querträger g , den sogenannten Bockschemmel gebildet, welcher den erwähnten Kranz h trägt, mit welchem er zur größeren Festigkeit durch zwei Bügel, die Zwieseln h_1 verbunden ist. Aus dem Vorstehenden ergibt sich, wie der Langbaum hier fortfällt und der Spannagel nicht durch die Vorderaxe, sondern nur durch den Astock e und den Bockschemmel g hindurchtritt. Bei einer Schwenkung des Vordergestells schleifen daher die dasselbe zusammensetzenden Arme a und Streben d an dem darauf ruhenden

Kranze h , weshalb sie an den betreffenden Stellen zur Verminderung der Abnutzung gleichfalls mit Eisen beschlagen sind.

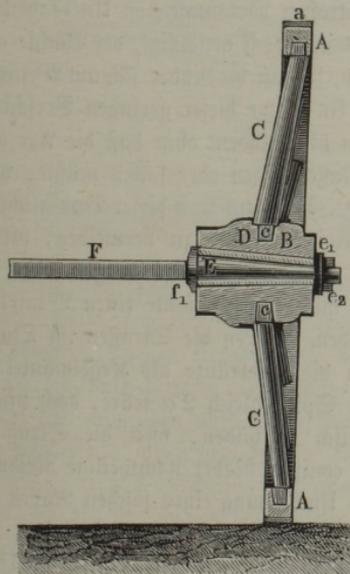
Die mannigfaltigen Constructions der verschiedenen Luxuswagen zu besprechen liegt dem Zwecke des vorliegenden Werkes fern, und muß dieserhalb auf die betreffenden Werke über Wagenbau *) verwiesen werden.

§. 49. Räder. Den wesentlichsten Theil aller Karren und Wagen bilden die Räder mit ihren Axen. Jedes Rad besteht aus dem äußeren Theile oder dem Kranze A , Fig. 194, dem mittleren Theile oder der Nabe B und

*) Eine ausführliche Besprechung nebst Angabe einer reichen Literatur findet man in Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 3.

den beide Theile verbindenden Armen oder Speichen *C*. Der Kranz wird gewöhnlich aus einzelnen bogenförmig zugeschnittenen Holzstücken, Radfelgen, zusammengesetzt, welche durch einen warm aufgezogenen schmiedeeisernen Ring, den Radreifen *a*, zusammengehalten werden. In Amerika pflegt man auch wohl den Kranz aus einem einzigen Holzstücke zu bilden, welches nach vorhergegangenem Dämpfen diese Herstellung durch Biegen in einer entsprechenden Presse gestattet. Die Nabe besteht aus einem massiven Stück Eichen- oder Ulmenholz, in dessen centrale Höhlung eine gußeiserne

Fig. 194.



Axbüchse *D* gesteckt ist, mit welcher das Rad auf dem Axzapfen oder Axschenkel lose drehbar sitzt. In rechteckige Löcher am Umfange der Nabe treten die Speichen *C* mit ihren Zapfen *c* ein, und durch vier schmiedeeiserne warm aufgezogene Nabenringe wird die Nabe vor dem Aufspalten gesichert. Die Ase *F* ist aus Schmiedeeisen, in der Mitte von rechteckigem Querschnitte, gemacht und trägt an jedem Ende neben einer aufgeschweißten Stoßscheibe *f*₁ einen cylindrischen oder wenig conischen Zapfen, den Axschenkel, auf welchem, wie erwähnt, das Rad sich lose dreht. Auf der Ase wird bei Lastwagen das Axholz oder der Tragschemel befestigt, während bei Luxuswagen die Ase unmittelbar neben den Stoß-

scheiben zu Ansätzen ausgeschmiedet ist, um die Tragsfedern darauf befestigen zu können. Die Axen selbst sind in allen Fällen fest mit dem Wagengestelle verbunden, so daß sie an der Drehung keinen Theil haben.

Um die lose auf die Schenkel gesteckten Räder vor dem Ablausen zu sichern, ist auf jeden Schenkel *E* eine Scheibe *e*₁ gesteckt, welche durch eine vorgeschraubte Mutter oder einen durchgesteckten Splinth *e*₂ gehalten wird. Damit durch die Reibung der Radnabe an dieser Mutter ein Losdrehen der letzteren nicht ermöglicht werde, giebt man der Schraube auf der einen Seite rechtes, auf der anderen Seite linkes Gewinde. Da hierdurch aber nur für das Vorwärtsfahren die gewünschte Sicherheit gegen Losdrehen der Muttern, nicht aber beim Rückwärtsfahren erreicht wird, so pflegt man noch andere Sicherheitsvorkehrungen anzuwenden, z. B. Vorsteckstifte, oder man setzt die Scheiben *e*₁ undrehbar auf vierkantige Ansätze der Axschenkel. Bei den Ax-

büchsen der Luxuswagen pflegt man auch wohl zwei Muttern hinter einander auf jeden Schenkel zu setzen, von welchen die eine mit rechtem, die andere mit linkem Gewinde versehen ist. Daß Arschschenkeln und Arbüchse möglichst glatt abgedreht sind, ist selbstverständlich, ebenso, daß man in der Arbüchse durch entsprechende Aussparungen oder Nuthen für eine gute Schmierung Sorge trägt. Bei Luxuswagen wird durch eine über das freie Ende der Büchse geschraubte Staubkapsel der Verunreinigung der Büchse vorgebeugt.

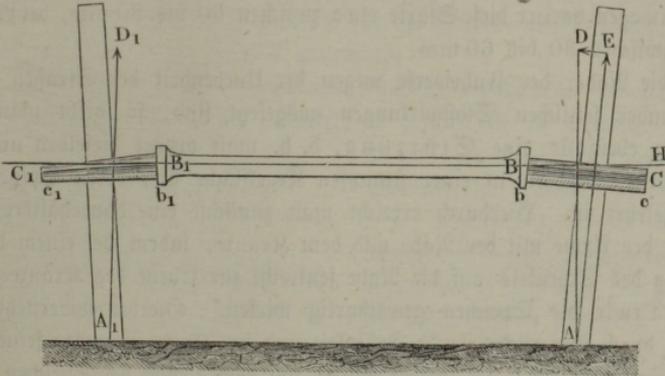
Wären die Fahrstraßen vollkommen ebene Flächen, so könnte man die Rad Ebenen rechtwinkelig zu der Ase legen und die letztere selbst gerade und horizontal machen. Wegen der in allen Straßen vorkommenden Unebenheiten, wie Erhabenheiten, Vertiefungen *cc.*, ist man jedoch genöthigt, der Büchse auf dem Arschschenkeln etwas Spielraum zu geben, so daß die Räder sich um Weniges auf den Schenkeln verschieben können. In Folge dieser geringen Verschieblichkeit kann das Rad kleine Unebenheiten überwinden, ohne daß die Ase mit der auf ihr ruhenden Last in gleichem Maße steigen oder fallen müßte, wodurch die Zugkraft vergrößert werden würde. Um nun trotz dieser Beweglichkeit ein etwaiges Schiefstellen und Schwanken der Räder zu vermeiden, pflegt man die Arschschenkeln in geringem Maße nach abwärts zu neigen oder zu stürzen, so daß die Axen der Schenkeln mit dem Horizonte einen Winkel α von wenigen Graden (etwa 2 bis 7°) bilden. Wären die Straßen im Querschnitte nun horizontal, so würde man die Radkränze als Kegelmäntel zu construiren haben, deren Winkel an der Spitze gleich 2α wäre, doch pflegt man die Radreifen fast immer cylindrisch zu bilden, weil die Straßenprofile stets gewölbt sind. Auch müssen conische Räder nachtheilige Reibungen im Gefolge haben, insofern bei der Umdrehung eines solchen Rades die Geschwindigkeiten in verschiedenen Radumfängen verschieden groß sind.

Um den Einfluß der Schenkelstürzung zu erkennen, sei BC , Fig. 195, die Mittellinie eines cylindrischen Arschschenkels, welcher um den Winkel $HBC = \alpha$ gestürzt sein soll. Ist A der Mittelpunkt der Berührungsfäche zwischen Radreifen und Fahrbahn und $DA = Q$ die auf das Rad A entfallende Belastung, so muß die Fahrbahn in A mit der gleichen und entgegengesetzten Reaction AD gegen das Rad wirken. Zerlegt man daher AD nach AE senkrecht zu der Stützfläche bc des Arschschenkels und parallel dazu nach ED , so findet man in $ED = Q \sin \alpha$ diejenige Kraft S , mit welcher das Rad stetig nach innen, d. h. gegen die Stoßscheibe B gepreßt wird. Die gleiche Betrachtung gilt natürlich für alle Räder.

Ebenso erkennt man aus der Figur 195 leicht den Einfluß einer cylindrischen oder conischen Schenkelform. Sei nämlich B_1C_1 ein conischer Schenkel, dessen halber Spitzwinkel gleich dem Stürzungswinkel α ist, so fällt die Stützlinie b_1c_1 zwischen Schenkel und Arbüchse horizontal aus, und die der Radbelastung entgegengesetzte Reaction A_1D_1 der Fahrbahn hat nun-

mehr keine Componente nach der Richtung $e_1 b_1$, so daß dem Rade auch keine Tendenz mitgetheilt wird, sich gegen die Stoßscheibe B_1 anzulehnen. Wenn die Verjüngung des conischen Schenkels $B_1 C_1$ noch größer wäre, wenn also die Berührungslinie zwischen Schenkel und Arbüchse von b_1 nach e_1 aufstiege, so

Fig. 195.



würde das Rad sogar durch den Druck der Straße gegen die Scheibe bei C_1 gepreßt werden, eine Construction, welche vermieden werden muß, da bei ihr keine Sicherheit gegen Ablausen der Räder gewährt ist.

Aus den vorstehenden Bemerkungen geht hervor, daß man conische Arschenkel nur anwenden wird, wenn die Stürzung derselben hinreichend groß, d. h. mindestens gleich dem halben Spigenwinkel der Schenkel ist. Da nun die Stürzung der Schenkel bei Luxuswagen nur gering gemacht zu werden braucht (1 bis 2°), indem bei denselben wegen der guten Straßen, auf denen sie gewöhnlich laufen, der Spielraum nur klein zu fein pflegt, so wendet man hierbei meist cylindrische Arschenkel an, wogegen man den Schenkeln der Lastfuhrwerke eine größere Stürzung (bis zu 7°) und conische Formen giebt. Als nebenfächlichen Vortheil der Schenkelstürzung kann man bei Lastfuhrwerken noch die größere Breite anführen, welche dadurch für den Wagenkasten ermöglicht wird, während bei den Luxuswagen das bei schmutzigem Wege und schneller Fahrt eintretende Rothwerfen der Räder für die Fahrenden weniger unangenehm wird.

Die Stärke d der Arschenkel richtet sich natürlich nach der Belastung Q , welche auf ein Rad entfällt, und man hat dieselbe nach den Regeln für die Bruchfestigkeit durch die Formel:

$$Qa = \frac{\pi}{32} d^3 k$$

zu bestimmen, worin man k für Schmiedeeisen etwa zu 6 kg pro Quadratmillimeter und a gleich der halben Schenkellänge, also gleich $2d$ bis $2,5d$

zu setzen hat, da der Schenkel meist die vier- bis fünffache Stärke d zur Länge bekommt. Demgemäß bestimmt sich die Stärke an der Stoßscheibe zu:

$$d = \sqrt{\frac{32}{\pi} \frac{2,5}{6} Q} = 2,05 \sqrt{Q} \text{ oder rund zu } d = 2 \sqrt{Q} \text{ mm.}$$

Bei Lastwagen variiert diese Stärke etwa zwischen 60 bis 80 mm, bei Luxuswagen zwischen 30 bis 60 mm.

Da die Räder der Fuhrwerke wegen der Unebenheit der Straßen mehr oder minder seitlichen Stößwirkungen ausgesetzt sind, so giebt man den Speichen ebenfalls eine Stürzung, d. h. man ordnet dieselben nicht in einer Ebene, sondern in einer stumpfen Kegelfläche an, deren Spitze nach innen gekehrt ist. Hierdurch erreicht man zunächst eine dauerhaftere Verbindung der Arme mit der Nabe und dem Kranze, indem bei einem in der Richtung des Schenkels auf die Nabe senkrecht zur Ebene des Kranzes wirkenden Drucke die Speichen gewölbartig wirken. Hierbei widersteht jede Speiche durch ihre rückwirkende Festigkeit und der Kranz vermöge seiner absoluten Festigkeit, denn der letztere würde, um dem Drucke der Speichen nachzugeben, einen größeren Durchmesser annehmen müssen. Auch wird durch diese Stellung der Speichen der Druck der Straße auf die Axc besser in der Richtung der Speichen übertragen, denn wenn beispielsweise der Winkel φ , welchen die Speichen mit der Ebene des Radkranzes bilden, gleich dem Stürzungswinkel α des Arschenkels ist, so steht die unterste Speiche genau vertical, weshalb eine solche Anordnung zuweilen als Constructionsregel angegeben wird.

Die lineare Stürzung der Speichen, d. h. den Abstand der Kegelspitze von der Nabe ebene, pflegt man im Allgemeinen zwischen $\frac{1}{8}$ und $\frac{1}{12}$ des Radhalbmessers anzunehmen, so daß der Winkel φ , unter welchem die Speichen gegen die Ebene des Radkranzes geneigt sind, bezw. zwischen $7^\circ 10'$ und $4^\circ 45'$ schwankt. Man kann übrigens bemerken, daß der Stürzungswinkel bei demselben Wagen von verschiedener Größe für die Vorder- und Hinterräder sein muß, damit die Spurweite, d. h. die lichte Entfernung der beiden Radreifen einer und derselben Axc im untersten Punkte für beide Axen gleich groß ist. Damit diese Bedingung erfüllt sei, muß, da die beiden Axen ebenfalls gleiche Länge haben, nach Fig. 196, unter r_1 und r_2 die Halbmesser der Räder, α_1 und α_2 die Stürzungswinkel der Axen und φ_1 und φ_2 die Stürzungswinkel der Speichen verstanden,

$$r_1 (\tan \alpha_1 - \tan \varphi_1) = r_2 (\tan \alpha_2 - \tan \varphi_2)$$

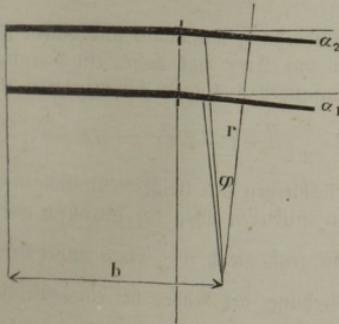
sein. Wenn man etwa $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ macht, so hat man:

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{\tan \alpha - \tan \varphi_1}{\tan \alpha - \tan \varphi_2}$$

woraus bei einem gewissen Räderverhältniß $\frac{r_1}{r_2}$ der Stürzungswinkel φ_2 der Vorderräder sich bestimmt, wenn derjenige φ_1 der Hinterräder angenommen wird, oder umgekehrt. Wollte man beiden Räderpaaren gleiche Stürzungswinkel geben, so müßte die Stürzung der Achsenkel verschieden gemacht werden. Das Verhältniß der Halbmesser für die Vorder- und Hinterräder kann man durchschnittlich wie 3 zu 4 annehmen.

Die Spurweite ist in verschiedenen Ländern verschieden, und zum Theil durch gesetzliche Vorschriften normirt; so beträgt sie in Preußen gesetzlich $4' 10'' = 1,515$ m, während in England eine schmale Spurweite von $5' 2''$ engl. $= 1,575$ m für landwirthschaftliche Wagen und eine breite Spur von $5' 10''$ engl. $= 1,788$ m für Lastfuhrwerke üblich ist.

Fig. 196.



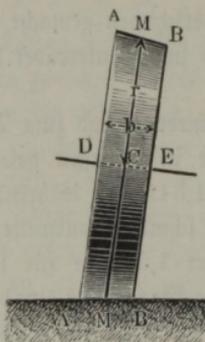
Der Durchmesser der Wagenräder schwankt je nach der Art des Fuhrwerks etwa zwischen 0,8 und 1,6 m. Auch über die Breite der Felgen sind in einzelnen Ländern Vorschriften gültig, welche diese Breite von der

Belastung abhängig machen, da die Abnutzung der Straße durch das Eindringen um so stärker ausfällt, je größer die Belastung und je geringer die Felgenbreite ist. Bei Lastfuhrwerken ist die Breite passend zu 0,10 bis 0,13 m anzunehmen, während Luxuswagen meist nur Radreifen von 40 bis 60 mm Breite erhalten. Die Form der Reifen ist gewöhnlich die cylindrische, nur selten werden die Kränze conisch gemacht, da hiermit, wie schon erwähnt, eine auf Abnutzung der Reifen sowohl wie der Straßen hinwirkende schädliche Reibung verbunden ist. Für Luxuswagen, die hauptsächlich auf Steinpflaster rollen, giebt man den Reifen auch wohl ein kreisbogenförmig gewölbtes Profil oder rundet die Kanten etwas ab.

Es kann bemerkt werden, daß man auch Wagenräder ganz aus Eisen gebildet hat, indem man die gußeiserne Nabe mit dem gleichfalls gußeisernen Kranze durch ein System schmiedeeiserner Speichen verbunden hat, welche letzteren dabei abwechselnd nach beiden Seiten gestürzt sind. In solcher Art hat man namentlich die Räder von Locomobilen construirt, bei welchen hölzerne Räder wegen der starken Hitze durch scharfes Zusammentrocknen leicht bocklahm werden. Für die eigentlichen Fuhrwerke aber haben diese eisernen Räder nur wenig Anwendung gefunden, da sie bei öfterem Gebrauche in der Verbindung leicht nachgeben, und ihre Reparatur schwierig ist. Häufiger kommen Räder mit gußeisernen Naben und hölzernen Speichen und Felgen vor.

Anmerkung. Die Größe der Reibung, welche conische Radkränze auf der Straße wegen der Verschiedenheit der Halbmesser der Radreifen hervorrufen, läßt sich wie folgt bestimmen. Ist $r = MC$, Fig. 197, der mittlere Halbmesser eines conischen Radkranzes, dessen Axenschenkel um den Winkel α gegen die Horizontale geneigt ist, so daß also α auch den halben Spitzwinkel des Radkranzkegels bedeutet, so sind, unter b die Kranzbreite verstanden, die äußeren Halbmesser entsprechend durch

Fig. 197.



$$AD = r + \frac{b}{2} \sin \alpha$$

und

$$BF = r - \frac{b}{2} \sin \alpha$$

gegeben.

Bei einer Umdrehung des Rades und einem Fortrollen desselben um $2\pi r$ hat daher ein Voraneilen des größeren Umfanges AA gegen den mittleren M um

$$2\pi \left(r + \frac{b}{2} \sin \alpha \right) - 2\pi r = \pi b \sin \alpha$$

stattgefunden, und ebenso groß ist das Zurückbleiben des kleineren Umfanges BB gegen den mittleren. Man kann daher den mittleren Weg der hierdurch auf der Fahrbahn hervorgerufenen Reibung halb so groß gleich $\pi \frac{b}{2} \sin \alpha$ annehmen, so daß die Arbeit der Reibung für eine Umdrehung des Rades bei einer Belastung Q desselben durch

$$L = \varphi Q \pi \frac{b}{2} \sin \alpha$$

ausgedrückt ist, wenn φ den Coefficienten der gleitenden Reibung zwischen Radreifen und Fahrbahn bezeichnet. Hierzu gehört eine Kraft

$$P_0 = \frac{\varphi Q \pi \frac{b}{2} \sin \alpha}{2\pi r} = \frac{b \sin \alpha}{4r} \varphi Q,$$

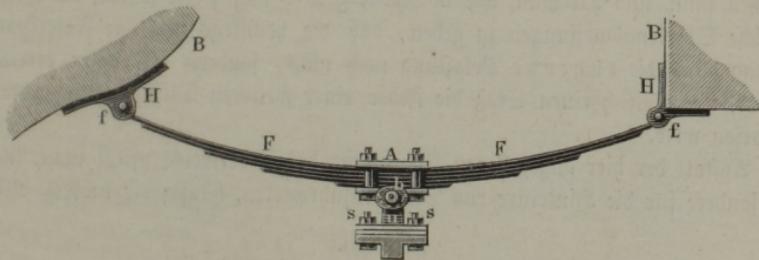
um welche die erforderliche Zugkraft in Folge der conischen Form der Radreifen vergrößert wird.

§. 50. **Federn.** Bei allen Luxusfahrzeugen befestigt man den eigentlichen Wagenkasten nicht direct auf den Axen, sondern durch Vermittelung elastischer Stahlfedern, um die durch die Unebenheiten der Straße unvermeidlich hervorgerufenen Stosswirkungen für die Fahrenden möglichst zu mildern. Da mit der Anwendung von Federn auch eine Verminderung der Zugkraft verbunden ist, namentlich beim Fahren auf harten Schotterstraßen, so hat man mehr und mehr auch bei Lastfuhrwerken Federn angebracht, insbesondere bei allen solchen Fuhrwerken, welche zarte und zerbrechliche Waaren (Flaschen zc.) zu transportiren haben.

Den Federn giebt man meistens die Form der Blattfedern, d. h. man bildet sie als elastische, in der Mitte bei A , Fig. 198, auf der Axe be-

festigte Balken F aus, auf deren Enden f die Last ruht. Diese Federn sind zur Erzielung möglichst großer Durchbiegung oder Federung aus dünnen, 6 bis 10 mm starken Stahlamellen als Körper gleichen Widerstandes gemacht, und ist hinsichtlich der Berechnung und Construction derselben in

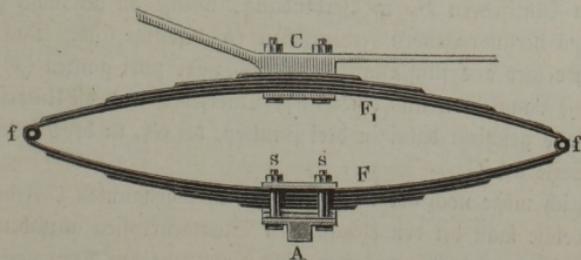
Fig. 198.



Thl. I, §. 286 u. f. das Nähere angegeben. Zur festen Verbindung der Federn mit der Axc ist die letztere zu jeder Seite dicht neben der Stoßscheibe mit je zwei angeschmiedeten Lappen versehen, durch welche die Befestigungsschrauben s für ein Unterstück u hindurchgehen, dessen Bolzen b der Feder eine gewisse Drehbarkeit gestattet. Bei der Anwendung solcher einfacher Druckfedern, zwei für jede Axc, stützt sich das Wagengestell vermittelst der am Wagenkasten oder Steiffchwengel B angebrachten Stützen H auf die Federenden f . Diese Anordnung einfacher Druckfedern giebt aber in der Regel nicht genügendes Spiel; und daher pflegt man meist durch Vereinigung mehrerer Federn ein zusammengesetztes Federwerk für jede Axc zu bilden.

Für die Vorderaxe bedient man sich dabei sehr häufig zweier Doppelfedern FF_1 , Fig. 199, deren Enden f durch Bolzen gelenkig mit einander verbun-

Fig. 199.

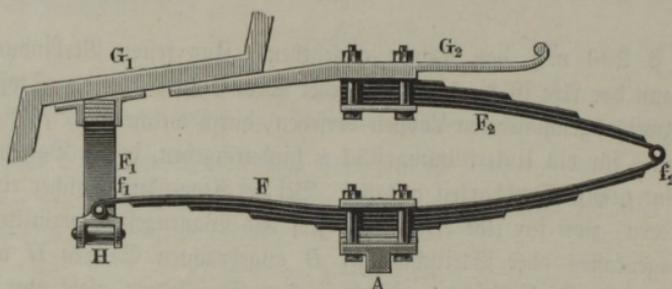


den sind. Während die untere Feder F durch die Schrauben s auf der Axc A befestigt ist, wird die obere Feder F_1 in der Mitte durch das Ende

des Astockes C gedrückt, welcher zur Aufnahme des Spannnagels dient. Durch diese Anordnung doppelter, von ihrer Form wohl sogenannter Elliptifedern erlangt man eine Verdoppelung der Durchbiegung oder des Federspiels. Jede einzelne Feder F und F_1 ist selbstverständlich so stark zu machen, daß sie der in ihrer Mitte wirkenden Belastung des Rades widerstehen kann, und hat man, wie in Thl. I, §. 288 angegeben wurde, der Feder solche Stärkenabmessungen zu geben, daß die höchstens zulässige Faserspannung durch die ruhende Belastung noch nicht, sondern erst dann erreicht wird, wenn durch einen Stoß die Feder einer weiteren Durchbiegung unterworfen wird.

Anstatt der hier angegebenen Anordnung des Federwerks pflegt man, insbesondere für die Hinteraxe von Personenfuhwerken, häufig die in Fig. 200

Fig. 200.

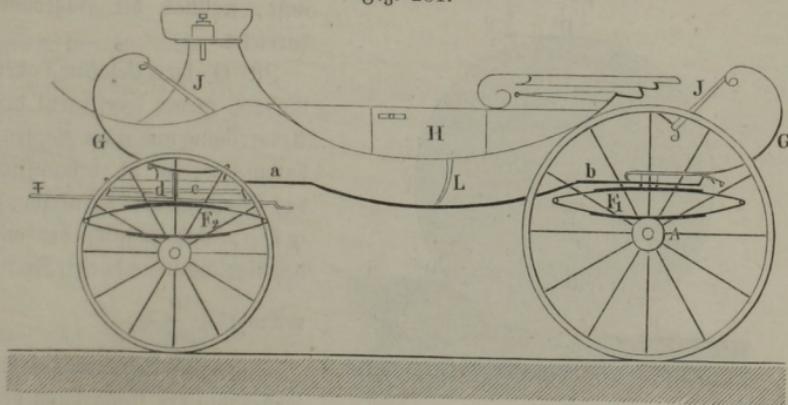


dargestellte Form zu wählen. Auch hier ist auf der Axe A dicht neben jeder Stoßscheibe eine einfache Druckfeder F befestigt, und zwischen die vorderen Enden f_1 dieser Federn eine Quersfeder F_1 geschaltet, welche in ihrer Mitte mit dem Wagenkasten bei G_1 fest verbunden ist, während ihre Enden mit Gehängen H an den vorderen Enden f_1 der beiderseitigen Langfedern F hängen. Die hinteren Enden f_2 der letzteren stehen dagegen mit den halben oder einarmigen Blattfedern F_2 in Verbindung, welche an den nach hinten vom Wagenkasten herausragenden Federarmen G_2 befestigt sind. Das Federwerk besteht daher hier aus fünf Blattfedern, und zwar zwei ganzen (F) und zwei halben (F_2) Langfedern und einer (F_1) Quersfeder, und die Unterstützung des Wagenkastens geschieht dabei in drei Punkten, bei G_1 , in der Mittelebene und zu jeder Seite bei G_2 .

Schließlich möge noch der nach ihrer Form sogenannten C-Federn gedacht werden, welche man bei den elegantesten Staatscarrossen anzuwenden pflegt, derartig, daß man den Wagenkasten nicht direct mit den Axen verbindet, sondern vermittelt ledderner Tragriemen an vier Federarme hängt, welche ihrerseits erst durch Druckfedern mit den Axen verbunden sind. Fig. 201 zeigt diese Anordnung. Hier erkennt man zunächst das Vorhandensein eines

besonderen Langbaumes ab , welcher mit dem Lenkschemel c direct und mit der Hinteraxe A durch die Tragfedern F_1 verbunden ist, während der den Lenkschemel unterstützende Tragschemel d mittelst der Federn F_2 auf der Vorderaxe ruht. Der Langbaum ab trägt die C-förmig gebogenen Blattfedern G ,

Fig. 201.



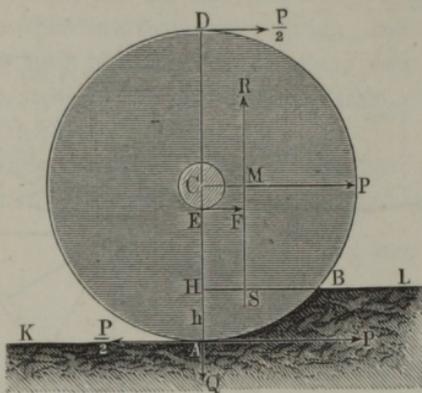
an denen der Wagenkasten H mit Hülfe der Hängerriemen J aufgehängt ist. Ein mit dem Langbaume verbundener Stoßriemen L verhindert dabei das Anschlagen des Wagenkastens gegen die Räder bei einem wegen der langen Hängerriemen möglichen seitlichen Schwanken. Solche C-Federn machen die Stöße für die Fahrenden fast unmerklich, vergrößern aber wegen der Längenschwingungen, welche sie dem Wagenkasten gestatten, die Zugkraft erheblich, so daß sie mit einer wesentlichen Ermüdung der Zugthiere verbunden sind, weshalb man auch selbst bei sehr eleganten Fuhrwerken statt dieser Anordnung meist die in Fig. 199 und 200 angegebene Construction zur Anwendung bringt.

Widerstand der Fahrbahn. Die Kraft P zur Bewegung eines §. 51. Wagens läßt sich genau so ermitteln, wie die Umdrehungskraft einer Radwelle. Dieselbe hat ihren Angriffspunkt in der Axe C eines Rades ABD , Fig. 202 (a. f. S.), und läßt sich ersetzen durch eine am Fußpunkte A des Rades angreifende Kraft P und durch ein am Radumfang wirkendes Kräftepaar $\left(-\frac{P}{2}, \frac{P}{2}\right)$. Während nun die erstere Kraft $AP = P$ vom Widerstande der Fahrbahn aufgenommen wird, bringt das Kräftepaar die Umdrehung des Rades um seine Axe C hervor. Bezeichnet man den Radhalbmesser CA durch r , so hat man das Moment dieses Kräftepaares $\frac{P}{2} 2r = Pr$, und setzt man dieses der Summe der Momente der Wider-

stände gleich, welche der Umdrehung des Rades um C entgegenwirken, so erhält man dadurch eine Formel zur Bestimmung der Zugkraft P .

Die Widerstände, welche bei Umdrehung der Wagenräder um ihre Axen zu überwinden sind, bestehen nur zum kleineren Theile in der Axenreibung,

Fig. 202.



vorzüglich aber in dem Hindernisse, welches die Fahrbahn darbietet.

Ist Q die Belastung der Radaxe, φ der Coefficient der Axenreibung und ρ der Zapfenhalbmesser, so ist bekanntlich das Moment der Axenreibung $\varphi Q \rho$, und folglich die auf den Radumfang reducirte Axenreibung $\varphi \frac{\rho}{r} Q$.

Das Hinderniß, welches die Fahrbahn der Umdrehung des Rades unmittelbar entgegensetzt, erwächst aus der wälzenden Reibung, ferner aus der Weichheit des Bodens und endlich aus dem Anstoßen des Rades an Steine oder an andere hervorragende Theile der Straße. Die wälzende Reibung in dem in Thl. I genommenen Sinne setzt eine glatte Fahrbahn voraus und ist so klein, daß sie in Ansehung der anderen Hindernisse außer Acht bleiben kann.

Wollt das belastete Wagenrad über weichem Boden hin, so drückt es eine Furche oder ein sogenanntes Geleise in denselben oder vergrößert, wenn dasselbe bereits vorhanden war, dessen Tiefe, wobei natürlich eine gewisse mechanische Arbeit zu verrichten ist. Setzt man voraus, daß das eingedrückte Erdvolumen dem Drucke proportional sei, so läßt sich dieser Arbeitsverlust wie folgt beurtheilen. Das Rad ABD drücke ein Geleise von der Tiefe $AH = h$ ein, und ruhe mit dem Bogen AB auf der bei seinem weiteren Fortrollen einzudrückenden Erdmasse ABL , während das Geleise AK auf der hinteren Seite des Rades bereits eingedrückt ist. Wird die Horizontalprojection BH des Bogens AB mit l und die Geleisebreite mit b bezeichnet, so kann man das Volumen V des eingedrückten Erdkörpers

$$ABH = \frac{2}{3} b h l$$

setzen. Wenn nun aber der Widerstand R , welchen der Fußboden dem Einsinken des Rades entgegensetzt, diesem Volumen proportional ist, so kann man

$$R = \mu V = \frac{2}{3} \mu b h l$$

annehmen, wofern μ eine Erfahrungszahl bezeichnet, welche von der Beschaffenheit des Fußbodens abhängt. In der Regel ist die Gleistiefe h nur klein gegen den Radhalbmesser r , weshalb einfach $h = \frac{l^2}{2r}$ und daher

$$R = \frac{1}{3} \frac{\mu b l^3}{r} \quad \text{oder} \quad l = \sqrt[3]{\frac{3 R r}{\mu b}}$$

gesetzt werden kann.

Der Widerstand R ist ein Inbegriff von lauter parallelen Kräften und hat daher seinen Angriffspunkt in dem Schwerpunkte S des ihm proportionalen Volumens $V = ABH$. Der Abstand dieses Schwerpunktes von dem verticalen Durchmesser AD oder der Hebelarm der Kraft R in Beziehung auf die Umdrehungsaxe C ist

$$CM = \frac{3}{8} HB = \frac{3}{8} l$$

zu setzen, folglich hat man das Moment, mit welchem R der Umdrehung des Rades entgegenwirkt:

$$R \cdot CM = R \frac{3}{8} \sqrt[3]{\frac{3 R r}{\mu b}} = \frac{3}{8} \sqrt[3]{\frac{3 R^4 r}{\mu b}}.$$

Da sich der Widerstand R mit dem Gewichte Q des belasteten Rades ins Gleichgewicht setzt, so haben wir auch $R = Q$ und folglich das ganze Widerstandsmoment:

$$Pr = \varphi Q \varrho + \frac{3}{8} \sqrt[3]{\frac{3 Q^4 r}{\mu b}},$$

und die entsprechende Zugkraft an der Radaxe:

$$\begin{aligned} P &= \varphi \frac{\varrho}{r} Q + \frac{3}{8r} \sqrt[3]{\frac{3 Q^4 r}{\mu b}} \\ &= \varphi \frac{\varrho}{r} Q + \frac{3}{8} \sqrt[3]{\frac{3 Q^4}{\mu b r^2}} = \varphi \frac{\varrho}{r} Q + \psi \sqrt[3]{\frac{Q^4}{b r^2}} \\ &= \left(\varphi \varrho + \psi \sqrt[3]{\frac{Q r}{b}} \right) \frac{Q}{r}, \end{aligned}$$

insofern ψ den Coefficienten $\frac{3}{8} \sqrt[3]{\frac{3}{\mu}}$ bezeichnet.

Während also der eine Theil der Zugkraft P einfach wie die Last Q und wie das Verhältniß $\frac{\varrho}{r}$ des Axenhalbmessers zum Radhalbmesser wächst, nimmt der andere Theil im Verhältniß von $Q^{3/4}$ zu und wächst umgekehrt

wie die Cubikwurzel aus der Rad- oder Geleisbreite b und aus dem Quadrate des Radhalbmessers r . Es ist also vortheilhaft, hohe und breitfelgige Räder anzuwenden, und dieselbe Last auf mehrere Räder zu vertheilen.

In anderer Weise ist der Widerstand zu beurtheilen, welchen größere Unebenheiten oder Hervorragungen des Weges, z. B. unverrückbare Steine, dem Fortrollen der Wagen entgegensetzen. Es tritt dann bei jedem Anstoßen an ein solches Hinderniß eine plötzliche Richtungsveränderung ein, womit bekanntlich jedesmal ein Verlust an lebendiger Kraft verbunden ist, zumal wenn das Wagengestelle fest auf der Radaxe sitzt, und folglich der Stoß ein fast unelastischer ist. Der diesem Bewegungshindernisse entsprechende Kraftverlust berechnet sich wie folgt. Das Wagenrad ABD , Fig. 203, welches auf dem Wege LA fortrollt, stoße bei B an eine Hervorragung BK von der Höhe $AH = h$ und sei durch Drehung um B auf dieselbe hinaufzubringen, wobei seine Axe C den Kreisbogen CE beschreibe. Die Geschwindigkeit v der mit der Axe fest verbundenen Last Q

Fig. 203.

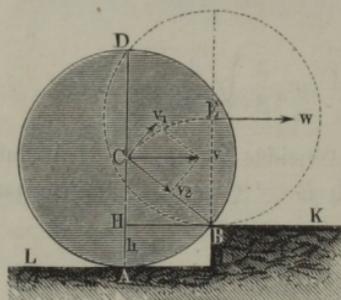
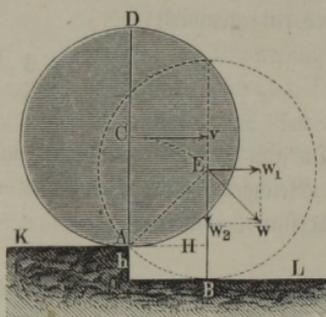


Fig. 204.



zerlegt sich bei dem Anstoße in die Seitengeschwindigkeiten $v_1 = v \cos \alpha$ und $v_2 = v \sin \alpha$, unter α den Winkel ACB verstanden. Hiervon geht diejenige v_2 , welche die Richtung CB hat, durch den Stoß gänzlich verloren, sofern den sich stoßenden Körpern alle Elasticität mangelt.

Ist nun w die Geschwindigkeit EW , welche die Last Q nach Durchlaufung des Weges CE oder nach Ersteigung des Hindernisses BK erreicht hat, so kann man den durch Ueberwindung dieses Hindernisses herbeigeführten Arbeitsverlust setzen:

$$L_1 = Qh + Q \frac{w^2}{2g} - \frac{Qv_1^2}{2g} = Q \left(h + \frac{w^2 - v_1^2}{2g} \right).$$

Nun ist aber $v_1 = v \cos \alpha$ und $w = v$ zu setzen, wenn der Wagen mit Beharrung fortrollen soll; daher hat man:

$$L_1 = Q \left(h + (1 - \cos^2 \alpha) \frac{v^2}{2g} \right) = Q \left(h + \frac{v^2 \sin^2 \alpha}{2g} \right).$$

Noch hat man:

$$\cos \alpha = \frac{CH}{CB} = \frac{r-h}{r} = 1 - \frac{h}{r},$$

also:

$$\cos \alpha^2 = 1 - \frac{2h}{r} + \frac{h^2}{r^2},$$

oder annähernd

$$1 - \frac{2h}{r};$$

daher ist einfacher:

$$L_1 = Q \left(h + \frac{2h}{r} \frac{v^2}{2g} \right) = Qh \left(1 + \frac{v^2}{gr} \right)$$

zu setzen.

Kollt das Wagenrad AD , Fig. 204, von einer Erhöhung AK herab, so wird zwar einerseits durch das Niedersinken von der Höhe $BH = h$ an Arbeitsvermögen gewonnen, dagegen auch durch das Auffallen auf die Bahn BL wieder verloren. Hierbei geht die Geschwindigkeit w plötzlich in $w_1 = w \cos w E w_1$ über, während die Geschwindigkeit $w_2 = w \sin w E w_1$ rechtwinkelig gegen die Bahn BL verloren wird. Bezeichnet man wieder den Winkel $CAE = AEB$, um welchen sich die Wagenaxe während des Niedersinkens um die Ecke A des Hindernisses dreht, mit α , so folgt $w_2 = w_1 \tan \alpha$. Die gewonnene Arbeit am Ende des Aufschlagens auf B ist hier:

$$L_2 = Qh - \left(\frac{Qw^2}{2g} - \frac{Qv^2}{2g} \right),$$

oder, da der Beharrung wegen $w_1 = v$ sein muß und $w^2 = w_1^2 + w_2^2$ ist:

$$L_2 = Q \left(h - \frac{w_2^2}{2g} \right) = Q \left(h - \frac{w_1^2 \tan^2 \alpha}{2g} \right).$$

Ist die Höhe des Hindernisses, und also auch α klein, so kann man wieder $\tan \alpha^2 = \sin \alpha^2 = \frac{2h}{r}$ setzen, und es folgt nun:

$$L_2 = Qh \left(1 - \frac{v^2}{gr} \right).$$

Zieht man endlich diesen Arbeitsgewinn (L_2) von dem ersteren Arbeitsverlust (L_1) beim Aufsteigen des Rades ab, so folgt der Arbeitsverlust, welchen das Uebersteigen des Hindernisses im Ganzen veranlaßt:

$$L = Qh \left(1 + \frac{v^2}{gr} \right) - Qh \left(1 - \frac{v^2}{gr} \right) = 2Qh \frac{v^2}{gr} = 4Q \frac{h}{r} \frac{v^2}{2g}.$$

Ist e die Entfernung von einem solchen harten Hinderniß bis zum andern, so hat man die entsprechende Vergrößerung der Zugkraft:

$$P = \frac{L}{e} = 4 Q \frac{h}{er} \frac{v^2}{2g}.$$

Es wächst also der Kraftverlust, welchen das Anstoßen eines Wagens an harte Steine verursacht, direct wie die Last, wie die Höhe des Hindernisses und wie die Geschwindigkeitshöhe, dagegen aber umgekehrt wie der Radhalbmesser und wie die Entfernung der Steine von einander.

Der im Vorstehenden gefundene Arbeitsverlust beim Anstoßen an Steine wird vermindert, wenn der Wagenkasten mittelst Stahlfedern mit den Radaxen verbunden ist. In diesem Falle wird die Stoßkraft auf die Biegung der Federn verwendet und daher ganz oder zum Theil wieder gewonnen, wenn sich die letzteren wieder ausbiegen. In Folge dieser Ein- und Ausbiegung der Federn beschreibt dann auch der Schwerpunkt des belasteten Wagenkastens bei der Bewegung des Wagens auf gepflastertem Wege eine gestreckte Schlangenlinie, während er ohne Anwendung von Federn ein Zickzack mit plötzlichen Richtungsänderungen durchläuft. Bewegt sich der Wagen auf einer Schlangenlinie, deren concave Theile weniger gekrümmt sind, als die Wagenräder, so findet gar kein Anstoß statt, und es fällt daher auch der zuletzt gefundene Arbeitsverlust ganz aus.

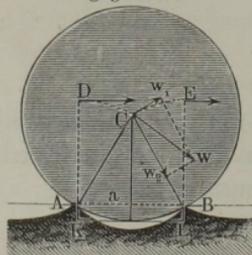
Beispiel. Wenn ein Wagen ohne Federn mit einer Geschwindigkeit von 3 m auf einem unebenen Wege fortrollt und dabei in Abständen von je 0,3 m an Erhöhungen von 3 mm Höhe anstößt, so ist bei der Radhöhe von 1,5 m der daraus erwachsende Verlust an Zugkraft:

$$P = 4 \frac{Qh}{er} \frac{v^2}{2g} = 4 \frac{0,003}{0,3 \cdot 0,75} \frac{9}{2 \cdot 9,81} Q = 0,025 Q,$$

oder $2\frac{1}{2}$ Procent der Last. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 1 m wäre diese Kraft nur $\left(\frac{1}{3}\right)^2 \cdot 0,025 Q = 0,0028 Q$.

Anmerkung. Wenn das Rad ACB , Fig. 205, auf einem Steinpflaster

Fig. 205.



AKLB fortrollt, dessen Höhlungen es nicht ausfüllt, so ist der Geschwindigkeitsverlust w_2 beim Anstoßen an den Stein B noch größer, da dann die plötzliche Richtungsänderung

$$w C w_1 = A C B = 2 C A D = 2 C B E = 2 \alpha$$

eintritt. Deshalb hat man denn auch hier den entsprechenden Arbeitsverlust

$$L = Q \frac{w_2^2}{2g} = Q \frac{w \sin^2 2 \alpha}{2g},$$

oder wenn man $w = v$ setzt:

$$L = Q \frac{v^2}{2g} \sin^2 2\alpha,$$

annähernd:

$$L = 4 Q \frac{v^2}{2g} \frac{2h}{r}.$$

Bezeichnet man noch die Weite AB des hohlen Raumes zwischen je zwei Steinen durch a , so hat man der Kreisgleichung zufolge die Pfeilhöhe $BL = AK$ des Bogens:

$$h = \frac{a^2}{8r},$$

folglich:

$$L = Q \frac{a^2}{r^2} \frac{v^2}{2g},$$

und die entsprechende Vergrößerung der Zugkraft, wenn e die Entfernung je zweier Steine von einander ist:

$$P = Q \frac{a^2}{r^2 e} \frac{v^2}{2g}.$$

Widerstände der Wagen. Aus den im vorhergehenden Paragraphen §. 52. gefundenen Werthen für die Widerstände eines belasteten Rades oder Räderpaars bestimmt sich nunmehr die Zugkraft für Wagen auf ebenen Fahrstraßen. Es sei A die von dem Gewichte W des Wagengestelles (incl. der Axen, aber ohne die Räder) und von der Last Q herrührende Belastung der vorderen Axe A , deren Schenkel den Halbmesser ρ_1 und deren Räder denjenigen r_1 haben mögen. Ebenso soll B die Belastung der hinteren Axe bezeichnen, und unter ρ_2 und r_2 sollen die Halbmesser von deren Schenkeln bzw. Rädern verstanden werden. Man hat dann zunächst den zur Ueberwindung der Zapfenreibung erforderlichen Theil der Zugkraft

$$P_1 = \varphi \left(\frac{\rho_1}{r_1} A + \frac{\rho_2}{r_2} B \right).$$

Sei ferner mit R_1 der Druck des vorderen und mit R_2 derjenige des hinteren Räderpaars auf die Fahrbahn bezeichnet, für welche man hat

$$R_1 = A + w_1 \quad \text{und} \quad R_2 = B + w_2,$$

wenn w_1 und w_2 die Eigengewichte des vorderen resp. hinteren Räderpaars (ohne Axen) bedeuten, so ist derjenige Theil der Zugkraft, welcher zur Ueberwindung des Widerstandes an der Fahrbahn erforderlich ist, gegeben durch

$$P_2 = \psi \left(\sqrt[3]{\frac{R_1^4}{b r_1^2}} + \sqrt[3]{\frac{R_2^4}{b r_2^2}} \right).$$

Hiernach ist die gesammte Zugkraft, wenn zunächst von Stoßwirkungen durch etwaige Hervorragungen der Fahrbahn abgesehen wird, gefunden zu

$$P = P_1 + P_2 = \varphi \left(\frac{Q_1}{r_1} A + \frac{Q_2}{r_2} B \right) + \psi \left(\sqrt[3]{\frac{R_1^4}{b r_1^2}} + \sqrt[3]{\frac{R_2^4}{b r_2^2}} \right).$$

In diesem Ausdrucke, welcher für eine ebene und horizontale Straße gilt, bestimmen sich die Belastungen A und B der Axen nach den Gesetzen des Hebels zufolge der Fig 206, in welcher S den Schwerpunkt des beladenen Wagengestelles bedeutet, einfach durch

$$A = \frac{e_2}{e} (Q + W) \quad \text{und} \quad B = \frac{e_1}{e} (Q + W),$$

Fig. 206.

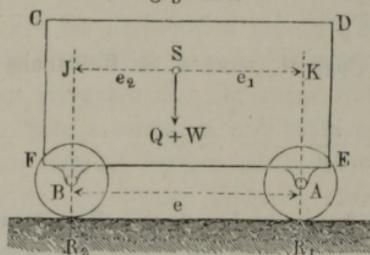
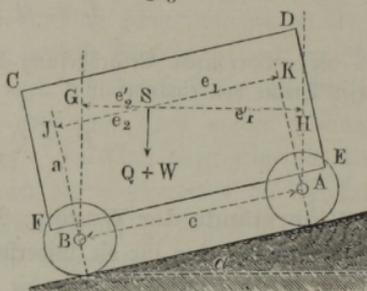


Fig. 207.



und man hat, wie schon bemerkt, die Druckkräfte gegen die Fahrbahn

$$R_1 = A + w_1 \quad \text{und} \quad R_2 = B + w_2.$$

In den meisten Fällen wird man wegen der Kleinheit von w_1 und w_2 gegen $Q + W$ für A und B die Werthe R_1 und R_2 setzen können, so daß man obigen Ausdruck auch schreiben kann

$$P = \frac{R_1}{r_1} \left(\varphi Q_1 + \psi \sqrt[3]{\frac{R_1 r_1}{b}} \right) + \frac{R_2}{r_2} \left(\varphi Q_2 + \psi \sqrt[3]{\frac{R_2 r_2}{b}} \right).$$

Wenn dagegen die Straße unter dem Winkel α gegen den Horizont ansteigt, so ist nach §. 46 noch die Kraft

$$(Q + W + w_1 + w_2 + G) \sin \alpha$$

hinzuzufügen, unter G das Gewicht des Motors verstanden. Außerdem wird bei einer solchen Neigung der Straße auch noch die Lage des Schwerpunktes S gegen die Axen, und somit das Verhältniß der Axendrucke A und B verändert. Bei einer unter dem Winkel α ansteigenden Straße, Fig. 207, sind nämlich die Horizontalabstände der Kräfte A, B und $Q + W$ gegeben durch

$$e'_1 = SH = e_1 \cos \alpha + a \sin \alpha,$$

$$e'_2 = SG = e_2 \cos \alpha - a \sin \alpha$$

und

$$e' = GH = e \cos \alpha,$$

wenn a die Höhe des Schwerpunktes über den Axen bedeutet.

Folglich hat man bei steigender Straße

$$A' = \frac{e_2'}{e'} (Q + W) = \frac{e_2 - a \operatorname{tang} \alpha}{e} (Q + W)$$

und

$$B' = \frac{e_1'}{e'} (Q + W) = \frac{e_1 + a \operatorname{tang} \alpha}{e} (Q + W).$$

Durch die Ansteigung wird daher die hintere Ase um eine gewisse Größe mehr belastet und die vordere um denselben Betrag entlastet, während bei abfallender Fahrbahn das Umgekehrte stattfindet, indem dann auf die Vorderaxe der Druck

$$A'' = \frac{e_2 + a \operatorname{tang} \alpha}{e} (Q + W)$$

und auf die hintere derjenige

$$B'' = \frac{e_1 - a \operatorname{tang} \alpha}{e} (Q + W)$$

entfällt.

Diese Werthe hat man für A und B in die oben gefundene Formel für P einzusetzen, je nachdem die Straße steigt oder fällt, und man erhält daher im ersteren Falle die Zugkraft

$$P' = \varphi \left(\frac{Q_1}{r_1} A' + \frac{Q_2}{r_2} B' \right) + \psi \left(\sqrt[3]{\frac{R_1^4}{b r_1^2}} + \sqrt[3]{\frac{R_2^4}{b r_2}} \right) \\ + (Q + W + w_1 + w_2 + G) \sin \alpha,$$

und beim Abwärtsfahren

$$P'' = \varphi \left(\frac{Q_1}{r_1} A'' + \frac{Q_2}{r_2} B'' \right) + \psi \left(\sqrt[3]{\frac{R_1^4}{b r_1^2}} + \sqrt[3]{\frac{R_2^4}{b r_2}} \right) \\ - (Q + W + w_1 + w_2 + G) \sin \alpha.$$

Wenn im letzteren Falle der Werth von P'' negativ wird, so deutet dies auf die Nothwendigkeit des Bremsens hin.

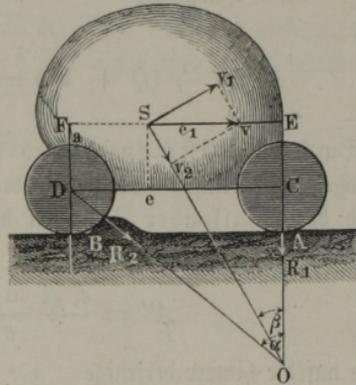
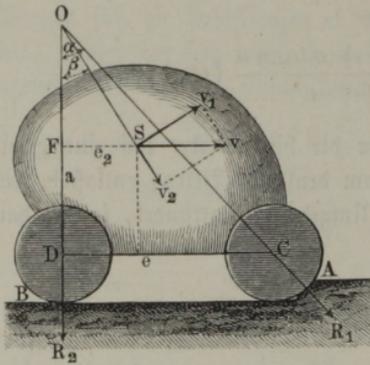
Die Kraftverluste, welche das Anstoßen vierrädriger Wagen an Steine oder andere harte Körper veranlaßt, sind mit Zugrundelegung des §. 51 wie folgt zu beurtheilen.

In dem Augenblicke, in welchem das eine Räderpaar an ein hartes Hinderniß anstößt, nimmt der ganze Wagenkasten eine drehende Bewegung an, für welche das Momentancentrum O , Fig. 208 und Fig. 209 (a. f. S.), in dem Durchschnitte der Perpendikel zu den Bewegungsrichtungen der beiden Räderaxen C und D liegt. Stößt das vordere Räderpaar an ein Hinderniß A ,

Fig. 208, so liegt dieser Drehungspunkt über den Radaxen; trifft hingegen das hintere Räderpaar an eine Hervorragung B , Fig. 209, so befindet sich

Fig. 208.

Fig. 209.



dieser Punkt unter den Radaxen. Ist wieder α der Winkel $DO C$, um welchen die Stoßrichtung von der Verticalen abweicht, so ist der senkrechte Abstand des Pols O von der Linie CD durch die Radaxen

$$DO = CD \cotg \alpha = e \cotg \alpha \text{ (Fig. 208) gegeben.}$$

Sind nun die Coordinaten des Schwerpunktes S wieder $DF = a$ und $FS = e_2$, so hat man für den Winkel β , welchen die Linie OS mit der Verticalen einschließt:

$$\tan \beta = \frac{FS}{FO} = \frac{e_2}{e \cotg \alpha - a'}$$

und hiernach die durch den Stoß verlorene Geschwindigkeit:

$$v_2 = v \sin \beta = \frac{v e_2}{\sqrt{e_2^2 + (e \cotg \alpha - a)^2}}$$

Für den Fall in Fig. 209 ist, wenn man statt $FS = e_2$, $ES = e_1$ einführt:

$$\tan \beta = \frac{e_1}{e \cotg \alpha + a}$$

und daher:

$$v_2 = v \sin \beta = \frac{v e_1}{\sqrt{e_1^2 + (e \cotg \alpha + a)^2}}$$

Es hängen also die Geschwindigkeitsverluste nicht allein von den Horizontalabständen e_1 und e_2 , sondern auch von dem Verticalabstande a des Schwerpunktes S von den Radaxen C und D ab.

Auf ähnliche Weise läßt sich auch der Geschwindigkeitsverlust finden, wenn das eine Räderpaar, z. B. C in Fig. 210, von einem Hindernisse A herabrollt. Es ist hier die verlorene Geschwindigkeit:

$$w_2 = w \sin DOS = w \sin \beta = \frac{w e_2}{\sqrt{e_2^2 + (e \cotg \alpha + a)^2}}$$

Während bei den in Fig. 208 und Fig. 209 abgebildeten Fällen die Stoßkräfte R_1, R_2 einen Winkel COD zwischen sich einschließen, laufen in diesem Falle die Richtungen dieser Kräfte unter sich parallel.

Fig. 210.

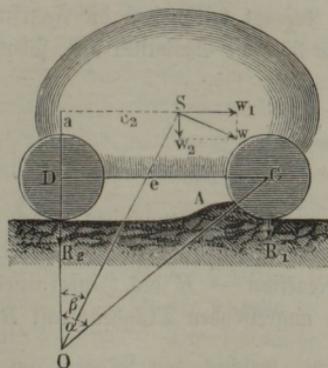
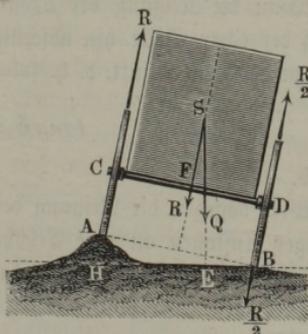


Fig. 211.



Stoßen beide Räderpaare zugleich an gleich hohe Hindernisse, so ist $\beta = \alpha$ und daher $v_2 = v \sin \alpha$, wie in dem Falle, wenn die trägen Massen an der Achse festsetzen. Das Verhältniß ist aber viel verwickelter, wenn, wie meist, nur ein Rad AC , Fig. 211, an ein hartes Hinderniß stößt. Ist d die Länge CD der Achse oder der Abstand der beiden Räder einer Ase von einander und h die Höhe AH des Hindernisses, so hat man für den Neigungswinkel $ABH = \delta$ der Achse gegen den Horizont:

$$\sin \delta = \frac{h}{d}$$

liegt der Schwerpunkt der Last Q um die Höhe $FS = a$ über der Achse, so hat man den Hebelarm dieser Last in Hinsicht auf den Fußpunkt des nicht gehobenen Rades:

$$BE = x = \frac{d}{2} \cos \delta - (r + a) \sin \delta$$

Es nähert sich dieser Arm, und also auch die Stabilität des Wagens bei gleicher Axenneigung δ um so mehr der Null, je höher die Räder sind, je höher der Schwerpunkt der Ladung liegt und je kürzer die Axenlänge d ist. Die letzten beiden Ausdrücke finden jedoch nur dann eine unmittelbare Anwendung, wenn beide Räder auf einer und derselben Seite des Wagens an ein gleich hohes Hinderniß zugleich stoßen, so daß beide Axen dieselbe Nei-

gung $\delta = \arcsin \frac{h}{d}$ annehmen. Ist aber nur die eine Kladaxe geneigt, so hat man in dem Ausdrucke

$$x = \frac{d}{2} \cos \delta - (r + a) \sin \delta$$

für δ den Winkel einzuführen, welcher durch $\sin \delta = \frac{1}{2} \frac{h}{d}$ gegeben ist.

Wenn die Neigung der Axen dadurch erzeugt wird, daß die Fahrstraße nach der einen Seite hin abschüssig ist, so hört die Stabilität auf, sobald x bis zu Null herabsinkt, d. h. sobald

$$\operatorname{tang} \delta = \frac{d}{2(r + a)}$$

wird.

Wird dagegen die Neigung der Axen, wie oben angenommen, durch einseitiges Anstoßen an eine Erhöhung A hervorgerufen, so ist die Stabilität mehr gefährdet, da in diesem Falle die Reaction — R des Hindernisses A mit der im Schwerpunkte S der Massen angreifenden Trägheitskraft R ein Kräftepaar von dem Momente $R \frac{d}{2}$ bildet, welches den Wagen um den Fußpunkt B des tiefer stehenden Rades umzukippen strebt. Damit ein solches Umkippen nicht stattfindet, muß $Qx > R \frac{d}{2}$ sein; man hat daher für den Grenzzustand, in welchem die Stabilität aufhören würde, die Gleichung:

$$Q \left[\frac{d}{2} \cos \delta - (r + a) \sin \delta \right] = R \frac{d}{2},$$

oder

$$\begin{aligned} \operatorname{tang} \delta &= \frac{d}{2(r + a)} - \frac{R}{Q \cos \delta} \frac{d}{2(r + a)} \\ &= \left(1 - \frac{R}{Q \cos \delta} \right) \frac{d}{2(r + a)}, \end{aligned}$$

worin die Stoßwirkung R von der Geschwindigkeit des Wagens abhängt.

Bei der gewöhnlichen Einrichtung der Wagen sind übrigens während der Neigung nur einer Axc der Langbaum und die beiden Tragbäume einer Torsion ausgesetzt, durch welche die Haltbarkeit des ganzen Wagengestelles sehr gefährdet werden kann.

§. 53. **Widerstandscoefficienten.** Nach den ausführlichsten Versuchen, welche von Morin angestellt worden sind, ist der Widerstand, welchen ein gutes Steinpflaster oder eine fest zusammengefahrne Schotterstraße der Bewegung der Wagen entgegensetzt,

- 1) nahe direct proportional der Last,
- 2) umgekehrt proportional der Radhöhe, und dagegen
- 3) beinahe unabhängig von der Anzahl der Räder und von der Felgen- oder Radreifenbreite.

Auf weichem oder zusammengrückbarem Boden, sowie auch auf frisch beschotterten Straßen nimmt dagegen dieser Widerstand ab, wenn die Reifenbreite eine größere wird. Beim langsamen Fahren (unter 1 m Geschwindigkeit) ist dieser Widerstand ziemlich unabhängig von der Geschwindigkeit und eben so groß bei Wagen mit Federn wie bei Wagen ohne Federn. Bei größerer Schnelligkeit wächst dagegen dieser Widerstand, zumal während des Fahrens auf harter Schotterstraße oder auf Steinpflaster, nahe proportional der Geschwindigkeit; auch ist hierbei die Kraft kleiner, wenn der Wagenlasten in Federn hängt, als wenn er fest auf den Radaxen aufsitzt. Je elastischer der Fahrweg und je elastischer der Wagen sowie die Last auf demselben ist, desto kleiner fällt in diesem Falle auch die Zugkraft aus.

Die Reifenbreite von 0,10 bis 0,12 m ist bei Lastwagen die angemessenste, da schmalere Räder die Straße zu sehr angreifen, und breitere keine Kraftersparniß geben. Die Umstände und Verhältnisse, welche die Zugkraft steigern, verschlechtern natürlich auch die Fahrstraße.

Die ersten der im Vorstehenden angegebenen Regeln weichen besonders darin von der weiter oben entwickelten Theorie ab, als dieser zufolge die Zugkraft dem Ausdrucke $\sqrt[3]{\frac{Q^4}{b r^2}}$ proportional ist, also direct wie $Q^{4/3}$ und umgekehrt wie $\sqrt[3]{r^2}$ und $\sqrt[3]{b}$ wächst. Nun ist aber:

$$\sqrt[3]{Q^4} = Q \sqrt[3]{Q}, \quad \sqrt[3]{r^2} = r \sqrt[3]{\frac{1}{r}} \quad \text{und} \quad \sqrt[3]{1,1} = 1,032;$$

wenn folglich die Werthe von Q , r und b innerhalb enger Grenzen schwanken und von gewissen mittleren Werthen nicht um mehr als 10 Procent abweichen, so kann man annähernd $1,032 = 1$, also für $\sqrt[3]{Q}$, $\sqrt[3]{r}$ und $\sqrt[3]{b}$ constante mittlere Werthe setzen, und nach Morin rechnen, daß die Zugkraft der Last Q direct und dem Radhalbmesser r umgekehrt wachse, dagegen aber von der Reifenbreite b gar nicht abhängt. Diese Voraussetzung läßt sich noch besonders dadurch rechtfertigen, daß der Widerstand der Fuhrwerke nicht allein aus der Zusammendrückung des Bodens, sondern auch aus der Reibung und, namentlich beim Fahren auf einer harten Straße, aus einer Menge von Stößen entspringt, und daß bei den zuletzt genannten Hindernissen, der Theorie zufolge, diese Proportionalität wirklich stattfindet.

Folgende Tabelle enthält die verschiedenen Widerstandscoefficienten einiger Wagen auf verschiedenen Straßen. Um die Kraft P zum Fortziehen einer

Last Q zu finden, muß man zu derselben noch das ganze Wagengewicht $(W + w_1 + w_2)$ addiren, und diese Summe mit dem aus der Tabelle entnommenen Widerstandscoefficienten ξ multipliciren, also

$$P_1 = \xi (Q + W + w_1 + w_2)$$

setzen.

Hat die Straße ein Ansteigen α , und der Motor ein Gewicht G , so kommt hierzu noch die Kraft:

$$P_1 = (Q + W + w_1 + w_2 + G) \sin \alpha.$$

Tabelle der Widerstandscoefficienten für Fuhrwerke auf
horizontaler Bahn.

Die Reifenbreite ist 0,10 bis 0,12 m, die Axenstärke 65 mm, der Coefficient der Axenreibung $\varphi = 0,065$, Geschwindigkeit beim Trab 3 m, beim scharfen Trabe 3,5 m.

Bezeichnung der Straße	Frachtwagen		Karren		Gilwagen
	Mittlere Radhöhe in Metern		Radhöhe in Metern		Radhöhe in Metern
	1,2	1,4	1,6	2	1,15
I. Schotterstraße:					
1) in sehr gutem Zustande, trocken und eben.	$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{58}$	$\frac{1}{66}$	$\frac{1}{83}$	{ Schritt $\frac{1}{48}$ Trab $\frac{1}{41}$ scharf. Tr. $\frac{1}{40}$
2) wenig feucht, mit Staub und einigen freiliegenden Schotterstücken.	$\frac{1}{35}$	$\frac{1}{41}$	$\frac{1}{47}$	$\frac{1}{50}$	{ Schritt $\frac{1}{34}$ Trab $\frac{1}{27}$ sch. Trab $\frac{1}{24}$
3) sehr hart, grober Schotter, naß.	$\frac{1}{43}$	$\frac{1}{60}$	$\frac{1}{57}$	$\frac{1}{71}$	{ Schritt $\frac{1}{42}$ Trab $\frac{1}{27}$ sch. Trab $\frac{1}{23}$
4) hart, mit leichten Geleisen und weichem Koth.	$\frac{1}{27}$	$\frac{1}{32}$	$\frac{1}{36}$	$\frac{1}{45}$	{ Schritt $\frac{1}{26}$ Trab $\frac{1}{22}$ sch. Trab $\frac{1}{20}$
5) hart mit Geleisen und Koth.	$\frac{1}{22}$	$\frac{1}{26}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{37}$	{ Schritt $\frac{1}{21}$ Trab $\frac{1}{18}$ sch. Trab $\frac{1}{17}$
6) sehr verfahren und mit dicke Koth.	$\frac{1}{19}$	$\frac{1}{22}$	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{31}$	{ Schritt $\frac{1}{18}$ Trab $\frac{1}{16}$ sch. Trab $\frac{1}{15}$

Bezeichnung der Straße	Frachtwagen		Karren		Eilwagen
	Mittlere Radhöhe in Metern		Radhöhe in Metern		Radhöhe in Metern
	1,2	1,4	1,6	2	1,15
7) sehr aufgerissen, mit Koth und 50 bis 80 mm tiefen Geleisen	1/14	1/17	1/19	1/24	{ Schritt 1/14 Trab 1/12 sch. Trab 1/12
8) sehr schlecht, dicker Koth, harter und rauher Grund, 80 bis 100 mm tiefe Geleise.	1/13	1/15	1/17	1/21	{ Schritt 1/12 Trab 1/10
II. Sandsteinpflaster:					
1) sehr gutes.	1/65	1/75	1/86	1/108	{ Schritt 1/62 Trab 1/42 sch. Trab 1/36
2) gewöhnliches, trocken.	1/60	1/70	1/80	1/100	{ Schritt 1/57 Trab 1/41 sch. Trab 1/36
3) gewöhnliches, naß und mit Koth.	1/46	1/54	1/74	1/76	{ Schritt 1/44 Trab 1/33 sch. Trab 1/29
III. Brückenbahn von Holz.					
	1/43	1/50	1/69	1/71	Schr. u. Tr. 1/41
IV. Erddamm:					
1) sehr gut und trocken.	1/27	1/32	1/36	1/45	" " " 1/26
2) mit einer 25 bis 45 mm hohen Kiesdecke.	1/10	1/12	1/14	1/17	" " " 1/10
3) mit einer 50 bis 90 mm hohen Kiesdecke.	1/9	1/10	1/12	1/15	" " " 1/9
4) mit einer 100 bis 150 mm hohen Kiesdecke.	1/8	1/10	1/11	1/14	" " " 1/8
V. Straße m. ungebahntem Schnee					
	1/14	1/17	1/19	1/24	" " " 1/14

Leistung der Zugthiere. Die Leistung der Zugthiere hängt nach §. 54. Thl. II wesentlich von der Geschwindigkeit v und von der täglichen Arbeitszeit t derselben ab. Es wurde an dortiger Stelle angegeben, daß die einer Zugkraft P entsprechende Geschwindigkeit v durch die Beziehung gegeben ist:

$$\frac{P}{K} = 2 - \frac{v}{c}$$

wenn K die mittlere Zugkraft und c die zugehörige mittlere Geschwindigkeit ist, für welche beiden Werthe die Leistung Kc ein Maximum wird. Man findet daher durch

$$P = \left(2 - \frac{v}{c}\right) K \text{ oder } v = \left(2 - \frac{P}{K}\right) c$$

die zu einer bestimmten Geschwindigkeit gehörige Zugkraft oder umgekehrt.

Setzt man noch die mittlere Arbeitszeit t , so gilt für eine Arbeitszeit z ferner die Gleichung

$$\frac{P}{K} = \left(3 - \frac{v}{c} - \frac{z}{t}\right),$$

welche Gleichung (Maschek) in ähnlicher Weise dienen kann, um für eine gewisse tägliche Arbeitszeit z das vortheilhafteste P oder v zu ermitteln.

Die für verschiedene Zugthiere erfahrungsmäßig anzunehmenden Größen von K und c sind bereits in Thl. II angegeben. Hierbei muß bemerkt werden, daß bei einer Bespannung eines Fuhrwerkes mit mehreren Zugthieren jedes derselben nur eine geringere Kraft auszuüben vermag, als wenn dasselbe einzeln angespannt ist, und zwar wächst die Verminderung mit der Größe der Kopffzahl. Man kann nach Bockelberg*) bei n Pferden für jedes derselben nur eine Zugkraft

$$P_n = 1,075 (1 - 0,07 n) P$$

annehmen, wenn P die unter denselben Umständen von einem Pferde allein geäußerte Kraft bedeutet. Hiernach berechnet sich das Verhältniß

$$v = \frac{P_n}{P} \text{ für}$$

$n =$	2	3	4	5	6	8
$v =$	0,93	0,85	0,77	0,70	0,62	0,48

Was die Wahl der Geschwindigkeit v des Fuhrwerkes auf horizontaler Straße anbetrifft, so ist diese bei Personenuhrwerken in der Regel von vornherein durch die Zeit gegeben, in welcher eine bestimmte Weglänge zurückgelegt werden soll, so z. B. beträgt diese Zeit bei den preussischen Postwagen pro deutsche Meile (7500 m) 40 bis 45 Minuten, so daß die Geschwindigkeit per Secunde zu

$$\frac{7500}{45.60} = 2,77 \text{ resp. } \frac{7500}{40.60} = 3,12 \text{ m}$$

*) Zeitschr. d. Hannov. Architekten-Vereins 1855, S. 74.

sich bestimmt. Diese große Geschwindigkeit, welche dem 2,3² bis 2,6 fachen Betrage der mittleren Geschwindigkeit der Pferde ($c = 1,2$) gleichkommt, ist natürlich nur bei sehr geringer täglicher Arbeitszeit t und geringer Zugkraft P erreichbar, denn es würde sich nach der angegebenen Formel von Maschek aus

$$\frac{v}{c} = 3 - \frac{P}{K} - \frac{z}{t}$$

ein Verhältniß $\frac{v}{c} = 2,5$ nur erreichen lassen, wenn $\frac{P}{K} + \frac{z}{t} = 0,5$ wäre, also etwa für $P = 0,25 K = 15 \text{ kg}$ und $z = 0,25 t = 2$ Stunden, wenn $K = 60 \text{ kg}$ und die durchschnittliche Arbeitszeit $t = 8$ Stunden vorausgesetzt wird.

Anderß verhält es sich bei Lastfuhrwerken, bei denen es darauf ankommt, eine möglichst große Leistung von den Zugthieren zu erlangen. Das Maximum der Leistung wird nun erreicht, wenn die Zugkraft P den mittleren Werth K und die Geschwindigkeit v den mittleren Werth c hat. Wäre daher der Widerstand fortwährend constant, wie dies der Fall ist, wenn der Wagen auf horizontaler Straße zurück dieselbe Last trägt, wie auf dem Hinwege, so hätte man auch v constant zu machen und zwar gleich c , vorausgesetzt, daß der Widerstand P gerade gleich der mittleren Zugkraft K der Pferde ist. Ist das letztere nicht der Fall, ist vielmehr P größer oder kleiner als K , so hat man auch der allgemeinen Formel von Gerstner entsprechend v kleiner oder größer als c anzunehmen. Die in der täglichen Arbeitszeit, für welche in jedem Falle am besten die durchschnittliche oder mittlere Arbeitszeit $t = 8$ Stunden zu wählen sein wird, zurückgelegte Weglänge ist dann durch

$$L = 3600 t v$$

gegeben, also beträgt die Anzahl der Hin- und Rückfahrten von der Länge l täglich

$$n = \frac{3600 t v}{2l},$$

und das Product aus der jedesmal geförderten Nutzlast Q in die Weglänge L ist gleich:

$$QL = 3600 t v Q,$$

welcher Leistung die Hälfte dem Transporte nach der einen, die andere Hälfte dem Transporte nach der anderen Richtung entspricht.

Beispiel. Nimmt man den Widerstand eines Wagens mit 1,2 m hohen Rädern auf einer guten trockenen Schotterstraße nach der Tabelle zu $\frac{1}{60}$ an, so müßte für eine Bespannung von zwei Pferden, deren mittlere Zugkraft nach Obigem gleich $2 \cdot 0,93 \cdot 60 = 112,8 \text{ kg}$ anzunehmen ist, das Gewicht des be-

ladenen Wagens 50. 112,8 = 5640 kg betragen, wenn die Zugkraft gerade dem mittleren Werthe K gleich sein sollte. Die Geschwindigkeit wäre dann gleich $c = 1,2$ m, was einer ganzen Weglänge in 8 Stunden von 34,560 Kilometer entsprechen würde. Nimmt man hierbei das Gewicht W des Wagens gleich 0,4 der Nutzlast Q an, so ergibt sich die letztere zu

$$Q = \frac{10}{14} P = \frac{5640}{1,4} = 4028 \text{ kg} = \text{rot. 4 Tonnen,}$$

daher das Product

$$QL = 4. 34,560 = 138,24 \text{ Tonnenkilometer.}$$

Der Wagen hätte demgemäß ein Gewicht von 0,4. 4000 = 1600 kg zu erhalten.

Setzt man nun aber voraus, der Wagen habe ein Eigengewicht von 2000 kg und die Nutzlast bestehe aus untheilbaren Stücken von 5000 kg; sei daher die gesammte Belastung gleich 7000 kg und die dazu erforderliche Zugkraft $P = \frac{1}{50} 7000 = 140$ kg, so hätte man den Transport nur mit einer Geschwindigkeit

$$v = \left(2 - \frac{140}{112,8}\right) 1,2 = 0,91 \text{ m}$$

vorzunehmen. Der ganze zurückgelegte Weg würde nunmehr nur

$$8. 3600. 0,91 = 26,208 \text{ Kilometer,}$$

also die Nutzleistung nur

$$5. 26,208 = 131,04 \text{ Tonnenkilometer,}$$

oder etwa $\frac{131,04}{138,24} = 0,95$ der vortheilhaftesten Leistung betragen.

Wenn der häufiger vorkommende Fall vorliegt, daß die Rückfahrt des Wagens leer geschieht, so sind die zu überwindenden Widerstände für den Hinweg P_1 und für die Rückfahrt P_2 verschieden, und man hat daher auch die Geschwindigkeiten v_1 und v_2 für Hinfahrt und Rückfahrt verschieden groß anzunehmen. Bezeichnet wieder Q die Nutzlast und $W = v Q$ das Gewicht des Wagens, so ist bei der Hinfahrt die Zugkraft $P_1 = \xi (1 + v) Q$ und bei der Rückfahrt diejenige $Q_2 = \xi v Q$ auszuüben. Demgemäß wird die Hinfahrt des beladenen Wagens mit einer Geschwindigkeit

$$v_1 = \left(2 - \frac{\xi (1 + v) Q}{K}\right) c$$

und die Rückfahrt des leeren Wagens mit einer Geschwindigkeit

$$v_2 = \left(2 - \frac{\xi v Q}{K}\right) c$$

zu geschehen haben.

Ist l die Länge eines einfachen Weges, so beträgt die zu einer vollständigen Hinfahrt und Rückfahrt erforderliche Zeit

$$\tau_1 + \tau_2 = \frac{l}{v_1} + \frac{l}{v_2} = l \frac{v_1 + v_2}{v_1 v_2},$$

folglich wird in der täglichen Arbeitszeit von t Stunden ein einfacher Transport der Last Q

$$n = \frac{3600 t}{l} \frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2} \text{ mal}$$

bewirkt werden.

Die in dieser Zeit erzeugte Nutzleistung des Fuhrwerkes bestimmt sich daher zu

$$N = n Q l = 3600 t Q \frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2} = \frac{3600 t}{\xi (1 + \nu)} P_1 \frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2},$$

oder, wenn man hierin für v_1 und v_2 die von Q abhängigen Werthe einsetzt:

$$N = 3600 t Q \frac{\left(2 - \xi \frac{1 + \nu}{K} Q\right) \left(2 - \frac{\xi \nu}{K} Q\right)}{4 - \xi (1 + 2\nu) \frac{Q}{K}} c$$

$$= 3600 t Q \frac{[2K - \xi (1 + \nu) Q] \left(2 - \xi \nu \frac{Q}{K}\right)}{4K - \xi (1 + 2\nu) Q} c.$$

Diese Nutzleistung N ändert sich mit Q und wird bei einem gegebenen Verhältnisse $\nu = \frac{W}{Q}$ des Wagengewichtes zur Nutzlast einen größten Werth für eine bestimmte Belastung Q , d. h. also auch für eine bestimmte Zugkraft $P_1 = \xi (1 + \nu) Q$ annehmen. Eine directe Bestimmung der dieser Maximalleistung N entsprechenden Belastung Q würde durch Auslösung der Differentialgleichung $\frac{\partial N}{\partial Q} = 0$ zwar möglich, aber wegen der Gestalt dieser Gleichung sehr weitläufig und unbequem sein. Man kommt daher schneller zum Ziele durch Berechnung der numerischen Werthe von N für verschiedene Belastungen Q . Diese Rechnung zu erleichtern kann die folgende Tabelle dienen, in welcher für die drei Verhältnisse $\nu = \frac{W}{Q}$ gleich 0,3, 0,4 und 0,5 und für die Zugkräfte $P_1 = 0,5 K, 0,6 K, 0,7 K \dots 1,5 K$ die Werthe von $P_1 \frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2}$ angegeben sind, welche der Nutzleistung N proportional sind. Um die letztere für eine bestimmte Straße mit dem Widerstandscoefficienten ξ zu bestimmen, hat man den Werth von $P_1 \frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2}$ der

Tabelle

für die Nutzleistung der Wagen bei leerer Rückfahrt.

 $c = 1,2 \text{ m.}$

	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	
$\frac{P_1}{K} =$												
$v_1 =$	1,8	1,68	1,56	1,44	1,32	1,2	1,08	0,96	0,84	0,72	0,60	
$v_2 =$	2,26	2,23	2,21	2,18	2,15	2,14	2,10	2,07	2,04	2,01	1,98	
$P_1 \frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2} =$	0,500	0,574	0,611	0,694	0,736	0,767	0,784	0,787	0,774	0,741	0,690	K
$v_2 =$	2,23	2,19	2,16	2,12	2,09	2,05	2,02	1,99	1,95	1,92	1,89	
$P_1 \frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2} =$	0,497	0,573	0,633	0,686	0,729	0,757	0,774	0,778	0,763	0,733	0,683	K
$v_2 =$	2,20	2,16	2,12	2,08	2,04	2,00	1,96	1,92	1,88	1,84	1,80	
$P_1 \frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2} =$	0,494	0,567	0,629	0,680	0,722	0,750	0,765	0,767	0,755	0,725	0,657	K

$$v_1 = \left(2 - \frac{P_1}{K}\right) c \quad v_2 = \left(2 - \frac{P_1}{1 + v \frac{P_1}{K}}\right) c.$$

Tabelle nur mit $\frac{3600 t}{\xi (1 + \nu)}$ zu multipliciren, während die zugehörige Ladung Q zu $\frac{P_1}{\xi (1 + \nu)}$ sich ergibt. Man ersieht aus der Tabelle, daß bei einem Verhältnisse $\nu = \frac{W}{Q} = 0,4$ das Maximum der Leistung zu erwarten ist, wenn die Zugkraft P_1 der Pferde bei der Bewegung des beladenen Wagens etwa zu $1,2 K$ angenommen wird, und daß dieses Verhältniß mit dem Verhältnisse $\nu = \frac{W}{Q}$ sich nur wenig ändert. Selbstredend wird die totale Nutzleistung um so kleiner werden, je größer ν , d. h. je schwerer der Wagen im Verhältnisse zur Ladung Q ist.

Zugkraft auf geneigter Strasse. Wenn die Straße gegen den §. 55. Horizont unter dem Winkel α ansteigt, so ist nach dem Vorhergehenden die von den Zugthieren, deren Gewicht G sein mag, auszuübende Zugkraft ausgedrückt durch

$$P = \xi (1 + \nu) Q \pm [(1 + \nu) Q + G] \sin \alpha^* \\ = (1 + \nu) (\xi \pm \sin \alpha) Q \pm G \sin \alpha,$$

wenn wieder ξ den Widerstandscoefficienten der Straße und $\nu = \frac{W}{Q}$ das Verhältniß des Wagengewichtes W zur Last Q bezeichnet. Hierin gelten die oberen Zeichen für die Bergfahrt und die unteren für die Thalfahrt. Bewegen sich die Zugthiere mit der Geschwindigkeit v , so hat man nach der Gerstner'schen Formel, wenn man noch das Gewicht der Zugthiere $G = \mu K$ setzt,

$$P = \left(2 - \frac{v}{c}\right) K = (1 + \nu) (\xi + \sin \alpha) Q + \mu K \sin \alpha,$$

oder die bewegte Last

$$Q = \frac{2 - \frac{v}{c} - \mu \sin \alpha}{(1 + \nu) (\xi + \sin \alpha)} K.$$

Die in der Zeiteinheit von den Thieren verrichtete Nutzwirkung Qv repräsentirt daher eine zum verticalen Heben der Last verwendete mechanische Arbeit

*) Streng genommen wäre $P = \xi (1 + \nu) Q \cos \alpha \pm [(1 + \nu) Q + G] \sin \alpha$ zu setzen, doch kann bei der immer nur geringen Größe von α und der in ξ enthaltenen Unsicherheit $\cos \alpha = 1$ gesetzt werden.

$$A = Q v \sin \alpha = \frac{2 - \frac{v}{c} - \mu \sin \alpha}{(1 + v)(\xi + \sin \alpha)} K v \sin \alpha.$$

Bei einer gegebenen Neigung α der Straße findet man die vortheilhafteste Geschwindigkeit der Pferde durch

$$\frac{\partial A}{\partial v} = 0,$$

also durch

$$2 K \sin \alpha - 2 \frac{K}{c} v \sin \alpha - \mu K \sin^2 \alpha = 0,$$

oder

$$\frac{v}{c} = 1 - \frac{\mu}{2} \sin \alpha.$$

Will man auch noch den vortheilhaftesten Neigungswinkel α der Straße bestimmen, für welchen A ein Maximum wird, so hat man noch $\frac{\partial A}{\partial \alpha} = 0$ zu setzen, und die hieraus folgende Gleichung mit der gefundenen $\frac{v}{c} = 1 - \frac{\mu}{2} \sin \alpha$ zu verbinden. Man erhält dadurch nach entsprechender Reduction:

$$\sin^2 \alpha + 2 \xi \sin \alpha = \frac{\xi}{\mu} \left(2 - \frac{v}{c} \right),$$

woraus

$$\begin{aligned} \sin \alpha &= -\xi \pm \sqrt{\frac{\xi}{\mu} \left(2 - \frac{v}{c} \right) + \xi^2} \\ &= -\xi \pm \sqrt{\xi^2 + \xi \left(1 + \frac{\mu}{2} \sin \alpha \right)} \end{aligned}$$

folgt. Die Entwicklung von $\sin \alpha$ führt zu der quadratischen Gleichung

$$\sin^2 \alpha + \frac{3}{2} \xi \sin \alpha = \frac{\xi}{\mu},$$

so daß man schließlich

$$\sin \alpha = -\frac{3}{4} \xi + \sqrt{\frac{\xi}{\mu} + \frac{19}{16} \xi^2}$$

für den vortheilhaftesten Neigungswinkel der Straße erhält.

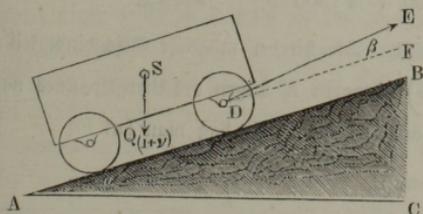
Da dieser Werth mit dem Widerstandscoefficienten ξ zunimmt, so schließt man daraus, daß man einer Straße eine um so steilere Neigung geben darf, je größer der Widerstand ist, welchen sie dem Transporte entgegensetzt. Selbstredend hat die Größe der Steigung ihre Grenze darin, daß die Zugthiere die Last überhaupt noch fortbringen können und daß beim Thalfahren

das Bremsen genügende Sicherheit gewährt. Auch richtet sich die Größe der Steigungen bei Anlage von Straßen wesentlich nach den Terrainverhältnissen, und man wird bei Festsetzung einer Straßenlinie neben den Kosten des Transportes gleichzeitig die Kosten der Anlage und Unterhaltung zu berücksichtigen haben, so daß die Summe aller entstehenden fortlaufenden Ausgaben möglichst gering ausfällt. Hinsichtlich dieser Verhältnisse muß auf die betreffenden Werke über Straßen- und Wegebau verwiesen werden, und es sei hier nur bemerkt, daß in den verschiedenen Ländern gesetzliche Vorschriften über die größte zulässige Steigung der verschiedenen Kunststraßen gelten, denen zufolge unter schwierigeren Verhältnissen, wie z. B. im Berg- und Hügellande, größere Steigungen gestattet sind, als unter den günstigeren Verhältnissen im Flachlande. So z. B. sind die maximalen Steigungen in Preußen*) für Gebirgsstraßen zu 0,05, im Hügellande zu 0,04 und im Flachlande zu 0,025 festgesetzt. Nur bei kurzen Strecken, z. B. Brückenrampen, kommen Steigungen von 0,06 und darüber vor.

Näheres hierüber enthalten u. A. die Arbeiten von Launhardt in der Zeitschr. des Hannov. Arch. u. Ing.-Ver. Jahrg. 1869, S. 70 u. 72.

Anmerkung. Nicht ohne Einfluß auf die Leistung der Zugthiere ist auch die Art von deren Anspannung, namentlich die Richtung der Stränge gegen die

Fig. 212.



Fahrbahn, wie sich aus folgender Betrachtung ergibt. Es sei die Straße AB , Fig. 212, unter dem Winkel α gegen den Horizont AC und die Zugkraft P der Pferde unter dem Winkel $EDF = \beta$ gegen die Straße geneigt, so bestimmt sich der Normaldruck des Fuhrwerkes gegen die Straße zu

$$Q = (1 + \nu) Q \cos \alpha - P \sin \beta,$$

so daß, unter ζ den Coefficienten des Gesamtwiderstandes der Straße verstanden, die in der Richtung DE wirkende Zugkraft P sich ergibt durch

$$P \cos \beta = \zeta [(1 + \nu) Q \cos \alpha - P \sin \beta] + (1 + \nu) Q \sin \alpha$$

zu

$$P = (1 + \nu) Q \frac{\zeta \cos \alpha + \sin \alpha}{\cos \beta + \zeta \sin \beta}.$$

Setzt man hierin $\zeta = \tan \varphi$, worin φ als Reibungswinkel der Straße aufgefaßt werden kann, so läßt sich dies auch schreiben:

$$P = (1 + \nu) Q \frac{\sin (\alpha + \varphi)}{\cos (\beta - \varphi)}.$$

*) S. Deutsches Bauhandbuch. Straßenbau, S. 180.

Diese Kraft P nimmt ihren kleinsten Werth für $\beta - \varphi = 0$ an, d. h. wenn die Richtung der Stränge gegen die Straße unter dem Winkel $\varphi = \text{arc tang } \zeta$ geneigt ist, welcher oben als Reibungswinkel der Straße bezeichnet wurde.

Durch die nach aufwärts geneigte Richtung der Stränge, welche wegen der kleineren Vorderräder immer erreicht werden kann, wird, wie die Rechnung besagt, ein Theil der Wagenlast gleich $P \sin \beta$ von der Straße abgehoben, welcher Theil von den Pferden getragen werden muß. Dadurch wird gewissermaßen das Gewicht der Thiere um ebensoviel vermehrt. Hierdurch wird bei Lastwagen, welche mit großer Kraft in langsamer Gangart bewegt werden, das Ausgleiten der Pferdehufe erschwert, wogegen bei Gilsuhrwerken die Pferde bei stark geneigten Zugsträngen sehr ermüdet werden. Der am besten anzuwendende Winkel der Stränge gegen die Bahn wird von verschiedenen Autoren verschieden und zwar etwa zwischen 6° und 15° angegeben.

Da bei Vorspannpferden den Strängen nur eine sehr geringe Neigung gegeben werden kann, so ist hierin einer der Gründe zu erkennen, warum Vorspannpferde niemals so vortheilhaft wirken können wie die Stangpferde, abgesehen davon, daß die größere Länge der Stränge zu größeren Ausdehnungen Veranlassung giebt, welche ungünstig für die Wirkung der Thiere sind. S. hierüber u. A. Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. Bd. III, S. 147 u. f.

Beispiel: Welche Zugkraft erfordert ein Wagen, der im Ganzen ein Gewicht von 4000 kg hat, auf einer unter $\alpha = 1/50$ ansteigenden Straße, für welche der Widerstandskoeffizient $\zeta = 1/40$ sein mag?

Setzt man für Pferde das Verhältniß $\mu = \frac{G}{K} = \frac{300}{60} = 5$, so ist die Zugkraft bei Annahme von 4 Pferden gefunden durch:

$$P = \left(\frac{1}{40} + \frac{1}{50} \right) 4000 + 4 \cdot 300 \cdot \frac{1}{50} = 204 \text{ kg,}$$

so daß auf jedes Pferd 51 kg entfällt. Die hierbei mögliche Geschwindigkeit v ergibt sich dann zu $v = \left(2 - \frac{P}{K} \right) c$, worin K wegen des Viergespannes nach §. 54 nur zu $0,77 \cdot 60 = 46,2$ kg anzunehmen ist, so daß man hat

$$v = \left(2 - \frac{51}{46,2} \right) c = 0,896 \cdot 1,2 = 1,08 \text{ m.}$$

Die vortheilhafteste Geschwindigkeit würde bei der gegebenen Steigung zu

$$v = \left(1 - \frac{5}{2} \frac{1}{50} \right) c = 0,95 \cdot 1,2 = 1,14 \text{ m}$$

folgen und es würde dieser Geschwindigkeit eine Zugkraft von

$$(2 - 0,95) K = 1,05 \cdot 46,2 = 48,5 \text{ kg}$$

entsprechen, wonach die Ladung zu bemessen wäre. Der vortheilhafteste Steigungswinkel der Straße würde sich im vorliegenden Falle zu

$$\sin \alpha = -\frac{3}{4} \frac{1}{40} + \sqrt{\frac{1}{5 \cdot 40} + \frac{9}{16} \left(\frac{1}{40} \right)^2} = -0,019 + 0,073 = 0,054 \text{ ergeben.}$$

Anmerkung. Versuche über die Widerstände der Straßen sind in früherer Zeit von Rumford, Edgeworth, Bevan u. s. w. und in neuerer Zeit in sehr ausgedehntem Maße von Morin, nächstem auch von Kossak, von der

königl. bayerischen Artillerie u. A. angestellt worden. Ausführlich über diese Versuche handelt Brix in der Schrift: Ueber die Reibung und den Widerstand der Fuhrwerke auf Straßen, Berlin 1850. Auch ist hierüber nachzulesen Gerstner's Mechanik, Bd. I, Capitel VII. Die oben in §. 51 entwickelte Formel über den Widerstand des zusammendrückbaren Bodens wird in den letzteren beiden Werken zuerst mitgetheilt.

Die Theorie der Fuhrwerke wird ferner behandelt in: *Théorie des affûts et des voitures d'artillerie* par Migout et Berchery, Paris 1840. Das Hauptwerk von Morin hat den Titel: *Expériences sur le tirage des voitures*, Paris 1842. Die Hauptergebnisse der Morin'schen Versuche sind auch in Morin's *Aide-mémoire de mécanique pratique* enthalten. S. auch Kayser, *Handbuch der Mechanik*, Carlsruhe 1842, und Rühlmann's *Allgemeine Maschinenlehre*, Bd. III.

Schienenbahnen. Um den Widerstand, welchen die Straße der Um- §. 56.
drehung der Räder entgegensetzt, so viel wie möglich herabzuziehen, läßt man die Räder auf besonderen Schienen laufen. Zwei solcher parallel neben einander liegender Schienen bilden eine Schienenbahn. Nur selten wendet man jetzt noch hölzerne Schienen an, wie sie zuerst beim Grubenbetriebe vorkamen, auch gußeiserne Schienen, wie man sie schon im vorigen Jahrhundert (1767) auf englischen Hüttenwerken in Anwendung brachte, kommen kaum mehr vor, dagegen haben die aus Schmiedeeisen (neuerdings Stahl) gewalzten Schienen seit ihrer ersten Anfertigung im Jahre 1828 sich allgemein bei den Eisenbahnen eingeführt. Der Widerstand dieser Schienen besteht fast nur aus der wälzenden Reibung, welche bei Rädern von einiger Höhe sehr klein ist im Vergleiche mit der Axenreibung. Während überhaupt bei dem Fortschaffen von Lasten auf gewöhnlichen gepflasterten oder chausstrirten Straßen der Widerstand an dem Umfange der Räder der größere und der an dem Umfange der Axen der kleinere ist, tritt bei dem Transporte auf Eisenbahnen gerade das Gegentheil ein; es ist nämlich hier die Axenreibung der größere und die wälzende Reibung am Umfange der Räder der kleinere Widerstand. Für die Axenreibung ist der Reibungscoefficient*) $\varphi = 0,054$ (s. Thl. I, §. 185), und folglich, bei der Axenstärke von 65 mm und der Radhöhe von 1,3 m, die auf den Radumfang reducirte Zapfenreibung:

$$F_1 = \varphi \frac{Q}{r} = 0,054 \cdot \frac{65}{1300} Q = 0,0027 Q.$$

Für die wälzende Reibung ist hingegen $\varphi = 0,018$, wenn der Radhalb-

*) Nach den Kirchweger'schen Versuchen (s. Mittheilungen d. Gew.-Ver. f. Hannover, 1862) ist der Reibungscoefficient für Eisenbahnaxen noch viel kleiner und beträgt nur etwa 0,01 für den Zustand der Bewegung.

messer in Zollen gegeben ist und $\varphi = 0,48$ für Millimeter, daher hat man die Größe dieses Reibungswiderstandes:

$$F_2 = \varphi \frac{Q}{r} = 0,48 \frac{Q}{650} = 0,00074 Q,$$

d. i. $\frac{74}{270} = 0,274$ oder circa 27 Procent der Zapfenreibung. Hiernach ist der gesammte Reibungswiderstand bei der Bewegung eines Wagens auf einer Schienenbahn:

$$F_1 + F_2 = 0,00270 Q + 0,00074 Q = 0,00344 Q,$$

d. i. circa $\frac{1}{3}$ Procent der Last. Beim Fahren auf einer sehr guten Chaussee ist dieser Widerstand (s. Tabelle §. 53) $\frac{1}{50} Q = 0,02 Q$, d. i. 2 Procent von Q ; diesem zufolge wäre also die Kraft zum Fortschaffen der Lasten auf den besten horizontalen Straßen $\frac{0,02000}{0,00344} = 5,82$, oder nahe sechsmal so groß, wie auf Eisenbahnen. Beim Transport auf schlecht unterhaltenen Straßen steigert sich der Widerstand auf $\frac{1}{20} Q = 0,05 Q$, dann ist also die Kraft zum Transport auf Straßen $\frac{5000}{344} = 14,5$ mal so groß wie auf Eisenbahnen. Hiernach ist nun der große Vortheil der Eisenbahnförderung im Vergleich zur Straßenförderung zu ermessen.

Dieses günstige Verhältniß der Eisenbahnen wird jedoch beim Ansteigen derselben bedeutend gemäßigt, da hier für beide Arten des Fortschaffens in Folge der Schwerkraft überdies noch die Kraft $Q \sin \alpha$ (vergl. §. 53) erfordert wird. Wäre z. B. das Ansteigen $\sin \alpha = \frac{1}{100}$, hätte also sowohl die Eisenbahn als auch die Straße auf je 100 m Erstreckung 1 m Ansteigen, so würde zu den gefundenen Widerständen noch $0,01 Q$ zu addiren sein, also der Widerstand auf der Eisenbahn

$$0,0034 Q + 0,0100 Q = 0,0134 Q,$$

und dagegen auf der Straße, im ersten Falle:

$$0,02 Q + 0,01 Q = 0,03 Q,$$

und im zweiten:

$$0,05 Q + 0,01 Q = 0,06 Q$$

betragen.

Es wäre also dann für den einen Fall die Zugkraft auf der Straße nur $\frac{0,0300}{0,0134} = 2\frac{1}{4}$ mal und für den zweiten dieselbe nur $\frac{0,060}{0,0134} = 4\frac{1}{2}$ mal so groß wie auf der Eisenbahn. Läuft die Straße oder Schienenbahn abwärts, so kommt natürlich die Schwerkraft mit der Größe $Q \sin \alpha$ der Kraft

zur Ueberwindung der übrigen Widerstände zu Hülfe, und ist diese Kraft größer als die Reibungswiderstände, so tritt sogar ein Kraftüberschuß hervor, der nur durch Bremsen zu vernichten ist. Hätten wir z. B.

$\sin \alpha = \frac{1}{100}$ (Fallen), so würde die Kraft zum Fortschaffen auf der Eisenbahn

$$0,0034 Q - 0,01 Q = - 0,0066 Q$$

sein, also ein Kraftüberschuß von circa $\frac{2}{3}$ Procent der Last durch Bremsen aufzuheben sein, dagegen hätte man die Kraft auf der Straße im ersten Falle:

$$0,02 Q - 0,01 Q = 0,01 Q,$$

und im zweiten:

$$0,05 Q - 0,01 Q = 0,04 Q.$$

Wenn wir die Kraft zum Fortschaffen auf horizontalen Eisenbahnen wegen Hinzutritt anderer Nebenhindernisse, z. B. wegen der Seitenreibungen an den Schienen, wegen des Luftwiderstandes u. s. w., $P = 0,004 Q$ setzen, so müssen wir dieselbe für das Fortschaffen auf einer Bahn von α Ansteigen $(0,004 + \sin \alpha) Q$ annehmen, und erhalten also für das Ansteigen

$\sin \alpha = \frac{1}{250} = 0,004$, die doppelte Kraft, ferner für ein Ansteigen

$\sin \alpha = \frac{1}{100}$, schon die $1\frac{1}{4} = 3\frac{1}{2}$ fache Kraft, und für ein Ansteigen

von $\sin \alpha = \frac{1}{50}$, sogar die 6 fache Kraft. Es ist also im letzteren Falle

der Arbeitsaufwand zum Fortschaffen einer Last auf 1 Meile Bahn ebenso groß wie zum Fortschaffen derselben auf einer horizontalen Bahnstrecke von 6 Meilen Länge. Man ersieht hieraus, daß die Zugkraft der Wagen auf einer Eisenbahn mit verschiedenen Steigungsverhältnissen innerhalb sehr weiter Grenzen schwankt, und daß im Allgemeinen der durch die Steigung hervorgerufene Widerstand denjenigen der Bahn weit übersteigt.

Schienen. Die ersten gußeisernen Schienen, welche in Anwendung §. 57. kamen, waren zur Verhütung des Entgleisens der Wagen mit angegossenen Rändern versehen, so daß die Radkränze in den dadurch gebildeten Spuren geführt wurden. Von dieser Form der Spurschienen ging man indessen sehr bald ab, und gab dafür den Rädern der Wagen seitliche Ränder oder Spurkränze, wodurch eine einfachere Construction und größere Genauigkeit erreicht wurde, indem die Radkränze leicht auf der Drehbank bearbeitet werden konnten. Dieses System ist jetzt bei allen Eisenbahnen mit Locomotivbetrieb in Gebrauch und man wendet Spurschienen wie die in

Fig. 213, 214 und 215 dargestellten nur noch bei Straßenbahnen (Tram-ways) an, bei denen die vorstehende Schiene den gewöhnlichen Fuhrwerken hinderlich sein würde.

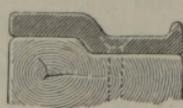
Fig. 213.



Fig. 214.



Fig. 215.



Die Schienen werden jetzt durchweg aus Schmiedeeisen oder Stahl durch Walzen in größeren Längen (6 bis 7 m) hergestellt, und zeigen verschiedene Querschnittsformen. Zuerst wandte man Flacheisen an, welches flach auf hölzernen Langschwelen durch Schrauben mit versenkten Köpfen befestigt wurde. Diese Schienen wurden wegen ihrer geringen Steifigkeit bald aufgegeben und konnten bei dem bald allgemein sich einbürgernenden Querschwellensysteme überhaupt nicht angewandt werden. Auch hochkantig gestellte Flachschienen, wie man sie in Hüttenbahnen und für vorübergehende Zwecke zuweilen angewendet hat, konnten wegen mangelnder seitlicher Steifigkeit und deswegen nicht allgemein verwendet werden, weil bei der geringen Breite der Lauffläche sehr bald Rinnen in die Radkränze gearbeitet waren.

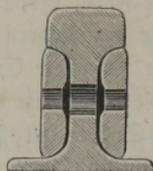
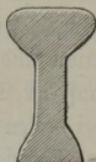
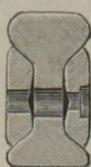
Diesem letzteren Uebelstande zu begegnen, mußte die Lauffläche eine genügende Breite erhalten, ebenso mußte die Schiene zur sicheren Befestigung auf der Unterlage unten entsprechend breit gemacht werden, und endlich erforderte die Rücksicht auf die Festigkeit der Schienen gegen Durchbiegung eine gewisse Höhe des Querschnittes. Aus diesen Gründen und mit Rücksicht auf möglichst vollkommene Ausnutzung des Materials ist man fast allgemein zu einem Schienenprofil gelangt, welches im Wesentlichen als doppelt T förmiges bezeichnet werden kann. Hauptsächlich wendet man die Schienen in zwei verschiedenen Formen an, und zwar die sogenannten Stuhlschienen, Fig. 216 u. 217, so genannt, weil sie ihre Befestigung auf den hölzernen Querschwellen vermittelt gußeiserner Stühle erhalten, und die breitbasigen Schienen, Fig. 218, zuweilen auch nach Ch. Bignoles benannt, welcher diese zuerst in Amerika auf Langschwelen angewandte

Fig. 216.

Fig. 217.

Fig. 218.

Fig. 219.



Schiene in Europa einführt. Diese Schienen werden in der Regel mit ihrer Basis direct auf den Querschwellen durch Nägel oder Schrauben befestigt. Eine andere, von Brunel angegebene Schiene, die sogenannte Brückenschiene, Fig. 219, welche zuerst ebenfalls für Langschwellen bemessen war, findet wegen der nicht sehr vollkommenen Verwendung des Materials nur geringere Anwendung, etwa für sehr große Belastungen. Hinsichtlich der mannichfachen sonstigen Profilformen sowie in Bezug auf die aus zwei oder drei Theilen zusammengesetzten Schienen muß auf die specielleren Schriften*) verwiesen werden.

Das gewöhnliche Schienenprofil der Locomotivbahnen hat eine Höhe von etwa 130 mm, eine Stärke im Stege oder der Mittelrippe von 13 mm und eine Breite der Fußplatte von 100 bis 110 mm. Dem Kopfe, welcher der größeren Dauer wegen von feinkörnigem hartem Eisen oder von Stahl gemacht wird, giebt man eine Breite von ungefähr 60 mm, und wölbt die obere Lauffläche nach einem Kreisbogen von circa 200 mm ab. Die Gewichte der Schienen schwanken etwa zwischen 35 und 40 kg pro laufenden Meter, die Länge jeder Schiene zwischen 6,5 und 7 m. Die Belastung der Schienen in einem Punkte soll 140 Centner nicht übersteigen. Nach den von Winkler hierüber gemachten Angaben kann man etwa annehmen (Fig. 220).

$$b = 0,85 h, \quad d = 0,113 h, \quad \delta = 0,6 d \quad \text{und} \quad \delta' = 1,9 \delta.$$

Fig. 220.

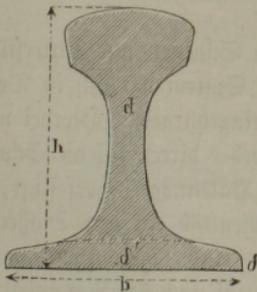
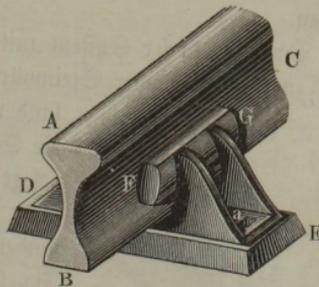


Fig. 221.



Die Befestigung der Schienen auf der Unterlage geschieht in verschiedener Art, und man kann danach unterscheiden:

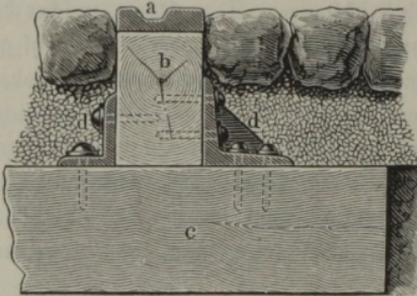
1. Das englische oder Stuhlsystem mit Unterstützung der Schienen mittelst der Schienenstühle auf einzelnen Querschwellen oder auf Steinwürfeln. Die Form der Schienenstühle ist sehr mannichfaltig, der Hauptsache nach aber besteht jeder Stuhl aus einer Fußplatte *DE*, Fig. 221, mit

*) Handbuch der speciellen Eisenbahntechnik von H. v. Waldegg, Bd. I, S. 173 u. f.

zwei durch Rippen verstärkten Platten, zwischen welche die Schiene *ABC* zu liegen kommt. Die Befestigung des Stuhles auf der Schwelle geschieht durch Holzschrauben oder Nägel *a*, bei Steinwürfeln auch durch Mutter-schrauben, während die Befestigung der Schiene im Stuhle durch einen Keil aus hartem trockenem Holze *FG* bewirkt wird. Die Stühle für die Stoßstellen, wo zwei Schienenenden zusammenstoßen, werden etwas breiter gehalten, als die Zwischenstühle.

2. Das amerikanische oder Langschwellsystem, bei welchem die breitbasigen Schienen ihrer ganzen Länge nach durch Langhölzer unterstützt sind,

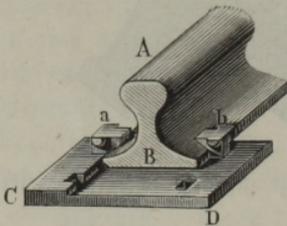
Fig. 222.



welche zur Erhaltung der Spurweite nicht ganz zu umgehen sind. Die eisernen Winkel *d* vermitteln die Verbindung der Lang- und Querschwellen.

3. Das deutsche System mit breitbasigen Schienen und Unterstützung durch Querschwellen oder Steinwürfel. Dieses System hat sich in Deutsch-

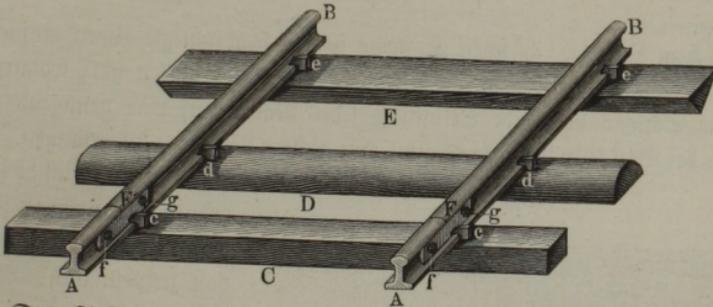
Fig. 223.



land vorwiegend eingebürgert. Hierbei werden die Schienen entweder direct auf die Schwellen gelegt und mit Hafennägeln befestigt, oder man wendet, namentlich an den Stößen, besondere gewalzte Unterlagsplatten, wie in Fig. 223, an, obwohl nach den Vereinbarungen der deutschen Eisenbahnverwaltungen (Dresden, 1865) bei einer kräftigen Laschenverbindung (s. unten) und zweckmäßig geformtem Schienenkopfe das Weglassen der Unterlagsplatten in geraden Linien und in Curven von großem Halbmesser zulässig ist. Die aus Eichen-, Nadel- oder Buchenholz gefertigten, durch Imprägniren mit antiseptisch wirkenden Stoffen vor schneller Fäulniß geschützten Querschwellen haben eine Länge von 2,40 bis 2,60 m und meist rechteckigen, zuweilen auch segmentförmigen oder dreieckigen Querschnitt von 0,230 bis 0,350 m Breite und 0,150 bis 0,180 m

Dieke. Die Fig. 224 zeigt in *C, D, E* drei verschiedene Schwellen, in *F* die Laschen zur Schienenverbindung und in *c, d, e* die Hakennägel.

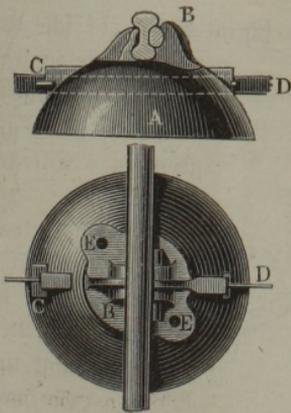
Fig. 224.



4. Das System des ganz eisernen Oberbaues, bei welchem Holz gänzlich vermieden ist, und bei welchem die Unterstützung sowohl durch Läng- als durch Querschwellen oder durch vereinzelte Eisenunterlagen geschehen kann. Dieses System, in neuerer Zeit in Folge der hohen Holzpreise vielfach versucht, verspricht für die Zukunft von großer Bedeutung für das gesammte Eisenbahnwesen zu werden, indem die mit einzelnen Constructionen bis jetzt gemachten Erfahrungen entschiedene Vorzüge gegen die älteren Systeme sowohl in Betreff der Sicherheit und Dauer als auch des Kostenpunktes erkennen lassen. Von diesen Systemen seien hier nur einige der hauptsächlich in Anwendung gekommenen angeführt.

Bei dem System Greave, welches außer in England namentlich in Egypten und Ostindien Verwendung gefunden hat, ruht jede etwa 6 m lange

Fig. 225.



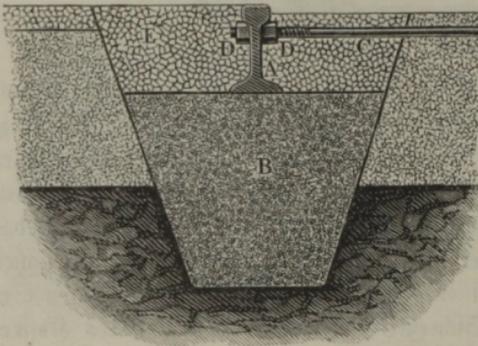
Schiene auf sieben gußeisernen Schalen oder Calotten *A*, Fig. 225, welche oberhalb mit angegossenen Schienenstühlen *B* versehen sind. Das durch den Keil *C* befestigte Flachisen *D* dient zur Querverbindung zweier gegenüberliegenden Calotten. Ihre feste Lage erhalten die letzteren durch das sie umgebende Kies- oder Schottermaterial, welches auch durch die beiden Löcher *E* fest in das Innere der Glocken eingestampft wird. Hiervon unterscheidet sich das Griffin'sche System hauptsächlich durch die verbesserte Form der oval im Grundrisse gemachten Schalen.

Während man in Frankreich die hölzernen Querschwellen durch solche aus gewalztem Eisen von trapezförmigem (Bautherin) oder umgekehrt rinnenförmigen (Le Grenier) Querschnitte

ersetzt hat, ist in Deutschland mehrfach das System der Langschwellen verwendet worden, welches bei Anwendung von Eisen sich von den Nachtheilen frei gezeigt hat, die dem Oberbausystem mit hölzernen Langschwellen anhaften.

Bei dem Hartwich'schen Systeme ist der beabsichtigte Zweck einfach dadurch erreicht, daß die Schiene eine größere Höhe erhalten hat, wodurch die auf die Schiene drückende Belastung jedes Rades auf eine genügend große Fläche der Basis vertheilt wird, um eine sichere Lagerung zu erlangen. Aus

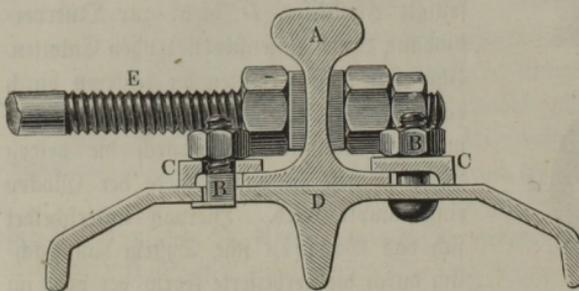
Fig. 226.



Hilfe der Muttern *D* die genaue Spurweite herstellen, worauf die Kiesfüllung *E* eingebracht werden kann. Die hiermit gemachten Versuche (Eifelbahn) ergaben sehr günstige Resultate und zeigten, daß die Höhe der Schiene noch wesentlich (210 mm) reducirt werden konnte, um die Kosten zu verringern.

Von den bisher bekannt gewordenen Systemen scheint das Hilf'sche das

Fig. 227.



vorzüglichste zu sein, und es ist dasselbe auch bereits auf größeren Strecken (Moselbahn) zur Verwendung gekommen.

Hierbei ist die Schiene *A*, Fig. 227, von 6 m Länge und 108 mm Höhe durch Schraubenbolzen *B* und Unterlagsplättchen *C* auf die gewalzten Langschwelle *D* von dem aus der Figur ersichtlichen trapezförmigen Querschnitte mit Mittelrippe geschraubt. Die Art der Querverbindungen *E*,

von denen auf jede Schiene zwei kommen, ist aus der Figur zu erkennen. Die Schwellen werden vollständig in den Kies eingebettet. Die Fahrerschienen *A*, welche durch kräftige Laschen mit einander verbunden sind, haben nur ein Gewicht von 24,7 kg per Meter, wodurch die Kosten der Erneuerung schadhafte gewordener Schienen entsprechend gering werden. Die Langschwellen haben bei 300 mm Breite eine Eisenstärke von 8 mm, und es beträgt das Gewicht des vollständigen Oberbaues pro ein Meter Geleise 115 kg.

In Betreff sonstiger Systeme sowie hinsichtlich der Details muß auf unsere Quelle *) verwiesen werden.

Schienenverbindungen. Bei jeder Schienenbahn ist auf die sogenannten Stoßverbindungen, d. h. die Vereinigung zweier benachbarten Schienen, besondere Sorgfalt zu verwenden, da diese Stellen immer die verhältnißmäßig schwächsten im Schienenstrange sind. Da wegen der durch Temperaturschwankungen veranlaßten Längenänderung der Schienen zwischen den Enden derselben für gewöhnlich ein geringer Zwischenraum vorhanden ist, so wird ein über diese Stelle fahrendes Rad einer gewissen Stoßwirkung ausgesetzt sein. Um dieselbe zu vermindern, hat man früher eine schiefe Ueberplattung der Schienen nach Fig. 228 versucht, ist aber ganz davon zurückgekommen wegen der schnellen Verdrückung der schwächlichen Spitzen. Man wendet daher jetzt allgemein eine zur Schienenlänge senkrechte End-

Fig. 228.

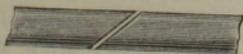
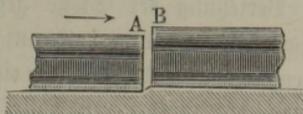


Fig. 229.

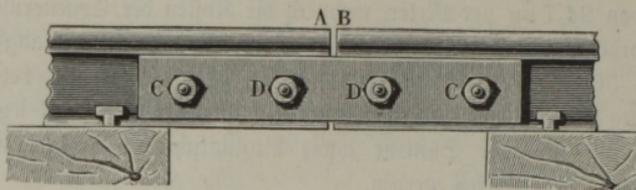


begrenzung an. Die erwähnte durch den Zwischenraum bedingte Stoßwirkung wird wesentlich dadurch vergrößert, daß bei dem Ueberfahren eines Rades das hintere Schienenende *A*, Fig. 229, sich durch die Last in die Unterlage etwas einsetzt, während die Kante *B* in ihrer höheren Lage verbleibt. Die hierdurch entstehende Stoßwirkung wird um so größer, je größer die Senkung des Endes *A* ist, und es lag daher nahe, diese Senkung dadurch möglichst herabzuziehen, daß man die Stoßstelle durch einen Schienenstuhl und eine Querschwellen, die sogenannte Stoßschwelle, unterstützte. Eine solche Stoßverbindung, wie sie früher, ehe man die Laschen anwandte, allgemein war, heißt wohl ein fester oder ruhender Stoß, im Gegensatz zu dem schwebenden Stoße, welcher zwischen zwei Schwellen angebracht wird. Denkt man sich nämlich die beiden Schienenenden *A* und *B*, Fig. 230 (a. f. S.), mit einander durch beiderseits gegen die Mittelrippe

*) H. v. Waldegg, Handbuch der Eisenbahntechnik. Bd. I.

gelegte Flacheisen *C* mit Hülfe der Schraubenbolzen *D* zu einem festen Gefüge vereinigt, so wird bei einer Durchbiegung des Schienenendes *A* auch

Fig. 230.



das andere *B* mitgenommen, wodurch die gedachte Erschütterung des Rades geringer wird. Auch hat die Erfahrung gezeigt, daß in diesem Falle ein viel sanfteres und angenehmeres Fahren erreicht wird, wenn die Stöße nicht über den Querschwellen, sondern in den Zwischenräumen zwischen zwei solchen angeordnet werden. In Folge dessen hat man bei dem Querschwellensystem fast allgemein den schwebenden Stoß angenommen, nur erfordert derselbe, wie aus der obigen Betrachtung folgt, eine kräftige Laschenverbindung, auch pflegt man die dem Stoße zu beiden Seiten zunächst liegenden Schwellen einander näher zu legen, als die anderen Mittelschwellen.

Wenn man die Stöße der beiden ein Geleise bildenden Schienen in derselben Ebene anordnet, so wird die mit dem Schienenstoße unvermeidliche Erschütterung zu gleicher Zeit beide Räder jeder Axe treffen, während bei einer Versetzung der Stöße gegen einander die Erschütterungen in regelmäßiger Abwechselung bald auf das eine, bald das andere Rad übertragen werden, wodurch die Wagen einen viel unruhigeren schwankenderen Gang erhalten, als im ersteren Falle. Man ordnet daher die Stoßverbindungen der beiden Schienen eines Geleises in geraden Geleisestrecken immer einander normal gegenüber an.

Eine auf Querschwellen ruhende Schiene wird durch die darüber fahrenden Lasten wie ein continuirlicher, d. h. auf mehreren Stützen liegender Träger beansprucht und wäre auch die Festigkeit der Schiene nach den dafür in Thl. I, §. 246 angegebenen Regeln zu bestimmen. Eine ausführliche derartige Ermittlung, welche für jede Aenderung in der Vertheilung der Drucke, d. h. in den Radständen eine andere wird, würde hier zu weit führen, es sei hier nur bemerkt, daß das größte Bruchmoment*), welches die Schiene überhaupt beanspruchen kann, in der Mitte zwischen zwei Schwellen vorkommt und die Größe $M = 0,189 Ql$ hat, wenn l die Entfernung zweier Schwellen und Q den Druck eines Rades bedeutet. Der Druck Q soll vorschriftsmäßig den Werth 6500 kg nicht übersteigen und die Ent-

*) S. Winkler, Vorträge über Eisenbahnbau. 1. Heft, 2. Aufl.

fernung der Schwellen kann man für gewöhnlich zu 0,9 bis 1 m annehmen. Die Schiene wird aber außer durch das Gewicht Q des Rades auch durch die Centrifugalkraft noch besonders belastet, welche dadurch rege gemacht wird, daß die Schiene zwischen zwei Schwellen sich nach einem gewissen Krümmungsradius r durchbiegt, und das Rad mit der Geschwindigkeit v des Zuges diese gekrümmte Bahn durchläuft. Nach Thl. I findet man den Krümmungshalbmesser r der elastischen Durchbiegung durch

$$M = \frac{WE}{r},$$

unter W das Trägheitsmoment des Querschnittes und unter E den Elasticitätsmodul des Materials verstanden. Da nun die Centrifugalkraft C des Gewichtes Q bei der Geschwindigkeit v durch

$$C = \frac{Q}{g} \frac{v^2}{r}$$

gegeben ist, so hat man im vorliegenden Falle

$$C = \frac{Q}{g} \frac{M}{WE} v^2,$$

unter M das Bruchmoment verstanden, für welches im Maximo der Werth

$$M = 0,189 (Q + C) l$$

zu setzen ist. Man findet daher aus

$$M = 0,189 \left(Q + \frac{Q}{g} \frac{M}{WE} v^2 \right) l$$

das Bruchmoment

$$M_{max} = \frac{0,189 Q l}{1 - 0,189 \frac{Q l}{WE} \frac{v^2}{g}}$$

woraus leicht zu erkennen ist, daß bei größerer Geschwindigkeit v die Centrifugalkraft das Angriffsmoment nicht unwesentlich erhöht. Ist nun M_{max} bestimmt, so läßt sich aus der bekannten Grundformel $M = k \frac{W}{e}$ das erforderliche Trägheitsmoment W des Schienenprofils finden und demgemäß die Profilform selbst ermitteln. Als zulässige Spannung k kann man nach Winkler für Schmiedeeisenschienen 7,5 kg und für Stahlschienen 10 kg annehmen.

Auf die Schienen wirken außerdem noch Kräfte, welche eine Verschiebung der Schienen nach deren Länge und Breite, sowie ein Umklappen anstreben.

Es ist eine durch die Erfahrung festgestellte Thatsache, daß sich die Schienen bei solchen Geleisen, welche stets nur in einer Richtung befahren wer-

den, in der Richtung der Bewegung verschoben, während bei eingleisigen Bahnen, bei welchen die Richtung der Bewegung abwechselt, eine solche Tendenz zur Längenverschiebung weniger wahrnehmbar ist. Man verhindert eine solche Verschiebung in der Regel durch Einklinkungen, die man der Basis jeder Schiene über einer Querschwelle giebt, so daß die Schäfte der Räder in diese Einklinkungen oder Einschnitte zum Theil eintreten.

Der Grund einer solchen Längenverschiebung ist in dem Widerstande zu suchen, welcher sich der Umdrehung der Wagenräder auf den Schienen entgegensetzt. Bezeichnet Q den Druck eines Rades auf die Schiene und φ den Coefficienten der wälzenden Reibung zwischen Rad und Schiene ($\varphi = 0,5$, wenn der Halbmesser in Millimetern gegeben ist), so ist der am Radumfang dem Wälzen sich entgegengesetzte Widerstand durch φQ gegeben, und daher wird die Schiene mit einer ebenso großen Kraft in der Richtung der Bewegung auf Verschiebung beansprucht. Wenn aber ein Bremsen des Rades stattfindet, so kann dieser Zug beim Gleiten des Rades den Werth μQ erreichen, wenn μ den Coefficienten der gleitenden Reibung zwischen Rad und Schiene ($\mu = 0,25$) bedeutet. Man findet daher namentlich auf geneigten Strecken, wo der thalwärts fahrende Zug gebremst wird, eine ausgesprochene Tendenz der Schienen, sich abwärts zu verschieben, welche hier noch durch das Eigengewicht der Schienen befördert wird. Die Tribräder der Locomotive dagegen sind, wie leicht erklärlich ist, bestrebt, die Schienen mit einer der Zugkraft der Locomotive gleichen Kraft in einer der Bewegung entgegengesetzten Richtung zu verschieben. Es ist auch deutlich, daß in dem Falle, in welchem nur die Locomotivräder, die Wagenräder aber nicht gebremst würden, die letzteren jetzt also gewissermaßen treibend wirken, das Verhältniß sich umkehrt, indem die Locomotivräder in der Bewegungsrichtung des Zuges, die Wagenräder aber in der entgegengesetzten auf die Schienen wirken.

Auf eine Seitenverschiebung der Schienen bezw. ein Umklanten derselben wirken mancherlei Umstände, wie z. B. der Winddruck, die Centrifugalkraft in Curven und Unregelmäßigkeiten des Geleises. Eine seitliche, den Wagen ergreifende Kraft kann sich in zweifacher Art auf die Schienen übertragen, nämlich entweder durch die gleitende Reibung, welche bei einer seitlichen Verschiebung der Räder zwischen diesen und den Schienen eintritt, oder durch die Einwirkung der Spurkränze gegen den Rand des Schienenkopfes. Die erstere Wirkung kann, unter Q wieder den Raddruck verstanden, den Werth $\mu Q = 0,25 Q$ erreichen, während die Wirksamkeit des Spurkranzes viel größere, zuweilen bis zu zwei Drittel des Druckes einer Ase und noch darüber gehende Werthe annehmen kann. Diese Wirkung des Spurkranzes kann selbstredend nur nach außen, also auf Erweiterung des Schienengeleises

wirken, während die mittelst der Reibung übertragene Kraft nach beiden Seiten gerichtet sein kann.

Diesen seitlichen Einwirkungen zu widerstehen, müssen die Hafennägel die entsprechende Widerstandsfähigkeit ihrem Herausreißen entgegensetzen, welche Widerstandsfähigkeit man erfahrungsgemäß der im Holze steckenden Anhaftungsfläche der Nägel proportional setzen darf*). Einem Verschieben der Schiene wirkt auch schon die Reibung mit einem Betrage $(\mu + \mu_1) Q$ entgegen, wenn unter μ_1 der Reibungscoefficient zwischen der Schiene und Schwelle ($\mu_1 = 0,5$) verstanden wird. Bei einer Verschiebung einer Schiene durch eine auf die Ase wirkende Seitenkraft muß nämlich nicht nur die Reibung zwischen dieser Schiene und ihrer Unterlage, sondern auch die gleitende Reibung überwunden werden, welche das auf der anderen Schiene laufende, gleichfalls mit Q drückende Rad findet. Näheres über die Festigkeit der Schienen und der Verbindungen siehe in Winkler, Vorträge über Eisenbahnbau, Heft 1, und in dem mehrfach angegebenen Handbuche von S. v. Waldegg, Bd. I.

Geleise. Die aus zwei parallelen Schienensträngen gebildete Fahrbahn §. 59. nennt man ein Geleise und man unterscheidet nach der Anzahl derselben neben einander ein- und zweigeleisige Bahnen. Bei den letzteren wird in der Regel ausschließlich das eine für die Hinfahrt, das andere für die Rückfahrt benutzt. Die Entfernung der beiden Schienen von einander, oder die Spurweite ist bei den europäischen, mit Ausnahme der russischen und einiger englischen Bahnen übereinstimmend zu 1,5 m von Mitte zu Mitte Schiene oder bei einer Schienentopfbreite von 65 mm zu 1,435 m im Richten angenommen. Die russischen und amerikanischen Bahnen haben eine größere Spurweite. Die Befestigung der Schienen auf den Schwellen ist bereits besprochen worden, und es sind die Schwellen derartig in das Bettungsmaterial des Bahnkörpers (Planums) eingelegt, daß eine Verschiebung durch die Widerstandsfähigkeit des Bodens verhindert wird. Es ist auch bereits angegeben, daß bei der Befestigung der Schienen auf den Schwellen auf die durch Temperaturverschiedenheiten hervorgerufenen Längenänderungen Rücksicht genommen werden muß. Aus diesem Grunde pflegt man die etwa 6 m langen Schienen so zu verlegen, daß zwischen ihren Enden ein Zwischenraum verbleibt, welcher wenigstens 5 mm im Ganzen oder 1 mm pro Meter Schienenlänge beträgt, wenn die Verlegung bei Frostwetter, und

*) Näheres hierüber siehe in Zeitschr. des hannov. Arch.- u. Ing.-Vereins, Jahrgang 1856; v. Raven, Dimensionen von Schrauben und Nägeln 2c. und Ebend. Jahrgang 1860; Funk, Haltkraft der Schienennägel; s. auch Kar-mar sch, Mech. Technologie.

2,5 mm, wenn die Verlegung bei heißem Wetter geschieht. Um den Schienen die entsprechende Längenveränderung zu gestatten, pflegt man die Bolzenlöcher für die Laschenschrauben entsprechend oval oder länglich zu machen.

In hügeligem oder bergigem Terrain ist es nicht möglich, die Bahn in allen Theilen horizontal oder unter gleicher Neigung gegen den Horizont zu führen, es werden vielmehr aus Rücksicht auf den Kostenpunct bei Herstellung der Bahn in derselben vielfach Strecken von verschiedenen Neigungen auf einander folgen. Das relative Gefälle geneigter Bahnstrecken nimmt man bei Eisenbahnen immer viel geringer als bei gewöhnlichen Straßen, und es soll nach den darüber geltenden Vereinbarungen das Steigungsverhältniß in der Regel nicht größer sein als

$\frac{1}{200}$ im flachem Lande,

$\frac{1}{100}$ im Hügellande und

$\frac{1}{40}$ im Gebirge.

Wenn zwei Bahnstrecken von verschiedener Neigung an einander stoßen, so läßt man die eine in die andere nach einer passenden Uebergangscurve, etwa nach einem Kreisbogen von 5000 bis 10000 m Halbmesser übergehen. Ohne diese Vorsicht würde im Vereinigungspunkte der beiden verschieden geneigten Geleisstrecken ein Knick entstehen, welcher mancherlei Uebelstände im Gefolge haben könnte, z. B. würde bei einem dreiazigen Fahrzeuge die mittlere Ase über diesem Knickpunkte in unzulässiger Weise belastet oder entlastet werden können, je nachdem die Bahn in jenem Uebergangspunkte nach oben convex oder concav ist.

Nur in den seltensten Fällen und etwa nur bei sehr geringer Länge der Bahn wird man dieselbe durchaus geradlinig ausführen können. Die Terrainverhältnisse werden fast immer zur Anwendung einzelner gekrümmter Strecken nöthigen, welche unter sich und mit geraden Strecken abwechseln. Da in solchen gekrümmten Strecken der Einfluß der Centrifugalkraft bei der meist beträchtlichen Fahrgeschwindigkeit v um so bedeutender wird, je schärfer die Krümmung, d. h. je kleiner der Halbmesser r der durchfahrenen Curve ist, so darf man mit der Größe dieses Halbmessers nicht unter ein bestimmtes Maß herabgehen. Nach den hierüber geltenden Vereinbarungen der deutschen Eisenbahnverwaltungen soll der Krümmungshalbmesser der Curven wo möglich nicht kleiner sein als:

1100 m im flachen Lande,

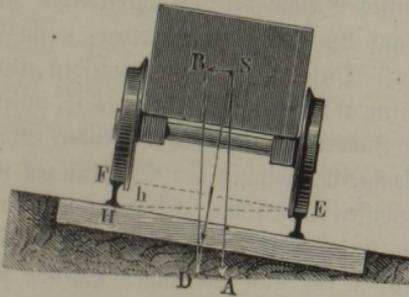
600 m im Hügellande und

300 m im Gebirge.

Wegen der in Geleiscurven auftretenden Centrifugalkraft, welche die Wagen nach außen umzustürzen strebt, ist es allgemein gebräuchlich, den

äußeren Schienenstrang höher zu legen als den inneren. Die Wirkung dieser Ueberhöhung und deren erforderliche Größe erkennt man aus Folgendem. Wenn in dem Schwerpunkte S , Fig. 231, eines Wagens das

Fig. 231.



Eigengewicht $SA = Q$ vertical abwärts und die Centrifugalkraft $C = SB$ horizontal wirkend gedacht wird, so erhält man in der Diagonale $SD = P$ die Mittelkraft dieser beiden den Wagen ergreifenden Kräfte. Die Ueberhöhung der äußeren Schiene F über die innere E hat nun den Zweck, in der durch E und F gelegten Ebene eine Stützfläche

zu erhalten, auf welcher die besagte Mittelkraft P senkrecht steht. Um die hierzu erforderliche Ueberhöhung h des Schienenkopfes F über die durch E gelegte Horizontalebene EH zu berechnen, sei $b = EF$ die Entfernung der Schienen von Mitte zu Mitte, so ist die geforderte Bedingung an die Gleichheit der Winkel BDS und FEH gleich α geknüpft, d. h. man hat

$$h : b = SB : SA = C : Q.$$

Nun bestimmt sich die Centrifugalkraft C bei einer Geschwindigkeit v des Wagens und einem Krümmungshalbmesser r der Bahncurve zu

$$C = Q \frac{v^2}{r g'}$$

daher wird

$$h : b = C : Q = \frac{v^2}{r g'} : 1,$$

oder

$$h = b \frac{v^2}{r g'}$$

Diese Ueberhöhung wächst also mit der Geschwindigkeit der Züge, und man legt bei ihrer Bestimmung die Geschwindigkeit der Schnellzüge zu Grunde. So findet man bei einer Geschwindigkeit $v = 17,5$ m (8,4 Meilen pro Stunde)

$$h = \frac{46,8}{r}$$

Dementsprechend bestimmt man auf französischen Bahnen die Ueberhöhung nach der Formel:

$$h = \frac{45}{r}$$

wonach man bei einem Radius von $r = 300$ m

$$h = 150 \text{ mm}$$

erhält.

Da die Länge des äußeren Schienenstranges in Curven größer ist, als die des inneren, so müßte ein gewisses Gleiten der auf ihren Axen stets undrehbar befestigten Räder auf den Schienen eintreten, wenn die Radkränze cylindrisch begrenzt wären. Dieses Gleiten zu vermeiden, führt man die Radkränze immer in der Form abgestumpfter Kegel aus (s. unten), deren größere Basis sich an den im Innern des Geleises laufenden Spurkranz anschließt. Denkt man sich gleichzeitig zwischen den Spurkränzen und den inneren Schienenkanten einen gewissen Spielraum, so ersieht man, wie der Wagen in Curven durch die Centrifugalkraft eine gewisse seitliche Verschiebung nach außen annehmen wird, so daß nun das außen gehende Rad mit einem größeren Halbmesser auf der Schiene rollt, als das innere. In Folge dessen wird ein aus der verschiedenen Länge der Schienen hervorgezogenes theilweises Gleiten nicht oder nur in geringerem Maße auftreten, so lange wenigstens, als die Radkränze nicht durch den Gebrauch ihre correcte Form verloren haben, und Killen darin eingelaufen sind, welche sich der seitlichen Verschiebung und der hier gedachten Wirkung entgegensetzen.

Gleichzeitig mit der Ueberhöhung der äußeren Schiene pflegt man in Curven auch eine Spurerweiterung vorzunehmen, welche um so größer ausfällt, je kleiner der Krümmungsradius ist. Die verschiedenen Bahnverwaltungen pflegen hierfür verschiedene Beträge anzunehmen, beispielsweise schwankt die Erweiterung bei Krümmungshalbmessern von 300 m bei verschiedenen Bahnen zwischen 5 mm und 21 mm; in Weichen curven steigt sie bis zu 30 mm. Eine solche Spurerweiterung hat den Zweck, die vorgedachte seitliche Verschiebung der Wagen in Curven zu ermöglichen, wodurch die conische Form der Radkränze zur Wirkung gelangt. Hauptsächlich aber ist eine Spurerweiterung nöthig wegen der Verwendung von sechsradrigen Fuhrwerken, namentlich von Locomotiven mit drei gekuppelten Axen, da bei solchen ohne eine genügende Spurerweiterung, wie man aus einer einfachen Zeichnung ersieht, in scharfen Krümmungen ein Andrängen der Spurkränze gegen die Schienenköpfe eintritt und zwar wird auf der äußeren Seite das Vorder- und das Hinterrad und auf der inneren Seite das Mittelrad die Schienenkante streifen. Im Ganzen ist aber die Spurerweiterung wegen der damit verknüpften Nachtheile auf das möglich geringste Maß zu beschränken.

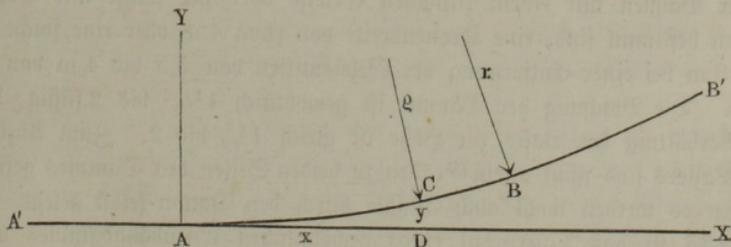
Wenn der Uebergang aus einer geraden Geleisstrecke in eine Curve sehr schnell, d. h. auf einer geringen Länge erfolgen würde, so müßte auch die Erhöhung der äußeren Schiene über die andere, welche in der geraden Strecke Null ist, sehr schnell den in der Curve erforderlichen Werth an-

nehmen, wodurch der ganze Wagen plötzlich in für die Fahrenden sehr unangenehmer Art eine Lagenveränderung annehmen müßte. Um dies zu vermeiden, läßt man diesen Uebergang sehr allmählig geschehen, so zwar, daß die Neigung der windschiefen Fläche, in welcher die Schienenoberkante zwischen der geraden Strecke und der Curve gelegen ist, nur den geringen Betrag von etwa 0,001 bis 0,003 hat. Bezeichnet h die nach dem Vorstehenden ermittelte Ueberhöhung und v das Steigungsverhältniß für die Uebergangsstrecke, so ergibt sich deren Länge l aus $lv = h$.

Man ordnete früher vielfach diese Uebergangsstrecke in der geraden Bahn an, so daß die Curve schon in ihrem Anfangspunkte die volle Ueberhöhung h der äußeren Schiene erhielt, eine Anordnung, welche deswegen eine richtige nicht genannt werden kann, weil dabei schon das letzte Stück l der geraden Strecke eine allmählig von 0 auf h zunehmende Ueberhöhung erhält, während doch in allen geraden Strecken die Schienen in gleicher Höhe liegen sollen. Es empfiehlt sich daher vielmehr, zwischen die eigentliche etwa kreisförmige Curve und die gerade Strecke eine Uebergangscurve mit tangentialen Anschlüssen von solcher Form zu legen, daß ihr Krümmungshalbmesser in jedem Punkte der daselbst vorhandenen Ueberhöhung entspricht.

Die Gleichung dieser Uebergangscurve kann in folgender Weise*) entwickelt werden. Sei A , Fig. 232, der Endpunkt der geraden Strecke AA' als Anfangspunkt rechtwinkliger Coordinaten x, y gewählt und sei B der Anfangspunkt der nach dem Krümmungshalbmesser r gekrümmten, etwa kreisförmigen Curve BB' ,

Fig. 232.



so daß ACB die Uebergangscurve ist. In einem beliebigen Punkte C derselben mit den Ordinaten $AD = x$ und $DC = y$, für welchen der Krümmungshalbmesser ρ sein soll, muß die Ueberhöhung nach Vorstehendem $\varepsilon = b \frac{v^2}{\rho g}$ betragen, wenn b wieder die Spurweite bedeutet. Man kann genügend genau $AC = AD = x$

*) S. Couche, Voie matériel roulant et exploitation technique des chemins de fer. Paris. Dunod.

zeigen, und folglich hat man, unter ν wieder das Steigungsverhältniß der Uebergangscurve verstanden, $\nu x = \varepsilon$, so daß man durch Gleichsetzung erhält

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{g\nu}{bv^2} x.$$

Setzt man nun für den Werth

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}}{\left[1 + \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)^2\right]^{3/2}}$$

wegen der geringen Abweichung der Curve von der Abscissenaxe

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{\partial^2 y}{\partial x^2},$$

so erhält man aus

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{g\nu}{bv^2} x$$

durch Integration für die Uebergangscurve die Gleichung einer cubischen Parabel

$$y = \frac{g\nu}{6bv^2} x^3;$$

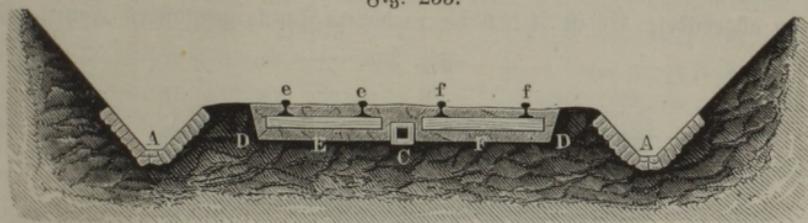
woraus man unter Annahme bestimmter Werthe für ν und v die Curve bestimmen kann.

§. 60. **Unterbau.** Die Schwellen mit den Bahnschienen und ihren Verbindungstheilen machen den sogenannten Oberbau einer Eisenbahn aus, wogegen die Bettung der Schwellen sammt den dazu nöthigen Dämmen, Einschnitten, Durchlässen u. s. w. den Unterbau einer Schienenbahn bilden. Die Dämme, auf welche die Schwellen zu liegen kommen, haben, je nachdem sie für Bahnen mit einem einfachen Geleise oder für solche mit Doppelgeleisen bestimmt sind, eine Kronenbreite von etwa 4 m oder eine solche von etwa 8 m bei einer Entfernung der Geleismitten von 3,5 bis 4 m von einander. Die Böschung der Dämme ist gewöhnlich $1\frac{1}{2}$ bis 2 füßig, d. h. das Verhältniß der Basis zur Höhe ist gleich $1\frac{1}{2}$ bis 2. Zum Abziehen des Wassers sind nicht allein Gräben zu beiden Seiten des Damms geführt, sondern es werden wohl auch Canäle durch den Damm selbst gelegt. In Fig. 233 ist das Querprofil eines gewöhnlichen Eisenbahndammes abgebildet. *A, A* sind die Seitengräben, *C* ist eine Anzucht oder ein bedecktes Steingerinne im Dammkörper, *DD* ist die aus grobem Sande oder Gerölle oder kleinen Steinstückchen bestehende Unterbettung der Schwellen, *E* und *F* sind die Querschwellen mit den Schienen *e, e* und *f, f*.

Zieht sich die Eisenbahn an einem Gehänge hin, oder überschreitet dieselbe Schluchten oder andere kleine Vertiefungen, so hat man zum Abführen des Wassers sogenannte Durchlässe quer durch den Dammkörper hindurch zu führen. Bei niedrigen Dämmen sind die Durchlässe in die Dammkrone eingeschnitten, und heißen dann Schienendurchlässe; die Durchlässe

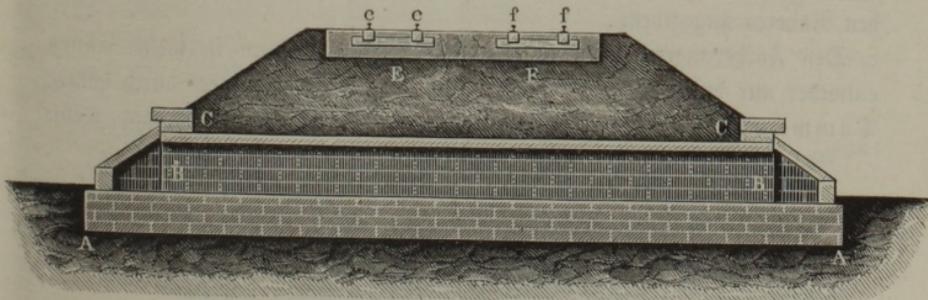
höherer Dämme hingegen liegen vollständig im Dammkörper. Sie sind entweder Röhren- oder Platten- oder Brückendurchlässe. Im ersten Falle

Fig. 233.



bestehen sie aus eisernen oder steinernen Röhren, im zweiten sind sie mit Steinplatten bedeckt und im dritten Falle sind sie überwölbt. Das Querprofil eines Dammes mit einem Plattendurchlaß zeigt Fig. 234. Es ist hier *AA* die Grundmauer, *BB* die eine Seitenmauer und *CC* die aus

Fig. 234.



Steinplatten bestehende Decke des höchstens 1 m breiten Durchlasses; auch sieht man über *E* und *F* die neben einander liegenden Querschwellen mit den Schienen *e, e* und *f, f*.

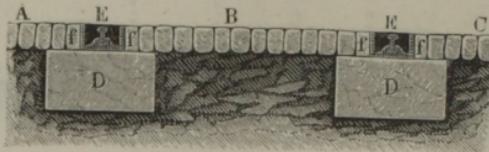
Bei Ueberschreitung eines Baches oder Flusses ist natürlich die Eisenbahn auf eine Brücke zu legen. Wenn es geht, so legt man die Bahnlinie in gerader Linie rechtwinkelig gegen die Stromrichtung; nicht selten ist man jedoch auch genöthigt, die Eisenbahnbrücke schief oder wohl gar in einer Curve über ein fließendes Wasser zu führen. Hinsichtlich der Brücken s. Thl. II.

Um die Beaufsichtigung einer Eisenbahn nicht zu erschweren und den Verkehr nicht zu hindern, überschreitet man Wege und Straßen nicht gern im Niveau der Bahnlinie, sondern führt die Bahn lieber über oder unter anderen Wegen weg. Auf den preussischen Bahnen rechnet man bei Unterführung eines Feldweges für die hierzu nöthige Eisenbahnbrücke 3,77 m Breite und eben so viel Höhe, und bei Unterführung einer Chaussée 5,65 bis 7,54 m Brückenbreite und 4,71 bis 5,02 m Höhe. Bei Ueber-

führung einer Straße ist die Regel zu befolgen, daß die freie lichte Höhe längs der ganzen Bahnbreite mindestens 4,7 m betragen soll.

In Fig. 235 ist die Ueberführung einer Straße im Niveau der Eisenbahn abgebildet. Es ist *ABC* die zu diesem Zwecke gepflasterte Fahrstraße,

Fig. 235.

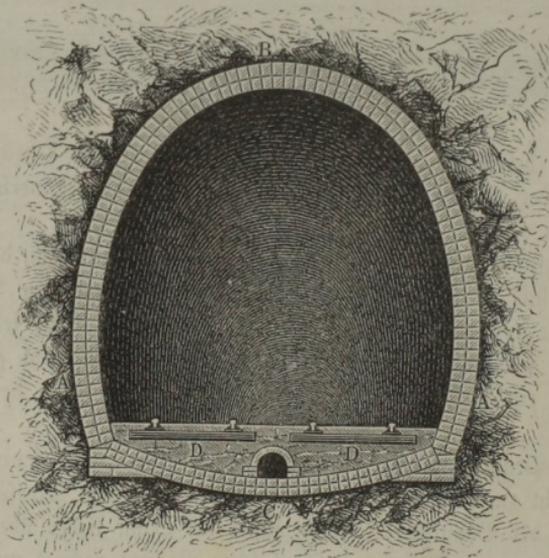


und es sind *D, D* die Tragsteine für die Stühle, auf welchen die Schienen *E, E* ruhen. Diese Stühle befinden sich in rinnenförmigen Vertiefungen, welche zum Schutze der Schienen gegen das Anstoßen der Wagenräder auf beiden Seiten mit Eisenplatten *f, f* ausgefüllt sind.

Ueber die Steigungs- und Krümmungsverhältnisse ist schon im Vorstehenden Näheres angegeben.

Den Forderungen einer zweckmäßigen Bahnlinie kann in vielen Fällen entweder nur durch längere Einschnitte und Tunnel, oder durch höhere Dämme und Viaducte Genüge geschehen. Es ist sehr zweckmäßig, wenn

Fig. 236.



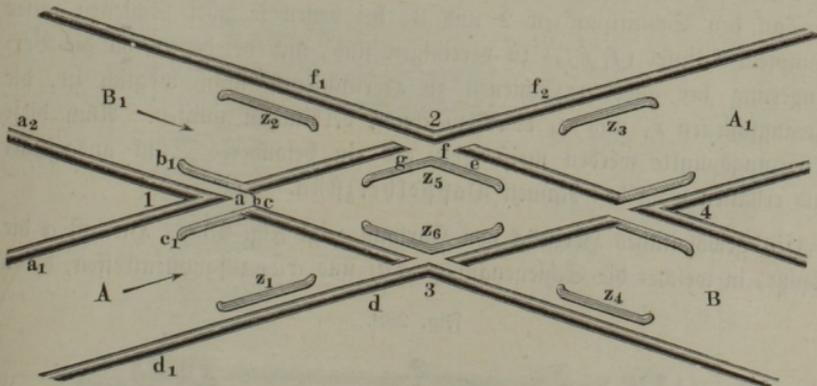
die Eisenbahnlinie in einer Höhe fortläuft, bei welcher das bei den Einschnitten oder Abträgen gewonnene Material zu Aufträgen oder zum Auffüllen der Dämme in der Nähe wieder verwendet werden kann. Meist

transportirt man die gewonnenen Erdmassen nicht über 800 m, und nur höchst selten 1200 bis 1500 m. Die Tunnel (Stollen) oder gänzlich unterirdischen Schienenwege kommen nur dann zur Anwendung, wenn die Einschnitte wegen ihrer großen Tiefe und Weite zu kostspielig sind. Das Querschnitt eines Tunnel zeigt Fig. 236. Man sieht in ABA die den Tunnelraum umschließende Mauer, und in ACA die Mauer zum Schutze der Sohle. Ueber der letzteren befindet sich die gewöhnliche Schwellenbettung DD , in welcher noch ein Abzugsgraben ausgemauert ist. Die Höhe und Weite des aus Kreisbögen zusammengesetzten Gewölbes ist meist 8 m und die Mauerstärke 0,5 m.

Die Viaducte oder Landbrücken kommen besonders dann zur Anwendung, wenn die massiven Dämme sehr hoch und daher kostbar ausfallen würden und ohnehin Durchlässe und Futtermauern erhalten müßten.

Kreuzungen. Bei Eisenbahnen ist es, besonders auf Bahnhöfen, häufig §. 61. nöthig, daß zwei Geleise verschiedener Richtung einander durchkreuzen, so daß in vier Punkten 1, 2, 3, 4, Fig. 237, zwei Schienen sich schneiden. Damit

Fig. 237.



hier die an den Innenkanten der Schienen laufenden Spurkränze kein Hinderniß finden, müssen die Schienenstränge daselbst unterbrochen sein, und deshalb ist an diesen Stellen die Anordnung sogenannter Zwangschienen z erforderlich. Denkt man sich etwa auf dem Geleise AA_1 einen Wagen von A in der Richtung des Pfeiles ankommend, so wird ein Rad, sobald es das Ende a der Schiene $a_1 a$ erreicht, von dieser nicht mehr geführt werden, und man ordnet daher dieser Stelle gegenüber an der Schiene dd_1 eine Zwangschiene z_1 in solchem Abstände von dd_1 an, daß der Spurkranz des anderen Rades in dem Zwischenraume Platz findet. Hierdurch wird dieses Rad und

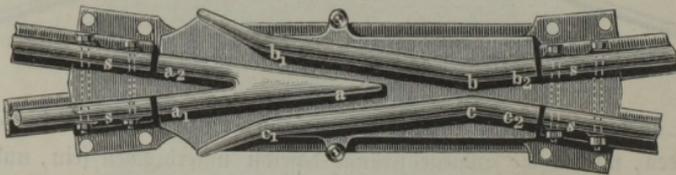
damit die Axe durch die Schiene d einerseits und die Zwangsschiene z_1 andererseits vor einer seitlichen Ausweichung gesichert. Da indessen auf dem Wege von dem Schienenende a bis zu b , wo die Platte aufhört, eine Stützung des Rades nicht stattfindet, so bildet man die Schiene b zu der hornartigen Verlängerung bb_1 aus, so daß dem Radkranze, welcher immer breiter ist, als der Schienenkopf, dadurch doch eine Unterstützung geboten wird.

Da dieselbe Betrachtung auch für einen auf dem Geleise B in der Richtung des Pfeiles ankommenden Wagen gilt, so erkennt man die Nothwendigkeit der Anwendung einer zweiten Zwangsschiene z_2 und die Ausbildung der Schiene c zu dem Horne cc_1 . In derselben Art ist natürlich auch die Construction an dem Durchschneidungspunkte 4 der beiden anderen Schienestränge auszuführen. In der Regel bildet man einen solchen Durchkreuzungspunkt wie 1 und 4 in einem einzigen Stücke aus, welches von seiner eigenthümlichen Form den Namen Herzstück erhält, und bei welchem der Schienenvereinigungspunkt a als Spitze, die beiden Schienenverlängerungen bb_1 und cc_1 als Hornschienen bezeichnet werden.

Durch eine ähnliche Betrachtung ergibt sich leicht die Gestalt der Schienen an den Schnittpunkten 2 und 3, bei denen je zwei Schienen unter stumpfem Winkel (f_1, f_2) zu vereinigen sind, und bei denen, da die Verlängerung der anderen Schienen zu Hornschienen nicht möglich ist, die Zwangsschienen z_5 und z_6 die Abweichung verhindern müssen. Auch diese Kreuzungspunkte werden meist jeder als ein besonderes Stück ausgeführt und erhalten wohl den Namen Doppelherzstück.

Ein gewöhnliches Herzstück von Hartguß zeigt Fig. 238. Hier ist a die Spitze, in welcher die Schienenansätze aa_1 und aa_2 zusammentreffen, deren

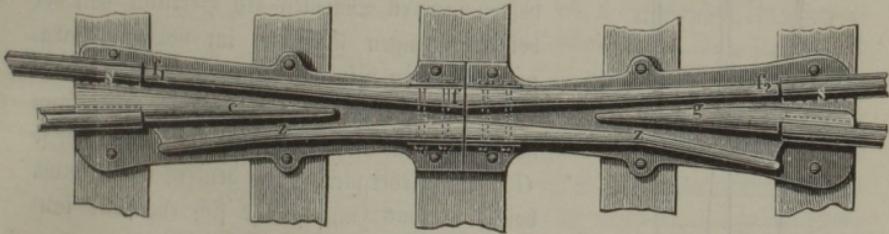
Fig. 238.



Verlängerungen durch die gewöhnlichen Eisenbahnschienen s dargestellt werden. Ebenso stellen bb_1 und cc_1 die Hornschienen vor, an deren Ansatzstücke bb_2 und cc_2 sich gleichfalls die gewöhnlichen Schienen s anschließen. Das ganze Herzstück ist mit seiner Grundplatte in einem Stück (Hartguß) gegossen und wird durch Schraubenbolzen in solider Art auf der Unterlage befestigt.

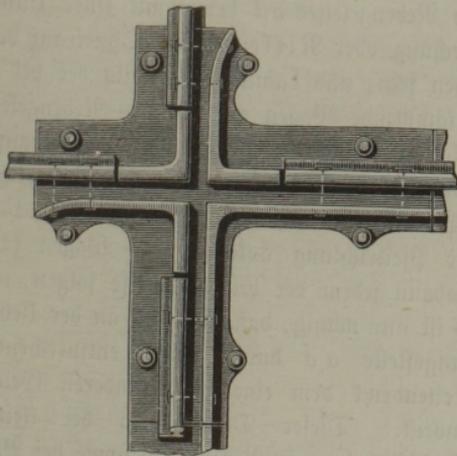
Ein aus zwei Theilen bestehendes Doppelherzstück, wie es dem Kreuzungspunkte 3 in Fig. 237 entspricht, ist in Fig. 239 dargestellt, und dürfte ohne Erläuterung verständlich sein.

Fig. 239.



Wenn, wie hier angenommen worden, die Kreuzung der Geleise nicht unter einem spitzen Winkel, sondern rechtwinkelig geschieht, so werden die vier Kreuzungspunkte über-

Fig. 240.



ein stimmend auszuführen sein, und man verwendet dann für dieselben das in Fig. 240 dargestellte Eckstück von Hartguß, dessen Beschaffenheit ebenfalls aus der Figur ersichtlich ist. Hartguß oder Stahl wendet man allgemein als Material für Herzstücke an, wegen der mit den Spurranzrillen unvermeidlich verbundenen Stöße.

Ausweichungen. Sehr häufig tritt auf Bahnhöfen die Nothwendigkeit auf, von einer Schienenbahn an bestimmter Stelle ein Nebengeleise abzuzweigen, oder zwei Hauptgeleise mit einander derart zu verbinden, daß die Wagen direct von dem einen Geleise auf das andere gelangen können. Solche Fälle führen zur Construction der sogenannten Ausweichungen oder schlechtweg Weichen. §. 62.

Der einfachste hierher gehörige Fall ist durch Fig. 241 (a. f. S.) dargestellt, worin *AB* ein Hauptgeleise bedeutet, von welchem in *A* unter einem geringen Neigungswinkel von etwa 6° bis 8° ein Nebengeleise *CD* abzweigt werden soll. Da eine plötzliche Aenderung der Richtung bei Eisenbahnen nicht angängig ist, so wird man aus der Richtung der Hauptbahn *A*

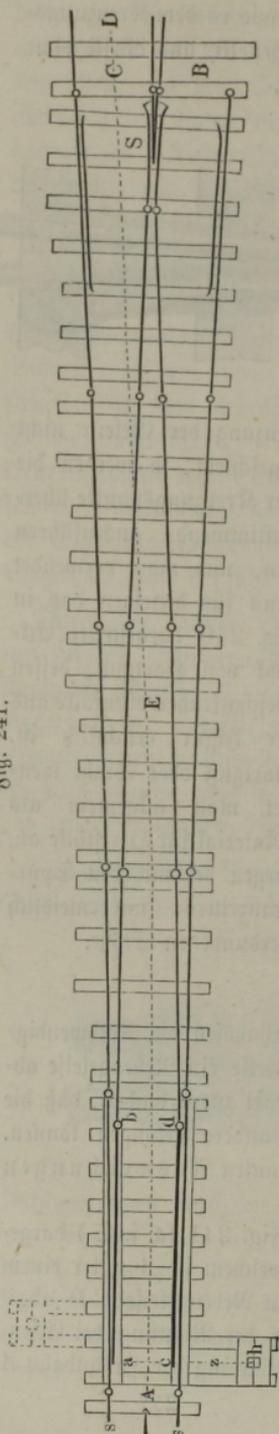


Fig. 241.

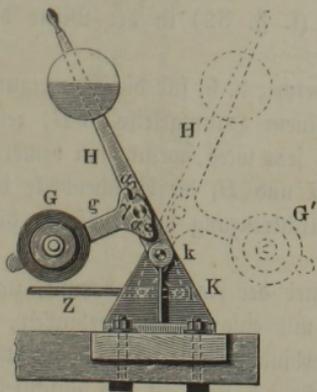
durch eine Uebergangscurve AE in die Richtung des Nebengeleises gelangen müssen. Das Nebengeleise schneidet das Hauptgeleise und man wird an der Durchschnittsstelle S der beiden inneren Schienen ein Herzstück von der bei Kreuzungen üblichen, im vorigen Paragraphen schon besprochenen Gestalt anzuwenden haben. Von diesem Herzstücke S aus kann man sich nun tangential an das Nebengeleise CD eine Uebergangscurve denken, welche etwa bei A an das Hauptgeleise sich ebenfalls tangential anlegt.

Damit nun ein bei A in der Richtung AB ankommender Wagen dem Hauptgeleise ungehindert folgen kann, muß offenbar die Schiene des Nebengeleises cd bei c mit einer Unterbrechung oder Rille für den Spurkranz versehen sein, und damit andererseits der bei A ankommende Wagen auch in das Nebengeleise gelangen könne, ist die Schiene ab des Hauptgeleises bei a gleichfalls mit einer derartigen Spurkranzrille zu versehen. Ein bei A in der Pfeilrichtung ankommender Wagen kann alsdann jedem der beiden Geleise folgen, und es ist nur nöthig, daß man ihn an der Uebergangsstelle ac durch einen entsprechenden Seitendruck dem einen oder anderen Geleise zuweist. Dieser Druck wird bei kleinen Materialbahnen in Bergwerken sowie bei Bauausführungen zc. von der Hand des Führers ausgeübt, und auch bei Pferdebahnen pflegt das Einlenken in das richtige Geleise durch entsprechenden etwas seitwärts gerichteten Zug der Pferde zu geschehen. Bei den Locomotivbahnen muß durch eine äußere Vorrichtung auf die Räder ein solcher Zwang ausgeübt werden, daß das Einlenken in das zu befahrende Geleise mit Sicherheit erreicht wird. Diese Vorrichtung ist folgende.

Die beiden gedachten Schienen ab des Haupt- und cd des Uebergangs- oder Neben-

geleises sind bei *b* und *d* in geringem Maße um verticale Axen drehbar, so jedoch, daß sie beide gleichzeitig in gleichem Betrage sich drehen müssen, indem sie durch einige gelenkig angeschlossene Querstangen mit einander verkuppelt sind. Diese Schienen oder Zungen sind nach ihren Enden *a* und *c* hin derartig zugespitzt, daß sich die Enden so an die Innenkanten der Hauptgeleisschienen *s* von *A* legen, daß ein vorstehender Aufsatz nicht vorhanden ist. Den beiden Enden *a* und *c* der Zungen ist zwischen *s* ein Spiel von 120 mm gelassen, und es kann durch die Zugstange *z* mittelst des Handhebels *h* entweder die Zunge *a* oder diejenige *c* an ihre entsprechende Schiene *s* gelegt werden. In der Figur ist *a* fest gegen die Schiene *s* gedrückt, so daß also zwischen *c* und der anderen Hauptschiene *s* ein Zwischenraum von 120 mm verbleibt, welcher den Spurkränzen freie Fahrt in der Richtung des Hauptgeleises gestattet. Es ist nun leicht zu ersehen, wie durch eine Verschiebung der Zungen durch den Weichenhebel *a* in solcher Art, daß die Zunge *c* sich gegen die Schiene des Nebengeleises legt, der Wagen gezwungen wird, in das Nebengeleise *CD* einzulaufen. Wenn in der in der Figur gezeichneten Weichenstellung ein Wagen in dem Hauptgeleise in der dem Pfeile entgegengesetzten Richtung von *B* nach *A* hin sich bewegt, so ist diese Bewegung nicht gehindert, und wenn ein Wagen aus dem Nebengeleise in der Richtung von *D* nach *C* passirt, so wird der Spurkranz selbstthätig die Zunge *a* zur Seite drücken, so daß auch dieser Bewegung nichts im Wege steht. Hieraus ist ersichtlich, daß die Weiche in der gezeichneten Stellung von den möglichen vier Fahrrichtungen *AB*, *BA*, *AD* und *DA* dem Wagen drei gestattet und nur die Richtung von *A* nach *D* er-

Fig. 242.



fordert eine Umstellung des Weichenhebels. Wegen dieser Eigenschaft wird diese Weiche wohl als eine selbstwirkende bezeichnet.

Die Art und Weise, wie die Bewegung der Weiche erfolgt, ist aus Fig. 242 ersichtlich. Der Hebel *H* ist hier um den in dem Weichenbock *K* festen Drehholzen *k* beweglich gemacht, und an den Endpunkt *l* des Hebels die Zugstange *Z* angeschlossen, welche je nach der Stellung des Weichenhebels entweder die Zunge *a* oder diejenige *b* gegen ihre Schiene oder Backe *s* preßt. Das Gegengewicht *G* dient dazu, für gewöhn-

lich, d. h. wenn es die punktiert gezeichnete Lage *G'* einnimmt, die Zunge *a* gegen ihre Backe zu drücken, so daß das Hauptgeleise nach beiden Richtungen fahrbar ist. Kommt nun ein Wagen aus dem Nebengeleise in der Richtung *DC* (Fig. 241), und öffnet der Spurkranz in oben

beschriebener Art die Weiche, indem er die Zunge a zur Seite drückt, so legt sich diese Zunge nach Passirung des Wagens unter Einfluß des Gegengewichtes G' selbstthätig wieder an ihre Backe, so daß das Geleise AB für gewöhnlich immer offen ist. Der Hebel ist daher von dem Weichensteller nur dann in die gezeichnete Lage H zu legen, wenn ein Wagen oder Zug aus dem Hauptgeleise von A nach D in das Nebengeleise gelangen soll. Um auch diesen Weg durch die Wirkung des Gegengewichtes offen halten zu können, ist das letztere in der Regel zum Umlegen eingerichtet. Hierzu hat man verschiedene Einrichtungen getroffen. Bei der in der Figur angegebenen ist der Gegengewichtsarm g um einen Zapfen γ des Weichenhebels drehbar gemacht und kann sich entweder mit dem Einschnitte α oder α_1 gegen einen am Weichenhebel festen Stift legen. Wird daher das Gegengewicht in die Lage G' umgelegt, wobei der Einschnitt α_1 gegen den Stift tritt, so drückt das Gegengewicht die Zunge a des Hauptgeleises gegen ihre Backe, und daher ist das Hauptgeleise für beide Richtungen offen, das Nebengeleise dagegen nur in der Richtung von D nach A (Fig. 241). Diese Einrichtung ist besonders für das Rangiren der Züge auf den Bahnhöfen von Wichtigkeit.

Die Weichenzungen haben in der Regel eine Länge von etwa 5 m; für die den Uebergang von einem Geleise in das andere vermittelnden Weichencurven wählt man, um die Länge der Ausweichung nicht zu groß zu erhalten, meist Radien von nur 180 m. Die Länge einer Weiche von den Zungen bis zum Herzstücke variiert unter den gewöhnlichen Verhältnissen etwa zwischen 20 und 25 m. Eine Ueberhöhung des äußeren Schienenstranges in der Weichencurve pflegt man im Allgemeinen nicht anzuwenden, dagegen geht man mit der Spurerweiterung (s. §. 59) in der Mitte der Weichencurve bis zu 30 mm.

Ein Beispiel für eine sogenannte Doppelweiche, d. h. für die Abzweigung zweier Nebengeleise CD und C_1D_1 von einem Hauptgeleise AB , zeigt Fig. 243, welche ohne Weiteres verständlich sein wird, wenn man bemerkt, daß ac und a_1c_1 wieder die Zungen und H und H_1 die Weichenböcke bedeuten. Hier sind wegen der dreifachen Durchkreuzung von Schienen drei Herzstücke S , S_1 und S_2 erforderlich.

Handelt es sich, wie auf Bahnhöfen immer der Fall ist, darum, zwei parallele Geleise AB und CD , Fig. 244, mit einander zu verbinden, so geschieht dies durch die Anordnung eines Verbindungsgeleises EF , welches an jedes der beiden Geleise mit einer Weiche ab und cd sich anschließt. Sind die Geleise AB und CD die Hauptgeleise einer zweigeleisigen Bahn, von denen jedes nur nach einer durch den betreffenden Pfeil angedeuteten Richtung befahren wird, so ist es Vorschrift, die Anordnung in der in der Figur durch ausgezogene Linien veranschaulichten Art und nicht wie die

Punktirung andeutet, auszuführen. Man soll nämlich so viel als möglich

vermeiden, die Züge gegen die Spitze der Weiche fahren zu lassen, d. h. man soll die Anordnung so treffen, daß die Züge in die Weiche durch das Herzstück einpassiren, nicht in umgekehrter Richtung. Beim Einfahren nämlich in der umgekehrten Richtung, wobei die Räder zuerst den Weichenzungen begegnen, ist die Gefahr einer Entgleisung sehr groß, wenn die betreffende Zunge aus irgend welchen Zufälligkeiten nicht dicht an ihrer Backe liegt. Natürlich läßt sich diese Regel, nicht gegen die Spitze zu fahren, nur beobachten bei durchgehenden Hauptgleisen, welche stets nur in einer und derselben Richtung befahren werden. In den Rangirgleisen der Bahnhöfe ist ein Fahren gegen die Spitze nicht zu vermeiden, und man verbindet dabei, um das Rangiren mit möglichst geringem Zeitaufwande bewirken zu können, zwei parallele Geleise AB und CD zuweilen nicht nur durch die Weichenverbindung EF , sondern gleichzeitig durch diejenige E_1F_1 und nennt eine solche, vier einzelne Weichen enthaltende Anordnung eine Kreuzweiche. Dieselbe gestattet, wie leicht zu ersehen, daß ein auf einem der beiden Geleise in beliebiger Richtung fah-

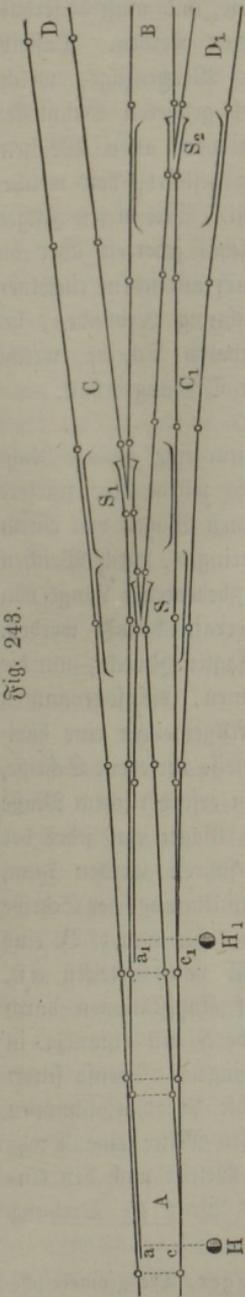


Fig. 243.

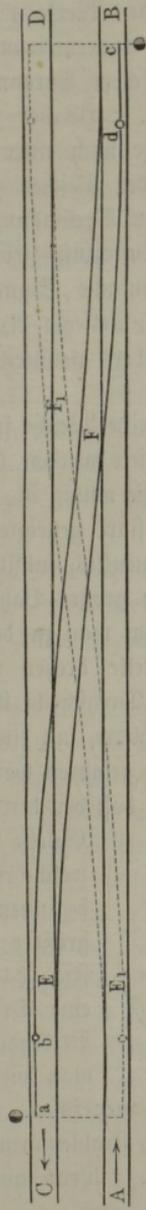
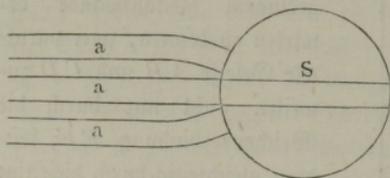


Fig. 244.

rendes Fuhrwerk ohne Umkehr seiner Fahrrihtung direct in das andere Geleise einfahren kann. Eine nähere Besprechung der für specielle Fälle erforderlichen Anordnungen würde hier zu weit führen, und muß dieserhalb auf die speciell darüber handelnden Werke*) verwiesen werden. Dasselbe gilt auch in Bezug auf die Concentrirung der Weichenzüge, welche man in neuerer Zeit nach englischem Vorgange auf größeren Bahnhöfen mehr und mehr eingeführt hat. Hierbei werden von allen Weichenhebeln eines Bahnhofes Drahtzüge nach einer Stelle geführt, von welcher aus nach Bedarf die Bewegung der Weichen geschieht. Mit diesen Zügen ist gleichzeitig ein Signalsystem in Verbindung, welches jederzeit über die Stellung der einzelnen Weichen Aufschluß giebt. Auch mit jedem einzelnen Weichenbocke ist übrigens eine einfache Signalvorrichtung verbunden, bestehend meist aus einer um eine verticale Aze drehbaren Scheibe, welche durch das Umlegen des Weichenhebels gleichzeitig eine Drehung erhält.

§. 63. **Drehscheiben.** Da durch eine Weiche immer nur eine geringe Richtungsänderung eines Wagens erzielt werden kann, so würde eine stärkere Aenderung in der Richtung, wie sie nöthig ist, um einen Wagen von einem Geleise auf ein anderes dagegen stark geneigtes zu bringen, durch Weichen nur schwierig erreichbar sein, namentlich müßte eine bedeutende Länge von dem Wagen durchlaufen und ein großes Bahnhofsterrain benutzt werden. Diese Uebelstände zu vermeiden, hat man zu dem besagten Zwecke, um die Wagen an einer bestimmten Stelle drehen zu können, die sogenannten Drehscheiben construirt. Eine Drehscheibe ist im Allgemeinen eine horizontale, um ihre verticale Aze drehbare, mit einem Geleise versehene Scheibe, welche, nachdem der Wagen auf sie gefahren worden, in erforderlichem Maße gedreht wird. Es ist sonach klar, daß der betreffende Wagen auf jedes der

Fig. 245.



Geleise übergefahren werden kann, welche rings am Umfange der Scheibe beginnen. So kann man z. B. eine größere Anzahl von Geleisen *aa*, Fig. 245, auf Kopfstationen durch eine Drehscheibe *S* mit einander in Verbindung bringen. Ebenso findet man vielfach die Locomotivschuppen

mit halbringsförmigem Grundrisse ausgeführt, in dessen Mitte eine Drehscheibe aufgestellt ist, von welcher strahlenförmig die Geleise nach den einzelnen Locomotivständen auslaufen. Wenn auf diese Weise die Drehung

*) S. außer dem mehrerwähnten Handbuche auch Pingger, Die geometrische Construction der Weichenanlagen.

und Wendung eines Wagens schneller ermöglicht wird, als mit Hilfe von Weichen, so bieten die letzteren dagegen den Dreh scheiben und auch den Schiebebühnen (s. d. folg. Paragraphen) gegenüber den Vortheil, daß sie ganze Wagenzüge zu versetzen gestatten, während die Dreh scheibe jedesmal nur ein Fuhrwerk drehen kann.

Auch sind die Dreh scheiben complicirter in ihrer Zusammensetzung und ihrem Betriebe, als die Weichen. Insbesondere sind indessen die Dreh scheiben wichtig für Reparaturwerkstätten und die schon erwähnten Locomotivschuppen und für Kopfstationen zum Umdrehen der Locomotiven.

Die Größe der Dreh scheiben ist, da sie sich nach dem Radstande der zu drehenden Fuhrwerke richtet, sehr verschieden und schwankt der Durchmesser bei den Eisenbahnen zwischen 3,5 m und 12 m, je nachdem nur vierrädrige Güterwagen oder Locomotiven nebst Tender gedreht werden sollen. Die kleinen Transportwagen oder Hunde für Bauzwecke und zum Bergwerksbetrieb werden, wenn eine Drehung erforderlich ist, in der Regel auf einer festen eisernen Platte aus freier Hand gedreht, wobei ihre Räder mit den Spurkränzen auf der Platte schleifen.

Nach der Größe und Belastung richtet sich natürlich auch die Construction der Dreh scheiben.

Während man die kleineren Scheiben für Werkstätten zc. vielfach noch aus Holz oder Gußeisen fertigt, verwendet man zu den Dreh scheiben der Wagen jetzt meistens und für Locomotiven wohl immer Schmiedeeisen zu den Hauptträgern.

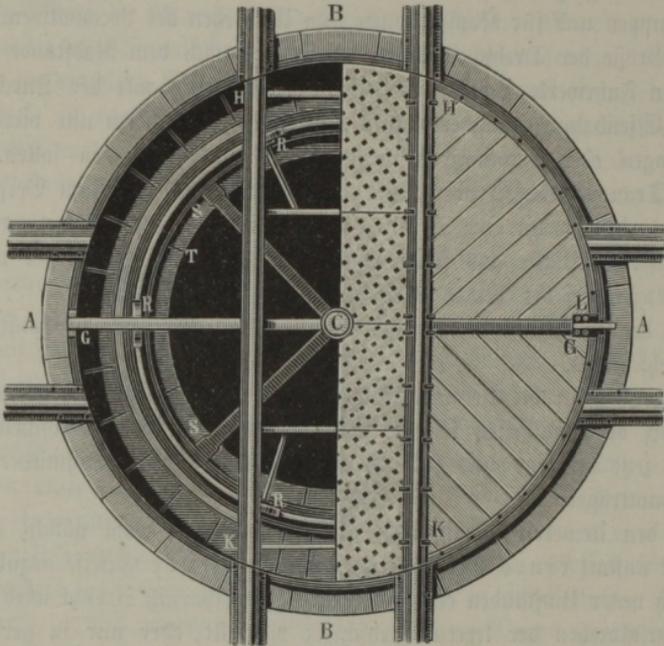
Bei den kleineren Dreh scheiben für Wagen ist es wohl üblich, auf der Scheibe anstatt eines Geleises zwei sich kreuzende Geleise anzubringen, wodurch unter Umständen eine wesentliche Zeitersparniß erreicht wird, indem das Zurückdrehen der leeren Dreh scheibe wegfällt, oder nur in geringerem Betrage erforderlich ist. Die großen Scheiben zum Drehen der Locomotiven werden immer nur mit einem Geleise versehen und erhalten meistens auch nicht die Form einer vollen Kreis scheibe, sondern einer Drehbrücke.

Die Unterstüßung und Führung der Dreh scheibe erfolgt außer in der Mitte durch einen kräftigen Stahlzapfen, den Königszapfen, in der Nähe des äußeren Umfanges durch Laufräder oder Rollen. Die Drehung der Scheibe geschieht bei dem geringen Durchmesser und der mäßigen Belastung der Wagenscheiben in der Regel einfach durch den Schub der Arbeiter, welche gegen Hebebäume drücken, die zur Vergrößerung des Hebelarmes in Defen am Umfange der Scheibe gesteckt werden. Bei den großen Locomotivscheiben würde eine zu große Arbeiterzahl zu diesem directen Drehen erforderlich sein, weshalb man eine besondere durch Kurbel und Vorgelege bewegte Drehvorrichtung anordnet. Diese besteht bei der einen Anordnung in einem großen, mit dem Grubensfundamente fest verankerten Zahnkranze, in welchen

ein kleines an der Drehscheibe gelagertes Kreisfelgetriebe eingreift, dessen langsame Drehung durch die Vorgelegsräder von der Kurbel aus geschieht. Diese Vorrichtung stimmt daher im Wesentlichen mit der bei gewissen Krähnen üblichen, in §. 32 Fig. 126 angegebenen überein.

Bei einer anderen Construction dagegen werden durch die Vorgelegsräder zwei der Laufräder in Umdrehung gesetzt, welche unter dem Scheibenrande

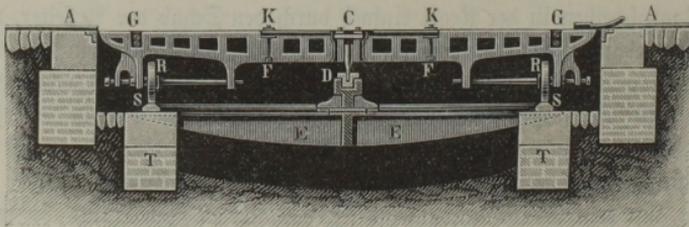
Fig. 246.



zur Stützung angebracht sind, so daß durch die Drehung dieser Räder die Scheibe sich ebenfalls drehen muß, da die Friction der Räder auf ihrer Unterlage hierzu groß genug ist.

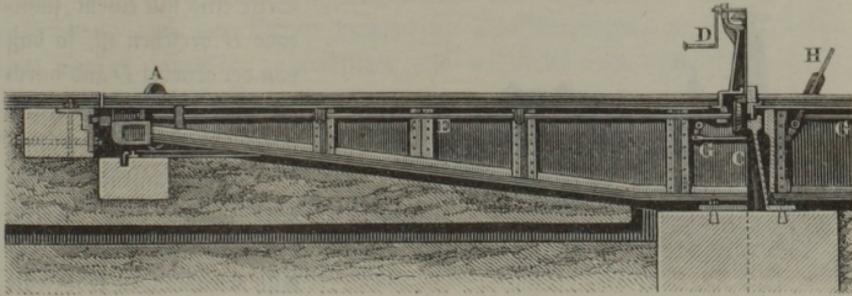
In Fig. 246 und 247 ist eine gußeiserne Drehscheibe für Wagen im Grundrisse und Durchschnitte dargestellt. Der eigentliche Scheibenkörper

Fig. 247.



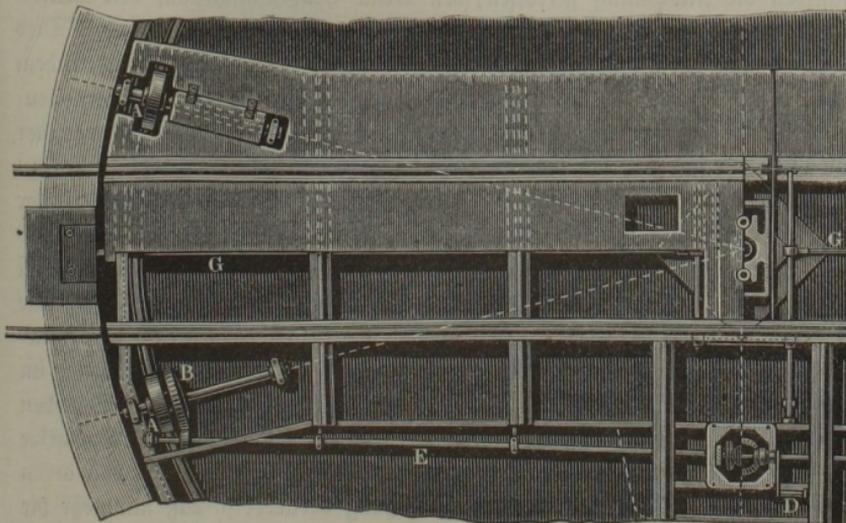
besteht aus den beiden gußeisernen Längsträgern *HK*, welche direct die Geleisschienen tragen, nebst den Querverbindungen und dem Querträger *G G*, welcher zur Aufnahme des Mittelzapfens *C* eingerichtet ist, der in dem Lagerstuhle *D* seine Unterstützung findet. Ein Belag aus Eisenplatten zwischen den Schienen und ein Bohlenbelag außen bilden die Oberfläche der Scheibe, wodurch gleichzeitig ein Schutz der gemauerten Grube gegen Schnee

Fig. 248.



und Regen gewährt wird. Zur weiteren Unterstützung der Scheibe dienen sechs Laufräder *R*, welche auf dem Schienenkranz *S* rollen, und deren radial gerichtete Axen ihre Lager an den Haupt- und Querträgern finden. Zuweilen hat man anstatt der Räder einen Rollenkranz angewendet, welcher, auf der Schiene *S* ruhend, durch die Drehscheibe mittelst eines zweiten von unten gegen dieselbe geschraubten Kranzes gedrückt wird. In diesem Falle ist anstatt der Zapfenreibung der Laufaxen die geringere wäl-

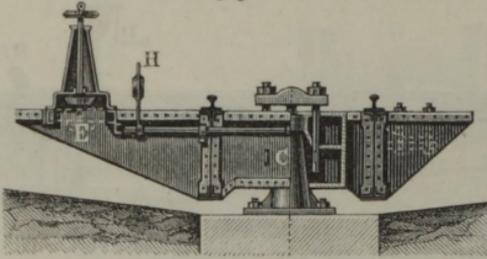
Fig. 249.



zende Reibung der Rollen oder richtiger Walzen zu überwinden, doch dürfte diese Unterstützung weniger sicher sein. Eine besondere Drehvorrichtung ist an dieser Drehscheibe nicht angebracht.

Eine schmiedeeiserne Drehscheibe für Locomotiven nach Art der Drehbrücken ist durch die Figuren 248, 249 (a. v. S.) und 250 dargestellt. Die Brücke ruht hier außer auf dem mittleren Zapfen *C* auf vier Laufwädhern

Fig. 250.



wie *A*, von denen auf jeder Seite eins mit einem Zahnrade *B* versehen ist, so daß von der Kurbel *D* aus durch die horizontale Betriebswelle *E* eine Umdrehung der beiden Laufwädhern *A* bewirkt werden kann. Durch den Hebel *H* werden mittelst der Stangen *G* Riegel an beiden Enden der Brücke

vorgeschoben, um vor und nach der Drehung die Drehscheibe feststellen zu können.

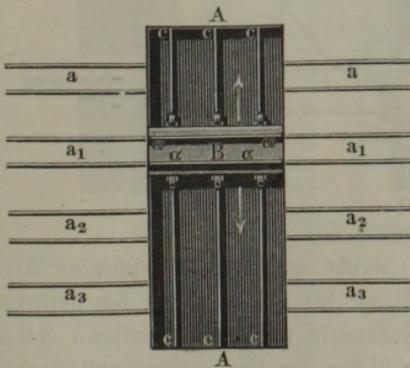
Der Widerstand, welcher sich der Umdrehung einer Drehscheibe entgegensetzt, besteht aus der Reibung an der Spur des Mittelzapfens und aus den wälzenden und Zapfenreibungen der Laufwädhern. Wegen des großen Weges der letzteren wird das Umdrehen um so größere Kraft erfordern, je größer der von den Laufwädhern zu tragende Theil des Gewichtes ist. Um daher eine möglichst leichte Drehung zu erzielen, ist bei allen neueren größeren Drehscheiben die Anordnung getroffen, den Druck hauptsächlich auf den Mittelzapfen zu verlegen, so daß die Laufwädhern größtentheils entlastet sind. Dies erreicht man durch eine Regulirbarkeit in der Höhe des Mittelzapfens, indem man denselben mit Hilfe einer Keilstellung oder mittelst zweier Schraubenbolzen, wie in Fig. 250, so hoch hebt, daß im unbelasteten Zustande der Brücke die Laufwädhern sich von ihrer Bahn abheben. Um denselben Zweck zu erreichen, hat man neuerdings die Drehscheiben auch so construirt, daß der Zapfen, nachdem die Locomotive aufgefahren ist, so hoch erhoben wird, bis der Scheibenumfang von seiner Unterlage, auf welcher er vorher ruhte, frei wird. Da hierzu aber eine kräftige Hebevorrichtung (Brooman schlug eine hydraulische vor) erforderlich ist, so hat man später meistens die zweckmäßigere Mallet'sche Einrichtung angenommen, wonach die Scheibe im Zustande der Ruhe mit dem Rande auf einer Anzahl cylindrischer Scheiben aufruht, welche excentrisch auf ihren Axen sitzen. Nachdem die Locomotive aufgefahren ist, werden diese Scheiben gedreht, wodurch in Folge von deren Excentricität der Scheibenrand seine Stützung verliert, so daß nunmehr die

ganze Last von dem Mittelzapfen getragen wird und die Drehung mit geringer Kraft bewirkt werden kann. Es ist hierzu nur erforderlich, die Locomotive so auf der Scheibe zu placiren, daß ihr Schwerpunkt genau über den Mittelzapfen zu liegen kommt, wozu der Durchmesser der Scheibe etwas größer sein muß, als der Radstand der aufgefahrenen Locomotive sonst nur erheischt.

Große Drehscheiben, welche vielfach in Gebrauch genommen werden, wie z. B. die auf Kopfstationen zum Drehen der Locomotiven dienenden, hat man wohl auch mit kleinen locomobilen Dampfmaschinen versehen, welche das Drehen schneller, zuverlässiger und wohlfeiler bewirken, als es durch Handarbeit möglich ist.

Schiebebühnen. Neben den Drehscheiben dient häufig noch ein anderes Mittel zur Transportirung eines Wagens von einem Geleise auf ein anderes damit parallel laufendes; dieses Mittel sind die Schiebebühnen. Sind a, a_1, a_2 , Fig. 251, mehrere parallele Geleise, und

Fig. 251.



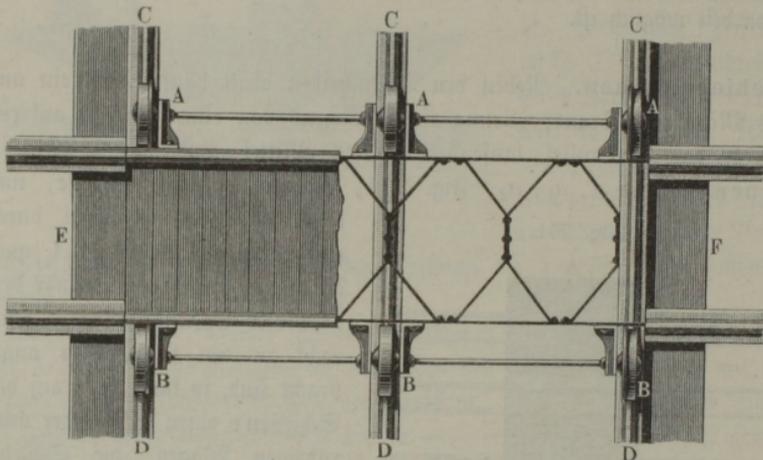
denkt man sich dieselben durch eine vertiefte Grube AA quer durchsezt, auf deren Grunde drei oder vier Schienenstränge c senkrecht zu den Geleisen a angebracht sind, so kann man auf den Schienen c einen sechs- oder acht-rädrigen Wagen, die Schiebebühne B , gehen lassen. Wenn derselbe so eingerichtet ist, daß auf seiner mit dem Planum der Bahn in gleicher Höhe befindlichen Plattform ein Stück Geleise α ange-

bracht ist, das mit den Geleisen a, a_1, a_2 übereinstimmt, so kann man von irgend einem dieser Geleise a einen zu versetzenden Wagen auf die Bühne B fahren und nach deren entsprechender Verschiebung ihn auf irgend ein anderes Geleise a absetzen. Man kann demnach eine Schiebebühne als ein Stück Geleise charakterisiren, welches nach Belieben in irgend eins der zu verbindenden Geleise eingeschaltet werden kann, welche letzteren natürlich auf eine der Länge der Bühne gleiche Länge durchbrochen sein müssen. Dieser letztere Umstand, nämlich die Anbringung der vertieften Grube, welche die Geleise durchsezt, ist ein großer Uebelstand der hier gedachten Einrichtung, welcher deren Anwendung in durchgehenden Hauptgeleisen gänzlich ausschließt, und nur auf Nebengeleisen und etwa vor Reparaturwerkstätten angängig macht. Deshalb hat man sich, in Anbetracht der großen Bequemlichkeit,

welche Schiebebühnen bei der Wagenversetzung gewähren, vielfach bemüht, solche Constructions zu erfinden, bei welchen die Nothwendigkeit der versenkten Grube nicht vorhanden ist, und bei welchen die Hauptschienen entweder gar nicht, oder nur durch schmale Nissen für die Laufräder der Bühne durchbrochen zu werden brauchen. Es möge im Folgenden von jeder der beiden Constructions, mit versenkter Grube und ohne solche, ein Beispiel angegeben werden.

Die Construction einer Schiebebühne mit versenkter Grube ist aus dem Grundrisse, Fig. 252, deutlich. Die aus schmiedeeisernen Trägern gebildete

Fig. 252.



Bühne läuft mit sechs Rädern *A, B*, welche auf zwei durchgehenden Axen sitzen, auf den Schienen *CD*. Die Länge der Bühne richtet sich natürlich nach derjenigen der zu versetzenden Fuhrwerke und variiert zwischen 3,6 m für Wagen und 11,6 m für das Verschieben der Locomotiven und Tender. Die Länge der Schlittengrube hängt von der Anzahl der zu verbindenden Geleise ab. Das Verschieben kleinerer Bühnen geschieht direct durch die Hand der Arbeiter, größere Bühnen verschiebt man wohl mit besonderen Bewegungsvorrichtungen ähnlich denen der Lauftrahnbriicken.

Eine Schiebebühne ohne versenkte Grube, wie sie auf dem Bahnhofe zu Altona für fünf Geleise von Nollau ausgeführt ist, zeigen die Figuren 253 und 254. Hiervon ist Fig. 253 ein Grundriß von etwa der Hälfte der Schiebebühne und Fig. 254 ein Durchschnitt nach der Linie $\alpha\beta$. Die Schienen der zu verbindenden Geleise sind mit *a* bezeichnet, und quer zwischen denselben sind in gleicher Höhe vier Schienenstränge *b* angebracht, auf welchen die Bühne mit acht Rädern *c* und *d* läuft, die auf zwei durchgehenden Axen *C* festsitzen. Da die äußeren Räder *c* mit Spurkränzen versehen

Fig. 254.

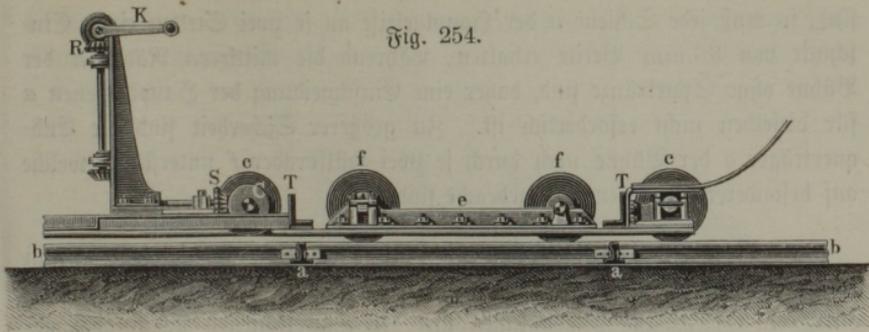
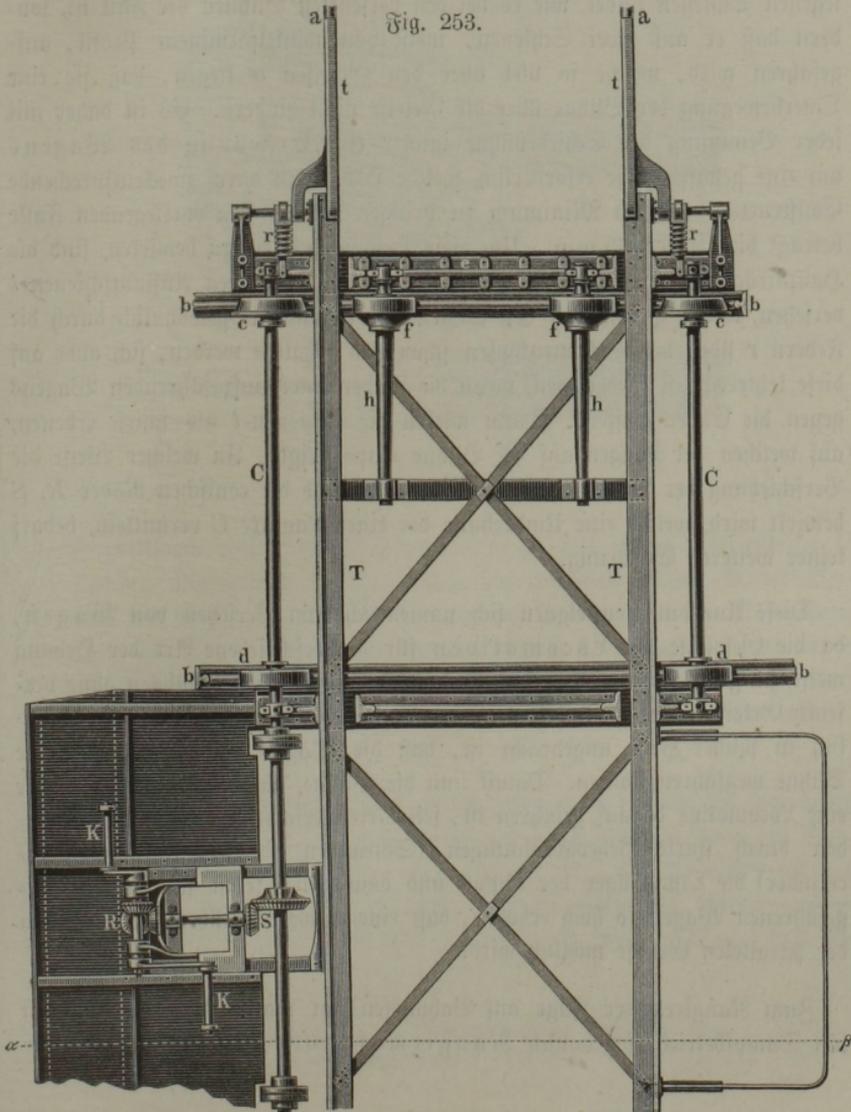


Fig. 253.



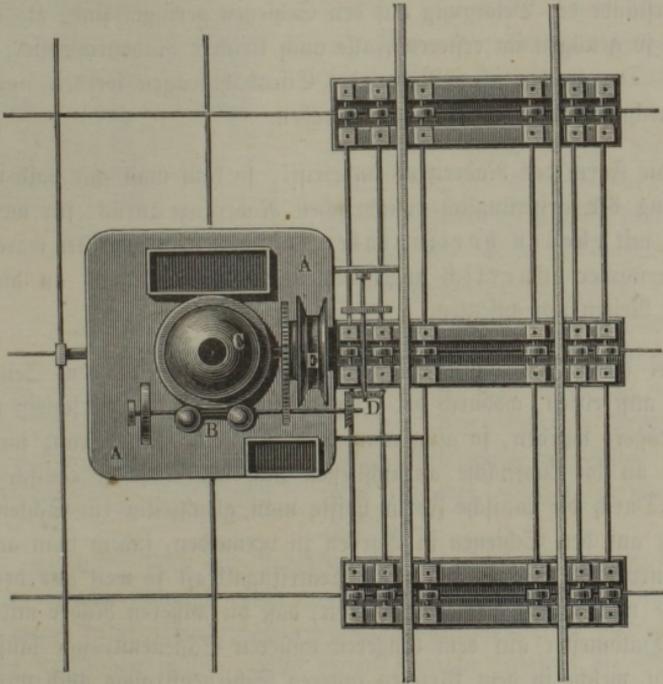
sind, so muß jede Schiene *a* der Hauptgeleise an je zwei Stellen einen Einschnitt von 33 mm Breite erhalten, während die mittleren Räder *d* der Bühne ohne Spurkränze sind, daher eine Einschnidung der Hauptschienen *a* für dieselben nicht erforderlich ist. Zu größerer Sicherheit sind die Endquerträger *e* der Bühne noch durch je zwei Hilfsräder *f* unterstützt, welche auf besonderen Laufaxen *h* angebracht sind.

Das Eigenthümliche bei allen Schiebebühnen ohne Grube besteht nun darin, daß der zu versetzende Wagen auf der Bühne seine Unterstüzung nicht durch ein Geleis aus gewöhnlichen mit den Hauptschienen gleich hoch gelegenen Schienen findet, wie es bei den versenkten Bühnen der Fall ist, sondern daß er auf zwei Schienen, meist von winkelförmigem Profil, aufgefahren wird, welche so viel über den Geleisen *a* liegen, daß sie eine Querbewegung der Bühne über die Geleise nicht hindern. Es ist daher mit jeder Benutzung der Schiebebühne immer eine Erhebung des Wagens um eine gewisse Höhe erforderlich, welche Höhe man durch zweckentsprechende Construction auf ein Minimum zu bringen sucht. Im vorliegenden Falle beträgt diese Höhe 85 mm. Um diese Hebung bequem zu bewirken, sind die Hauptträger *T* der Bühne an den Enden mit drehbaren Auslaufschienen *t* versehen, welche genau über den Schienen *a* liegend für gewöhnlich durch die Federn *r* über den Schienenköpfen schwebend gehalten werden, sich aber auf diese letzteren fest niederlegen, wenn die Räder eines aufzufahrenden Wagens gegen die Enden treffen. Dann wirken die Schienen *t* als schiefe Ebenen, auf welchen der Wagen auf die Bühne emporsteigt. In welcher Weise die Verschiebung der Bühne durch die Kurbel *K* und die conischen Räder *R*, *S* bewirkt wird, welche eine Umdrehung der einen Laufaxe *C* vermitteln, bedarf keiner weiteren Erklärung.

Diese Anordnungen eignen sich namentlich zum Versetzen von Wagen, da die Gewichte der Locomotiven für die beschriebene Art der Hebung meist zu groß sind. Man hat aber auch hierfür Schiebebühnen ohne versenkte Geleise ausgeführt und zwar derart, daß die Schiebebühne für gewöhnlich in solcher Höhe angebracht ist, daß die Wagen ungehindert über die Bühne wegfahren können. Damit nun die Bühne, nachdem ein Wagen oder eine Locomotive darauf gefahren ist, seitwärts verschoben werden kann, werden durch starke Hebevorrichtungen (Schrauben oder hydraulische Hebecylinder) die Querträger der Bühne und damit diese selbst sammt dem aufgefahrenen Wagen so hoch erhoben, daß eine Bewegung über den Schienen der parallelen Geleise möglich wird.

Zum Rangiren der Züge auf Bahnhöfen hat man auch Schiebebühnen mit Dampfbetrieb, sogenannte Rangirmaschinen, ausgeführt. Bei der

zu diesem Zwecke in Würzburg *) angewandten, von Exter ausgeführten Dampfsschiebebühne, Fig. 255, steht auf einem besonderen Ausbau *A* der Fig. 255.



Bühnenplattform eine kleine Dampfmaschine *B* mit ihrem Röhrenkessel *C*, von welcher Maschine nicht nur durch die conischen Räder *D* die Verschiebung der Bühne nach beiden Richtungen, sondern auch die Umdrehung einer auf der Bühne befindlichen Windtrommel *E* geschehen kann, deren Seil zum Heranziehen der zu versetzenden Wagen dient. Mit dieser Vorrichtung vermag man 12 bis 14 Wagen in der Stunde zu versetzen.

Räder. Die Räder der Eisenbahnfahrzeuge unterscheiden sich von denen §. 65. für Straßensuhrwerke hauptsächlich durch das Vorhandensein eines am Radkranze vorspringenden Spurranges und dadurch, daß sie immer fest auf den Axen angebracht sind. Die Räder auf die Axen lose drehbar aufzustecken nach Art der Räder für Landsuhrwerke ist nicht rathsam, weil die

*) S. Organ f. d. Fortschritte d. Eisenbahnwesens 1866, S. 46.
Weißbach-Gerrmann, Lehrbuch der Mechanik. III. 2.

Räder bei ausgelaufenen Achsen schlottern würden, wodurch ein Entgleisen unfehlbar herbeigeführt werden müßte. Mit den Rädern drehen sich daher gleichzeitig auch die Axen, und es findet selbstverständlich die Drehung der beiden auf einer Ase sitzenden Räder immer in gleichem Betrage statt. Da die Widerstände der Bewegung auf den Schienen geringer sind, als auf den Straßen, so genügen im ersteren Falle auch kleinere Radurchmesser, als im letzteren. Die gewöhnlichen Räder der Eisenbahnwagen werden nur selten einen Durchmesser von mehr als 1 m haben.

Was die Form des Radreifens anbetrifft, so kam man gar bald von der Anwendung der ursprünglich cylindrischen Radkränze zurück, für welche die Schienen mit ebenen horizontalen Laufflächen ausgerüstet waren, und wobei die immer innerlich angebrachten Spurkränze scharf an die Lauffläche der Reifen sich ansetzten.

Da bei dieser Anordnung die Spurkränze häufig an den Seiten der Schienen anstreifen, wodurch der Zugwiderstand und der Verschleiß wesentlich vergrößert wurden, so ging man dazu über, den Spurkranz mit einer Hohlkehle an die Lauffläche anzuschließen und letztere selbst conisch zu gestalten. Durch die conische Form hoffte man gleichzeitig ein Schleifen der Radkränze auf den Schienen in Curven zu vermeiden, indem man annahm, daß in Curven die Wagen durch die Centrifugalkraft so weit aus der mittleren Lage nach außen geschoben werden, daß die äußeren Räder mit einem größeren Halbmesser auf dem längeren äußeren Schienenstrange laufen als die inneren, welche in dem kürzeren inneren Schienenstrange auch nur einen entsprechend kleineren Weg zurückzulegen haben (s. §. 59). Indessen tritt dieser Vortheil wohl nur in untergeordnetem Maße ein, da nach einigem Gebrauche die Schienenköpfe gar bald in die Radreifen Hohlkehlen geschliffen haben, die einer Verschiebung sich entgegensetzen. Dagegen wird der erstgedachte Vortheil der möglichsten Vermeidung eines seitlichen Anstreichens der Spurkränze erreicht, so daß man allgemein conische Radkränze von $\frac{1}{17}$ bis $\frac{1}{20}$ Neigung der Kegelseite gegen die Ase angenommen hat.

In Fig. 256 ist das Profil eines gewöhnlichen Radreifens der österreichischen Südbahn dargestellt, woraus auch die Art der Befestigung des Reifens auf dem inneren Radkörper oder Speichensterne ersichtlich ist. Einzelne Bahnen, z. B. die Hannoversche Staatsbahn, haben auch die Form zweier abgestumpfter Kegeln, Fig. 257, für den Radkranz angenommen, um bei der Abnutzung der Kränze, welche etwa nach der punktirten Linie sich einstellt, weniger scharf vorstehende Ränder zu erhalten. Die Dimensionen der Radkränze im neuen Zustande sind in die Figur eingeschrieben, durch

wiederholtes Abdrehen werden die Dicken vermindert, und man kann erfahrungsmäßig annehmen, daß pro 1 mm Abnutzung eiserne Bandagen 150 Meilen und Gußstahlreifen 400 Meilen durchlaufen. Die angegebene Breite des Kranzes von 130 bis 150 mm ist nicht nur wegen der besagten seitlichen Verschiebung der Axen, sondern insbesondere wegen der Spurerweiterung der Geleise in Curven sowie wegen der Weichen erforderlich, bei denen die Hornschienen der Herzstücke (s. §. 61) die Stützung des zu dem Ende überragenden Laufkranzes zu übernehmen haben. Der Spielraum, welchen die Spurkränze zwischen den Schienen haben, darf nicht unter 10 m und bei größter Abnutzung nicht über 25 mm (im Ganzen) betragen, die lichte Entfernung der Räder einer Axe von einander beträgt vorschriftsmäßig

Fig. 256.

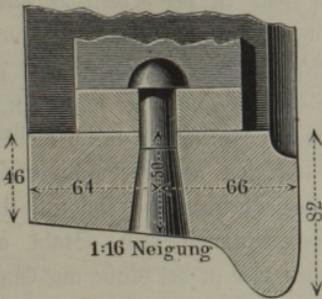
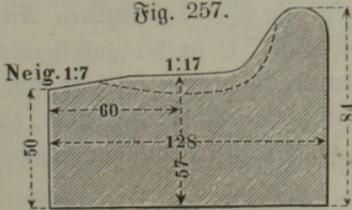


Fig. 257.



1,360 m.

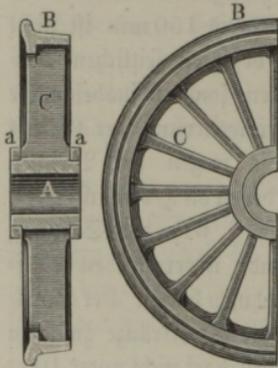
Die conische Gestalt der Radreifen ist mit einer ebenen Lauffläche der Schienen selbstverständlich nicht verträglich, weil sonst ein Schleifen der Räder wegen der Verschiedenheit der Umfangsgeschwindigkeit in den einzelnen Punkten stattfinden müßte. Aus diesem Grunde erhalten die Schienen die in §. 57 besprochenen abgerundeten Kopfprofile, welche eine symmetrische Gestalt haben, um die Schienen nach einseitiger Abnutzung des Kopfes und Umdrehen auch auf der anderen Seite benutzen zu können. Endlich ist es allgemein üblich, den Schienen eine der conischen Kranzfläche entsprechende schräge Stellung zu geben, so daß der Druck der Räder in die Richtung des Mittelsteges der Schiene hineinfällt, und ein Moment zum Umfippen nicht auftritt.

Die Eisenbahnräder bildet man entweder als Speichenräder oder als Scheibenräder aus und verwendet dazu Gußeisen, Schmiedeeisen und Stahl. In einzelnen Fällen hat man auch von recht festem trockenem Holz zur Bildung des Radkörpers zwischen Nabe und Kranz vortheilhaften Gebrauch gemacht.

Speichenräder von Gußeisen werden für Locomotivbahnen nicht mehr angewendet, dagegen empfehlen sie sich für Bahnen zum Erdtransport und für bergbauliche Zwecke wegen ihrer Billigkeit, und weil sie in diesen Fällen, wo die Fahrgeschwindigkeiten nur geringe sind, genügende Sicherheit gegen Stoßwirkungen bieten, auch wegen des harten Kranzes sehr dauerhaft sind.

In Fig. 258 ist ein solches Rad von Hartguß aus der Fabrik von Gruson dargestellt. Das Rad besteht mit Ausnahme der beiden um die Nabe *A*

Fig. 258.



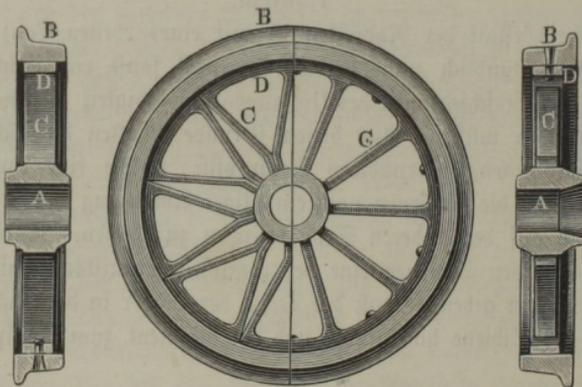
gezogenen schmiedeeisernen Ringe *a* aus einem Gußstücke, und zwar ist der Kranz *B* durch schnelle Abkühlung nach dem Gusse (Anwendung einer ausgedrehten gußeisernen Gießform) gehärtet, während die Nabe und die Speichen *C* wegen der langsamen Abkühlung weich bleiben.

Die auf Eisenbahnen mit Locomotivbetrieb meist gebräuchlichen Speichenräder sind entweder gänzlich aus Schmiedeeisen resp. Stahl gebildet, oder bestehen nur in der Nabe aus Gußeisen.

Fig. 259 zeigt ein Rad der letzteren Art, bei welchem die Arme *C* in der gußeisernen Nabe direct durch Vergießen befestigt sind, während bei dem ganz aus Schmiedeeisen bestehenden Rade, Fig. 260, die Nabe *A* durch Zusammenschweißen der sectorenförmigen Armenenden gebildet

Fig. 259.

Fig. 260.



ist. In beiden Fällen hängen die Speichen mit einem schmiedeeisernen Unterreifen *D* zusammen, auf welchen der schmiedeeiserne oder stählerne Radreifen *B*, die Bandage, warm aufgezogen und mit dem er durch Nieten verbunden ist.

Anstatt der Speichen hat man vielfach die Anordnung einer oder zweier Scheiben zur Verbindung der Nabe mit dem Kranze gewählt. Diese Räder werden aus einem Stücke durch Gießen sowohl aus Hartguß wie aus Gußstahl gemacht. Solche Scheibenräder aus Hartguß von Ganz in Dfen mit einfacher und doppelter Wandung zeigen die Figuren 261 a u. 261 b. Der-

artige Scheibenräder werden auch aus Schmiedeeisen, durch Walzen und Schmieden erzeugt, und zwar entweder mit aufgezogener, Fig. 262 a, oder mit angeschweißter Bandage, Fig. 262 b.

Fig. 261 a.

Fig. 262 a. Fig. 262 b.

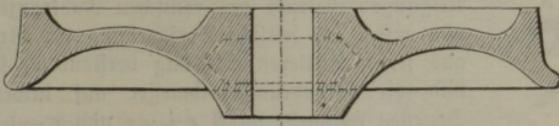
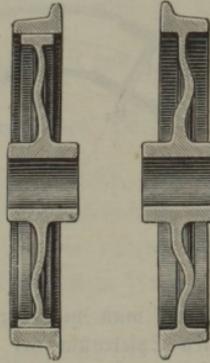
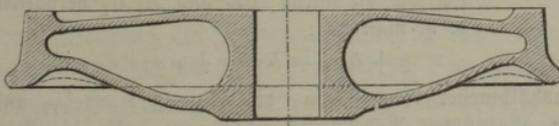
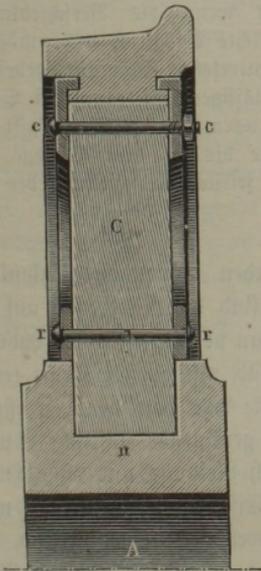


Fig. 261 b.



Holz-scheibenräder werden in England und Amerika, Schweden und Rußland vielfach mit Vortheil verwendet. Die Scheibe besteht hierbei aus sectorenförmigen, dicht zusammengedrückten Stücken harten in Del gekochten Holzes *C* (Cedern- und Teakholz), Fig. 263, deren Vereinigung durch die

Fig. 263.

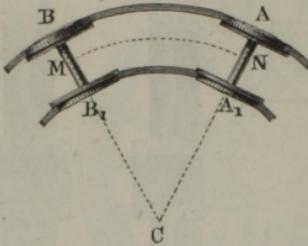


Bolzen *a* und die Ringe *r* und *c* geschieht. Man erkennt auch aus der Figur die zweckmäßige Verbindung des Radreifens mit dem Radkörper durch die beiden Ringe *c*, bei welcher Befestigungsart die Schwächung der Bandagen durch Bolzenlöcher umgangen, also auch eine weitergehende Ausnutzung der Radreifen ermöglicht ist. Die größere Elasticität der Holz-scheibe verhindert wesentlich das Springen der Reifen im Winter und verursacht einen geräuschlosen ruhigen Gang. Besonders gut haben sich diese Räder in feuchtem Klima bewährt. Als Bremsräder dürfen sie jedoch wegen der entstehenden Erwärmung nicht verwendet werden, dasselbe gilt für Hartguß- und Gußstahlräder, welche letztere sich nach der Erwärmung durch Abkühlung härten würden. Eine Eigenthümlichkeit der Gußstahlräder ist das klingende Geräusch während der Fahrt.

Anmerkung. In wie weit die conische Form der Radreifen ein Gleiten derselben in Curven verhindern kann, läßt sich in folgender Weise beurtheilen. Sei $CN = CM = \rho$, Fig. 264 (a. f. S.), der Krümmungshalbmesser einer Curve

und $AA_1 = 2b$ die Entfernung der Schienen von Mitte zu Mitte, so verhalten sich die zwischen N und M zurückzulegenden Wege AB und A_1B_1 wie $q + b : q - b$. Bedeutet r den Halbmesser des Rades an der Berührungsstelle, wenn die Axe ihre mittlere Stellung in der geraden Bahn hat, und ist mit ν das Neigungsverhältniß des conischen Radkranzes und mit ε die seitliche Verschiebung der Axe aus jener mittleren Stellung verstanden, so sind die Berührungshalbmesser auf beiden Schienen nunmehr durch $r + \nu\varepsilon$ und $r - \nu\varepsilon$ gegeben. Soll daher ein Schleifen gänzlich vermieden werden, so müssen diese Halbmesser sich wie die Wege AB und A_1B_1 verhalten, d. h. man hat:

Fig. 264.



$q + b : q - b = r + \nu\varepsilon : r - \nu\varepsilon$.

Nimmt man nun den Radhalbmesser $r = 0,5$ m, die Neigung $\nu = 1/17$ und einen Spielraum bei schon abgenutzten Rädern $2\varepsilon = 20$ mm, also die Verschiebung aus der Mitte $\varepsilon = 10$ mm an, so ist

$$r + \nu\varepsilon = 0,5006 \text{ und } r - \nu\varepsilon = 0,4994.$$

Daher hätte man aus

$$q + b : q - b = 5006 : 4994$$

$$q = \frac{10000}{12} b = 833 b = 833 \cdot 0,75 = 625 \text{ m.}$$

Wenn daher der Curvenradius kleiner, oder wenn die Verschieblichkeit geringer ist, als hier angenommen, so ist der gedachte Ausgleich nicht möglich, und es muß ein theilweises Schleifen der Räder eintreten. Es muß hierbei in- dessen bemerkt werden, daß das für den größten zulässigen Spielraum der Spurränze vorgeschriebene Maß von 25 mm für die normale Spurweite gilt, in Curven daher wegen der Spurerweiterung, welche bis zu dem Betrage von 30 mm steigen kann, auch eine entsprechend größere seitliche Verschiebung der Axe möglich ist.

§. 66. **Axen.** Die Axen der Eisenbahnwagen werden immer aus Schmiedeeisen oder Stahl gemacht. Wie schon bemerkt sind die Räder fest auf die Axen gezogen, und zwar geschieht dies so, daß man vermittelst einer hydraulischen Presse das schwach conisch ausgebohrte Rad mit großer Kraft (circa 1000 Etr.) auf die gleichfalls conisch abgedrehte Axe von wenig größerer Stärke preßt, worauf die ausgedehnte Nabe eine genügende elastische Spannung erhält, um die Befestigung des Rades durch Reibung und ohne Hülfe von Keilen zu bewirken. Die Lagerstellen der Eisenbahnaxen bringt man bei den Wagen immer außerhalb der Räder an, welche klein genug sind, um unterhalb der Wagenkasten Raum zu finden, wodurch außer anderen Vorteilen derjenige einer leichten Zugänglichkeit zu den Lagern oder Arbüchsen erzielt wird. Nur bei Locomotivaxen liegen die Lager in der Regel innerhalb der Triebräder (s. unten).

Eine Wagenaxe wird zunächst durch den auf sie entfallenden Theil von dem Gewichte des Wagenkastens und der Ladung auf Biegung beansprucht, wobei man sich zu denken hat, daß die betreffende Belastung in der Mitte des Laufschenkels und die Unterstüzung in der Schiene stattfindet. Ist Q das Gewicht eines vierrädrigen Wagens sammt Belastung, so kann man die auf einen Schenkel entfallende Last zu $\frac{Q}{4}$ annehmen, und daher ist das biegende Moment der ruhenden Last durch $\frac{Ql}{4}$ gegeben, wenn l den Horizontalabstand der Schenkelmitte von der benachbarten Schiene vorstellt, d. h. die halbe Differenz zwischen der Axenlänge zwischen den Schenkelmitten und der Entfernung der Schienenmitten (1,5 m). Dieses für die ruhende Axe geltende Biegemoment wird bei der Bewegung des Wagens in Folge der Stoßwirkungen vergrößert, und zwar kann man bei den gewöhnlichen Wagenconstructions diese Vergrößerung des Schenkeldruckes nach Wöhler*) in Maximo zu $\frac{3}{8}$ des durch die ruhende Belastung erzeugten, daher das Biegemoment zu

$$\frac{11}{8} \frac{Ql}{4} = \frac{11}{32} Ql = 0,344 Ql$$

annehmen.

Außer diesen Verticalkräften wirken auf die Axe noch gewisse horizontale Kräfte parallel der Axe, und zwar der Winddruck W auf die Wagenfläche, sowie die Ablenkungskraft, welche in Curven oder Weichen von der betreffenden Schiene gegen den Spurkranz des äußeren Rades ausgelübt wird. Ebenso ist die daselbst zwischen dem Laufkranz und der Schiene auftretende, einer Verschiebung sich widersezende Reibung eine am Rade wirkende Horizontalkraft, welche eine biegende Wirkung auf die Axe ausübt. Die Größe des Winddruckes W kann man pro Quadratmeter Wagenfläche erfahrungsmäßig zu 1,27 Ctr. = 64 kg annehmen, und es ist daher das auf den Achsenkel wirkende Moment durch $\frac{W}{2} r$ ausgedrückt, wenn W den gesammten Winddruck gegen die Fläche eines zweirädrigen Wagens und r den Halbmesser eines Rades bezeichnet. Für einen gewöhnlichen vierrädrigen Wagen kann man $W = 20$ Ctr. = 1000 kg annehmen.

Die Horizontalkraft H , welche eine gerade ablenkende Schiene, z. B. die Einfahrtsschiene einer Weiche, gegen den Spurkranz ausübt, kann nach den Versuchen von Wöhler**) zu

*) S. H. v. Waldegg, Handbuch u. Bd. II, S. 95, den Artikel von Wöhler über „Achsen“.

**) S. Erbkam, Zeitschr. für Bauwesen 1858, S. 642.

$$H = \frac{c}{114} \sqrt{Q} \text{ Etr.}$$

gesetzt werden, wenn c die dem Vorderrade des Wagens durch die ablenkende Schiene ertheilte Seitengeschwindigkeit bedeutet, welche sich zu $c = v \cdot \alpha$ berechnet, unter v die Wagengeschwindigkeit und unter α das Neigungsverhältniß der Ablenkungsschiene gegen die gerade Bahn verstanden. Für gewöhnliche Fälle kann $H = \frac{11}{6} \sqrt{Q}$ Etr. gesetzt werden. Endlich kann man die Größe der Reibung, welche die Schienenköpfe einer Seitenverschiebung der Laufränze entgegensetzen, für jedes Vorderrad gleich $\frac{Q}{16}$ setzen.

Mit Rücksicht hierauf bestimmt sich das dicht an der Nabe auf Biegung der Axc wirkende Moment zu

$$\frac{11}{32} Q l + \frac{11}{6} r \sqrt{Q} + \frac{Q}{16} r + \frac{W}{2} r = M,$$

welchen Werth man gleich $\frac{\pi}{32} d^3 k$ zu setzen hat, unter d den Durchmesser der Axc dicht an der Nabe und unter k die höchstens zulässige Materialspannung verstanden, so daß man findet

$$d = \sqrt[3]{\frac{\frac{11}{32} Q l + \left(\frac{11}{6} \sqrt{Q} + \frac{Q}{16} + 10\right) r}{0,0982 k}}$$

Nach den zahlreichen von Wöhler angestellten Festigkeitsversuchen an Eisenbahnaxen von sehnigem Eisen, welche unter Belastung gleichzeitig gedreht wurden, zeigte sich, daß die Bruchbelastung bei schmiedeeisernen Axen zwischen 0,263 Etr. = 13,15 kg und 0,244 Etr. = 12,2 kg Faser-
spannung lag, wobei der Bruch im ersten Falle nach 19 Millionen Biegungen eintrat, während er im letzteren nach 123 Millionen Biegungen sich noch nicht einstellte. Unter Zugrundelegung eines dementsprechenden mit den bezüglichlichen Vorschriften des Vereins der Eisenbahnverwaltungen übereinstimmenden Werthes von k entwickelt Wöhler die Formel

$$d = 3,348 \sqrt[3]{\frac{11}{32} Q l + \left(\frac{11}{6} \sqrt{Q} + \frac{Q}{16} + 10\right) r} \text{ Millimeter,}$$

worin Q die Bruttobelastung eines vierrädrigen Wagens incl. Axen und Räder in Centnern bedeutet. In der Mitte soll man den Durchmesser der Axc im Verhältnisse $\frac{15}{16}$ geringer annehmen.

Hierbei ist die geringe Anstrengung auf Torsion außer Acht gelassen, welche die Axc durch den am Umfange der Räder wirkenden Reibungswider-

stand, sowie event. dann erleidet, wenn das eine Rad durch einen Widerstand, wie Bremsen, angehalten wird, und das andere vermöge seiner Masse weiter zu rotiren strebt.

Für die Stärke δ des Arschenkels von der Länge λ kann man, unter q die Belastung einer Are in Centnern, also unter $\frac{q}{2}$ die eines Schenkels verstanden, die Formel

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{q \lambda}{0,0286}} \text{ Millimeter}$$

anwenden, wobei passend $\lambda = 1,75 \delta$ bis 2δ zu wählen ist. Nimmt man darin

$$\lambda = 1\frac{7}{8} \delta = 1,875 \delta,$$

so erhält man

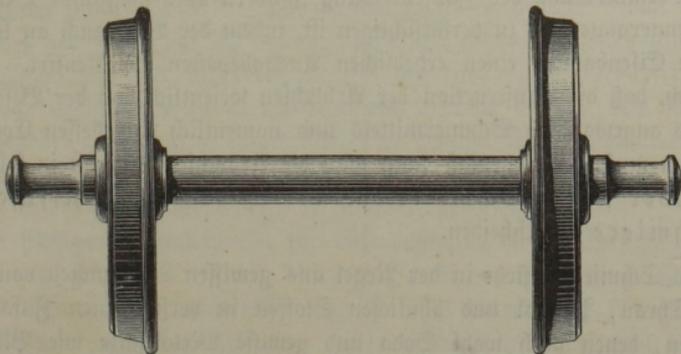
$$\delta = 7,4 \sqrt[3]{q} \text{ Millimeter.}$$

Die Festigkeit des Gußstahls ist in dem Verhältnisse 150 : 100 größer als die des Eisens, doch rath Wöhler mit Rücksicht auf die durch die Nabenpressung erzeugte Spannung des Materials die Arenstärke d an der Nabe nur im Verhältniß $\sqrt[3]{\frac{150}{130}} = 0,95$ kleiner anzunehmen, als bei Eisen. Die graphische Bestimmung der Angriffsmomente einer Eisenbahnare ist bereits in Thl. III, 1, §. 8 an einem Beispiele gezeigt worden.

Die Vereinbarungen der Eisenbahnverwaltungen schreiben für eiserne Aren bei einer Maximalbelastung von bezw. 75 Ctr., 110 Ctr. und 150 Ctr. Arenstärken an der Nabe von 100 mm, 115 mm und 130 mm und Schenkelsstärken von 65 mm, 75 mm und 85 mm vor.

Bei Anwendung von Gußstahl können die Belastungen um 20 Proc. erhöht werden. Die Are soll in keinem Punkte stärker als in der Nabe sein, und sollen alle scharfen Ansätze daran vermieden werden.

Fig. 265.



Die Form einer gewöhnlichen Eisenbahnwagenaxe ist aus Fig. 265 (a. v. S.) hinreichend ersichtlich.

§. 67. **Axbüchsen.** Unter Axbüchsen versteht man die Lager, mittelst deren die Wagen sich auf die Axzapfen stützen. Eine zweckentsprechende Construction und sorgfältige Ausführung dieser Lager ist für den ganzen Eisenbahnbetrieb von der größten Wichtigkeit, nicht nur, weil die Zapfenreibungen einen beträchtlichen Theil des Zugwiderstandes ausmachen, sondern auch, weil bei der großen Geschwindigkeit der Axen mangelhafte Ausführung der Lager sehr großen Verschleiß an den Zapfen und Pfannen im Gefolge hat, und die Gefahr einer Zerstörung durch das so schädliche Warmlaufen nahe liegt. Man hat daher der Construction der Axbüchsen besondere Aufmerksamkeit zugewendet, wie die große Anzahl der vorgeschlagenen und zur Ausführung gebrachten Axbüchsen beweist.

Alle Lager für Eisenbahnaxen stimmen darin überein, daß der Zapfen nur auf der oberen Hälfte mit einem Futter oder einer Pfanne aus Lagermetall versehen wird, welche Pfanne in eine gußeiserne Büchse genau eingepaßt ist, auf welche die Belastung des Wagens drückt. Diese Büchse muß überall gut geschlossen sein, einerseits, um den Verlust an Schmiermaterial thunlichst zu vermeiden, andererseits, um von dem Zapfen allen Staub fern zu halten, welcher, als Schleifmittel wirkend, baldiges Warmlaufen und Verderben des Zapfens und Lagers herbeiführen würde. Zu diesem Zwecke sind die Axbüchsen vorn vor dem Stirnende der Zapfen immer vollständig geschlossen, und man sorgt auf der hinteren Seite, wo die Axe in die Büchse eingeführt wird, für einen möglichst dichten Abschluß durch Scheiben von Filz, Leder oder passendem Material, welche die Axe zwischen der Radnabe und dem Schenkel umschließen.

Die größte Sorgfalt ist aus den schon angegebenen Gründen einer vorzüglichen Schmierung der Zapfenfläche zu widmen, bei welcher nicht bloß thunlichste Verminderung der Zapfenreibung, sondern auch möglichste Oekonomie des Schmiermaterials zu berücksichtigen ist, indem der Verbrauch an letzterem bei den Eisenbahnen einen erheblichen Ausgabeposten repräsentirt. Es ist erklärlich, daß die Construction der Axbüchsen wesentlich von der Beschaffenheit des angewandten Schmiermittels und namentlich von dessen Consistenz abhängen muß. Demgemäß kann man die Axbüchsen zunächst in solche für dicke oder starre Schmiere und in solche für dünnflüssige oder Oel schmiere unterscheiden.

Dicke Schmiere besteht in der Regel aus gewissen Mischungen von Talg, Fett, Thran, Palmöl und ähnlichen Stoffen in verschiedenen Zusammensetzungen, denen auch wohl Soda und gewisse Metallsalze wie Bleizucker

zugefetzt werden. Die Wirksamkeit aller steifen Schmieren beruht darauf, daß erst durch eine gewisse Erwärmung des Zapfens ein Theil der Schmiere schmilzt, worin ein großer Nachtheil zu erkennen ist, indem namentlich beim Eingangsetzen eines Wagenzuges die noch kalten Zapfen zunächst trocken laufen, weshalb die anfängliche Zugkraft sehr bedeutend ausfällt. Aus diesem Grunde ist man zum größten Theil von der Verwendung dicker Schmiere zurückgekommen, und zur Anwendung der vortheilhafteren Delschmiere übergegangen, trotzdem die Arbüchsen für dicke Schmiere viel einfacher sind, als die für Delschmiere.

Fig. 266.

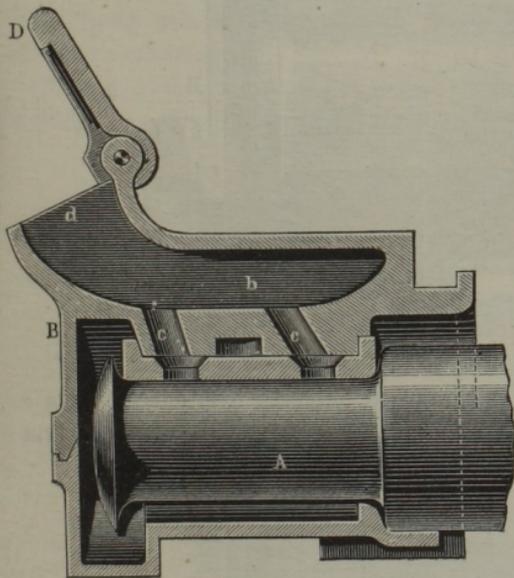
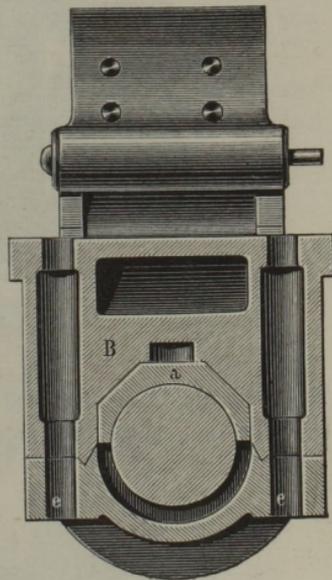


Fig. 267.



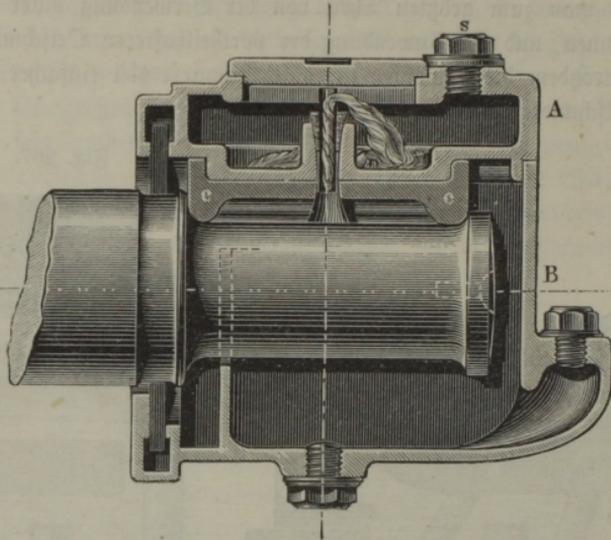
Eine solche für steife Schmiere früher vielfach gebrauchte Arbüchse zeigen die Figuren 266 und 267. Das Rothgußlager *a*, welches genau auf den Zapfen *A* gepaßt ist, sitzt fest in der gußeisernen aus zwei Theilen zusammengeschaubten Büchse *B*, auf deren obere Fläche die Tragsfeder drückt (s. unten). Die steife Schmiere wird in die Kammer *b* durch die mit dem Deckel *D* verschließbare Oeffnung *d* eingedrückt, und gelangt bei der Erwärmung des Zapfens auf denselben durch die Oeffnungen *e*. Durch Schrauben in *e* werden die beiden Theile der Büchse *B* zusammengehalten.

Die flüssigen Schmiermittel für Eisenbahnaxen sind hauptsächlich Dele, sowohl vegetabilische wie Küböl, Baumöl, Harzöl, wie thierische als Knochenöl und Fischthran, und mineralische, z. B. rohes Petroleum. Die hierfür in Anwendung kommenden Arbüchsen unterscheiden sich hauptsächlich durch die

Art und Weise der Delzuführung, ob dieselbe von oben, oder von unten, oder allseitig geschieht.

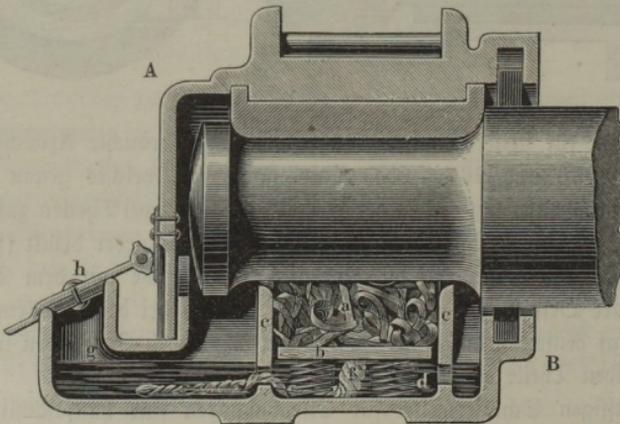
Eine Axbüchse für Mineralöl mit Zuführung des Dels von oben ist in Fig. 268 dargestellt. Der obere Theil A der Axbüchse enthält hier das

Fig. 268.



Reservoir zur Aufnahme des Dels, welches durch die Schraubenöffnung s eingefüllt und durch den angebrachten Saugdocht in ersichtlicher Weise dem

Fig. 269.



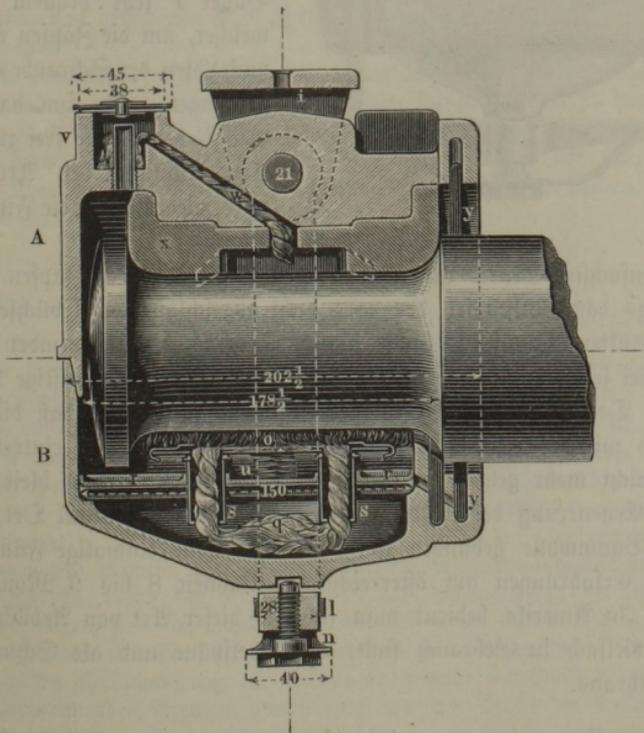
Zapfen zugeführt wird. Das Dichthalten der Büchse da, wo die Axe in dieselbe eintritt, geschieht durch eine aus zwei Theilen bestehende Holzscheibe,

deren beide Hälften durch eine Drahtfeder gegen die Ase gepreßt werden. Das in dem unteren Theile sich ansammelnde unreine Del kann durch die daselbst angebrachte Schraube abgelassen werden. Eine Füllung des Delreservoirs reicht für 4 bis 8 Wochen aus.

Auf den deutschen Bahnen wendet man meistens Arbüchsen an, in denen die Delzuführung von unten geschieht und zwar in der Regel mit Hülfe eines Schmierpolsters von Pflisch oder Dochten, welches durch eine schwache Feder von unten gegen den Zapfen angeedrückt wird. In Fig. 269 (Mecklenburg. Bahnen) ist *b* das mit Dochten *a* garnirte, durch die Schraubenfedern *d* gegen den Zapfen gedrückte Polster, welchem das Del durch den Saugdocht *f* aus dem Delbehälter *g* zugeführt wird. Die Einrichtung der Füllöffnung und die Dichtung der Ase bei *B* durch einen Filzring ist aus der Figur ersichtlich.

In Fig. 270 und Fig. 271 (a. f. S.) endlich ist noch eine sehr vollkommene Arbüchse von *R. Lofe* (Bereinigte Schweizerbahnen) angeführt, bei welcher das

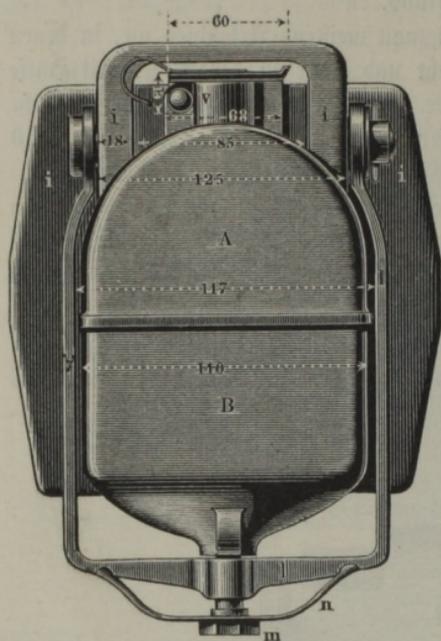
Fig. 270.



Del sowohl von oben durch den Docht *w* wie von unten durch das Pflischpolster *o* zugeführt wird. Letzteres wird durch die Feder *u* gegen den Zapfen gedrückt und

erhält das Del durch zwei Saugdochte aus dem Delbehälter *s*. Dieser Behälter ist mit einer Siebplatte *r* abgedeckt, auf welcher eine Tuchlage ausgebreitet ist. Diese Einrichtung

Fig. 271.



hat den Zweck, das durch abgestoßene Metalltheilchen verunreinigte Del, welches von dem Zapfen auf *r* tropft, zu filtriren, so daß das Del in den Behälter *s* zurückgelangt, während die festen Verunreinigungen durch die Tuchlage zurückgehalten und von dort entfernt werden. Das durch *v* eingegossene Del gelangt ebenfalls durch die Siebplatte *r* hindurch in den Behälter *s*. Das Öffnen der Büchse ist hier durch den Bügel *l* sehr bequem gemacht, welcher, um die Zapfen *i* drehbar, nach Lösen der Schraube *m* zurückgeschlagen wird, um das Untertheil *B* der Büchse frei zu machen. Die Dichtung des Avenansatzes wird wieder durch die Filzscheibe *y* bewirkt.

Als einfachstes Mittel zum nachhaltigen Schmieren der Zapfen hat man neuerdings das Vollstopfen der ganz dicht abgeschlossenen Arbüchsen mit in Del getränkter Baumwolle (auch Wolle, Seegras *rc.*) angewendet und hat dadurch bei sehr einfacher Construction der Arbüchse recht günstige Resultate erlangt. Der Hauptnachtheil hierbei ist darin zu suchen, daß die Baumwolle sich mit der Zeit dicht zusammensetzt, wobei der Fall eintreten kann, daß sie nicht mehr gehörig mit dem Schenkel in Berührung bleibt. Auch geht bei Erneuerung der Füllung eine beträchtliche Quantität Del, welches von der Baumwolle gebunden ist, verloren. Eine einmalige Füllung soll nach den Erfahrungen auf österreichischen Bahnen 8 bis 9 Monate ausreichen. In Amerika bedient man sich bei dieser Art von Arbüchsen, wie sie dort vielfach in Gebrauch sind, der Hobelspäne und als Schmiermittel des Fischthrans.

Die Arbüchsen, bei welchen ein im Untertheile in dem Oele schwimmender Cylinder, durch den Austrieb gegen den Zapfen gedrückt, vermöge seiner Rotation den Schenkel schmirt (s. a. Thl. III, 1, Fig. 119), sowie diejenigen, bei denen ein vorstehender Rand des Zapfens in Del tauchend eine stetige Delung vermitteln

soll (analog der Fig. 118 in Thl. III, 1), haben keine allgemeinere Einführung erlangen können. Dasselbe gilt von den vorgeschlagenen Arbüchsen, bei denen man die Lagerschale durch einen den Zapfen rings umgebenden Kranz von Rollen zu ersetzen suchte, um die Zapfenreibung durch die geringere wälzende Reibung zu ersetzen. Diese Einrichtungen waren zu complicirt und für die hier vorkommenden großen Geschwindigkeiten nicht geeignet. Dagegen hat man mehrfach mit Vortheil der Lagerschale eine solche Lagerung in der Arbüchse gegeben, daß sie eine gewisse Beweglichkeit erhält, um sich beim etwaigen Schiefstellen der Axe doch immer dem Schenkel anschmiegen zu können.

Der Verbrauch an Oel wird bei verschiedenen Schmiermaterialien und verschiedenen Arbüchsen sehr verschieden angegeben, so z. B. auf 0,002 Pfund Mineralöl pro Lager und Meile bei den Arbüchsen der Kaiser-Ferdinands-Nordbahn nach Fig. 268. Für die Beuther'schen Arbüchsen mit Oelzuführung von unten durch Saugdochte an zwei seitlich angebrachte Plüschpolster wird der Oelverbrauch sogar zu nur 0,0003 Pfund pro Armeile und der Lagerverschleiß zu $4\frac{1}{2}$ Loth für 6068 durchlaufene Meilen angegeben. Arbüchsen mit Baumwollausstopfung und Mineralölschmierung ergaben pro Lager und Meile 0,0035 Pfund Mineralöl und eine Lagerabnutzung von 1 Pfund pro 1000 Meilen bei Anwendung von mit Weißguß ausgegossenen Lagerpfannen. Es mag bemerkt werden, daß die Verwaltung der Hessischen Nordbahn bei ihren von oben und von unten mit Oelzuführung versehenen Arbüchsen pro Armeile 0,093 Loth = 0,003 Pfund Rüböl gewährt.

Zu den Pfannen der Arbüchsen verwendet man verschiedene Metallgemische und zwar entweder Rothgußlegirungen, in denen Kupfer (75 bis 87 Proc.) neben Zinn und Zink den Hauptbestandtheil ausmacht, oder Zinn- und Bleilegirungen, in denen bezw. Zinn oder Blei vorherrscht. Nach den auf der österreichischen Südbahn über die Unterhaltungskosten angestellten Versuchen stellten sich diese Kosten pro Arbüchse und 1000 Meilen zu

15,26	Kreuzer für	Rothgußlegirung,
19,11	„ „	Zinnlegirung,
9,23	„ „	Bleilegirung.

Der Verwendung der in dieser Hinsicht am günstigsten sich stellenden Bleilegirungen steht indessen der Umstand im Wege, daß diese Legirungen großen Oelrücken nicht genügende Widerstandsfähigkeit entgegensetzen.

Von besonderer Wichtigkeit für die Wahl der Lagercomposition ist außer der geringen Abnutzung namentlich ein kleiner Reibungsbetrag. Hierüber sind verschiedentlich Versuche mit Eisenbahnaxen unter den dem thatsächlichen Betriebe entsprechenden Verhältnissen von Kirchwegger u. A. angestellt worden.

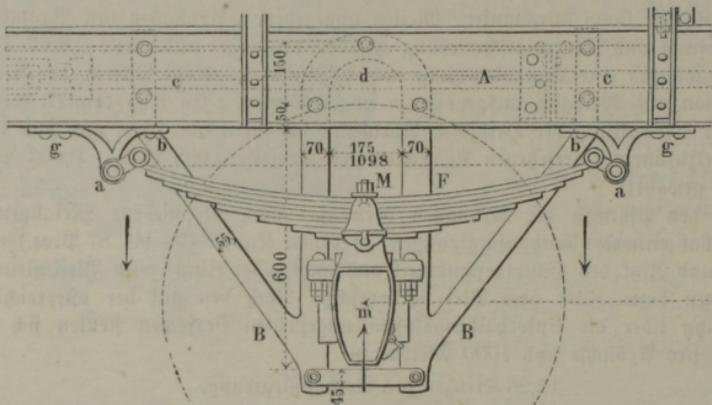
Als Resultat der Kirchwegger'schen Versuche, welche bei 180 und 360 Umdrehungen pro Minute, oder 4 und 8 Meilen Fahrgeschwindigkeit pro Stunde angestellt wurden, ergab sich der Coefficient der Zapfenreibung für eiserne und gußstählerne Axen und bei Schmierung mit Rüböl zu 0,009 und 0,0099 für Zinncompositionen und Hartblei und zu 0,0141 für Rothgußlager. Auch zeigte sich nach diesen Versuchen, daß der Reibungcoefficient innerhalb der bei Eisenbahnen vorkommenden Grenzen unabhängig von der Größe der Belastung und Geschwindigkeit war, während die von Welfner und Bockelberg angestellten Versuche auf eine solche Abhängigkeit hinweisen.

Näheres hierüber sowie über Arbüchsen überhaupt findet sich in der gekrönten Preisschrift von H. v. Waldegg: Die Schmiervorrichtungen und Schmier-

mittel der Eisenbahnwagen, und in dem mehrerwähnten Handbuche für specielle Eisenbahntechnik, Bd. II.

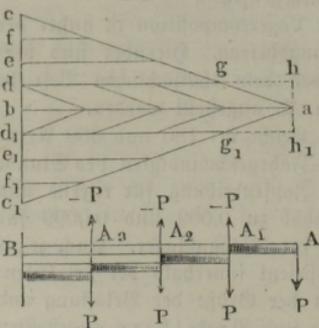
§. 68. **Federn.** Zur Milderung der Stoszwirkungen finden die Federn bei den Eisenbahnfahrzeugen eine sehr ausgedehnte Anwendung, und zwar sowohl als Tragfedern, welche dazu dienen, das Gewicht des Wagengestelles nebst der Ladung in elastischer Weise auf die Achsbüchsen bezw. Achsenkel zu übertragen, als auch zu den Zug- und Stoßapparaten (Buffern). Die Form der Federn ist, diesen verschiedenen Anwendungen entsprechend, ebenfalls verschieden, indem zu den Tragfedern fast ausnahmsweise die aus Thl. I, §. 288 bekannten zusammengesetzten Blattfedern Anwendung finden, während für

Fig. 272.



Buffer und Zugvorrichtungen meistens Schraubenfedern gewählt werden. Auch hat man für letzteren Zweck, namentlich für die Buffer, vielfach Federn aus Gummi oder auch Kork angewendet, welche Materialien durch ihre rückwirkende Elasticität wirken.

Fig. 273.

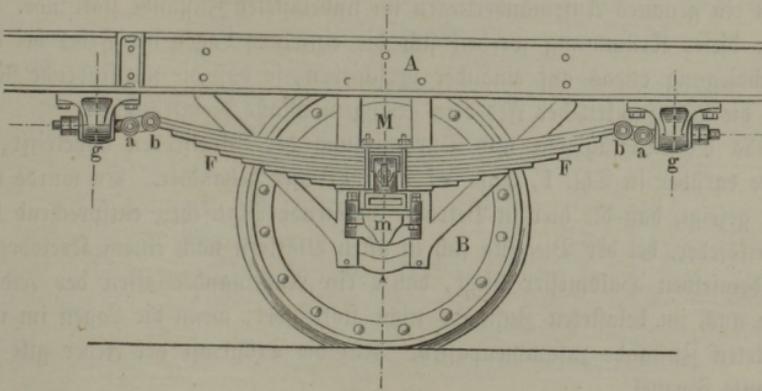


Was zunächst die Tragfedern anbetrißt, so werden dieselben fast ohne Ausnahme in der Form der Fig. 272 ausgeführt, wonach die Feder *F* aus einer Anzahl (sechs bis acht) übereinander liegender Stahllamellen von 75 bis 90 mm Breite und 12 bis 13 mm Stärke besteht, deren Länge, nach der Mitte hin abnehmend, so bemessen ist, daß die neben einander gelegten Hälften dieser Lamellen ein Dreieck *acc₁*, Fig. 273, bilden. Wie schon in Thl. I näher ausgeführt, bildet diese Dreiecksfeder einen Körper gleichen Wider-

standes, bei welchem die Materialausnutzung eine viel vortheilhaftere ist, als bei einer Rechtecksfeder.

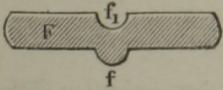
Das Zusammenhalten aller Lamellen geschieht entweder durch die parallelepipedische Federhülse *M*, welche sich auf die Axbüchse *m* setzt, oder nach Fig. 274 durch vier Schraubenbolzen und eine unter deren Müttern gelegte

Fig. 274.



Unterlagscheibe. Zur Verhinderung einer Längenverschiebung der einzelnen Blätter auf einander wird meistens ein 7 mm starker Stift in der Mitte durch sämmtliche Blätter hindurchgezogen, und um eine seitliche Verschiebung zu verhindern, hat man in neuerer Zeit den Querschnitt der Blätter nach Fig. 275 gestaltet, derart, daß die vorstehende Rippe *f* jedes Blattes in die

Fig. 275.



entsprechende Längsrille *f*₁ des darunter liegenden Blattes zu liegen kommt. Die Art, in welcher die Last des Wagens auf die Federn drückt, ist aus den Figuren 272 und 274 zu ersehen. An dem

Gestelle *A* des Wagens sind zu dem Ende die Federstützen *g* befestigt, deren Augen *a* durch Hängeschienen mit den Bolzen *b* verbunden sind, welche durch die Augen gesteckt werden, zu denen die oberste Federlamelle beiderseits ausgebildet ist.

Eine directe Verbindung des Auges *b* mit der Federstütze *g* durch einen Bolzen ist offenbar nicht thunlich, da bei der Durchbiegung der Feder der Horizontalabstand der beiden Augen *b* sich verändert. Während die Federstützen bei Güterwagen meist wie in Fig. 272 mit unveränderlichen Gelenken versehen sind, wählt man bei Personenwagen in der Regel die Schraubenverbindung, Fig. 274, um die Spannung der einzelnen Federn eines Wagens und die Höhenlage des Wagenkastens bequem reguliren zu können.

Bei sechsrädrigen Wagen schaltet man bei den Federn der Mittelaxe in die Gehänge zwischen *a* und *b* noch einige Kettengelenke ein, um der Axe in Curven eine geringe Seitenverschiebung zu gestatten.

Die Länge der gewöhnlichen Wagenfedern beträgt für Güterwagen 1,1 m, für Personenwagen 1,7 bis 1,75 m. Man pflegt die Federblätter von vorn herein etwas zu krümmen, so daß sie im belasteten Zustande vermöge der Durchbiegung sich der geraden Gestalt nähern, und es pflegt die Pfeilhöhe etwa 130 mm zu betragen. Bei der Biegung der Blätter ist es erforderlich, die Krümmung für alle Lagen nach demselben Mittelpunkte vorzunehmen, damit ein genaues Aufeinanderliegen im unbelasteten Zustande stattfindet. In Folge dieser Krümmung werden sich die einzelnen Lagen der Feder bei der Durchbiegung etwas auf einander verschieben, so daß die stattfindende Reibung die Wirksamkeit der Feder in geringem Maße beeinträchtigt.

Was die Tragfähigkeit und Durchbiegung der Blattfedern anbetrißt, so wurde darüber in Thl. I, Cap. VI ausführlicher gehandelt. Es wurde daselbst gezeigt, daß die hier in Betracht kommende Blattfeder, entsprechend der Dreiecksfeder, bei der Biegung sich in allen Blättern nach einem Kreisbogen von demselben Halbmesser biegt, daher ein Auseinanderklaffen der Federlagen auch im belasteten Zustande nicht stattfindet, wenn die Lagen im unbelasteten Zustande zusammenpassen. Für die Tragkraft der Feder gilt die bekannte Formel

$$Ql = \frac{1}{6} b h^2 k,$$

unter Q die Kraft an einem Federende, dessen Abstand von der Kante der Federhülse l ist, unter h die Dicke des Stahls und unter b die Gesamtbreite aller einzelnen Lagen zusammen verstanden. Ebenso fand sich für die Durchbiegung oder Federung der Ausdruck

$$f = 6 \frac{Ql^3}{b h^3 E} = \frac{k l^2}{E h'}$$

wenn E den Elasticitätsmodul und k die Spannung der äußersten Faserschicht bedeutet.

Für gute Gußstahlfedern kann man den Elasticitätsmodul $E = 25000$ kg und die größte zulässige Faserspannung zu 70 kg bei Federn für Personenwagen, dagegen nur zu 60 kg bei Güterwagen annehmen. Die Länge l jedes Federarmes hat man dabei von dem Rande der Federbüchse zu rechnen, hat aber als wirksame Breite die Summe der Breiten aller Blätter nach Abzug des Loches in der Mitte in die Rechnung einzuführen.

Es muß nun bemerkt werden, daß es nicht genügt, den Federn solche Dimensionen zu geben, vermöge deren im Zustande der Ruhe die größte Faserspannung jene zulässige Größe k nicht überschreitet, sondern es ist auch auf das sogenannte Feder spiel, d. h. das beim Fahren sich einstellende Schwingen der Federn Rücksicht zu nehmen. In welcher Art dies geschehen kann, ergibt sich aus folgender Betrachtung.

Eine mit Q am Ende belastete Feder biegt sich nach Vorstehendem um $f = 6 \frac{Q l^3}{b h^3 E}$ durch, also hat man die einer Durchbiegung zugehörige Kraft:

$$Q = \frac{b h^3 E}{6 l^3} f = \alpha f,$$

wenn α die für die Feder constante Größe $\frac{b h^3 E}{6 l^3}$ bezeichnet.

Wenn nun während der Fahrt in Folge eines das Rad treffenden Stoßes die Federbiegung f um einen Betrag x vergrößert wird, so daß die ganze Durchbiegung $f + x$ wird, so wirkt auf das Federende die Kraft

$$Q_1 = \alpha (f + x).$$

In Folge dessen sucht die Feder mit einer Kraft $Q_1 - Q = \alpha (f + x) - \alpha f = \alpha x$ in ihre Ruhelage, welche der Biegung um f entspricht, zurückzu-
kehren, und geht über diese Lage um x hinaus, so daß die Feder in Schwin-
gungen geräth. Für diese Schwingungen ist die Acceleration durch

$$p = \frac{Q_1 - Q}{Q} g = \frac{\alpha x}{Q} g = \frac{g}{f} x,$$

also proportional dem Abstände x von der Ruhelage gegeben. Wegen dieser Proportionalität ergibt sich für diesen Schwingungszustand nach Thl. I, Anhang, §. 1 die Zeitdauer einer einfachen Schwingung zu

$$t = \pi \sqrt{\frac{f}{g}},$$

analog einem einfachen Kreispendel, dessen Länge gleich der Durchbiegung f der Feder in der Ruhelage ist. Hieraus erkennt man zunächst, warum die Schwingungsdauer t mit der Größe der Durchbiegung f wächst, also die Anzahl der Schwingungen kleiner wird, woraus folgt, daß der Gang des Wagens um so ruhiger wird, je stärker der letztere be-
laden ist.

Was die größere Anstrengung anbetrifft, welcher die Feder in Folge der Stoßwirkungen ausgesetzt ist, so erkennt man aus der Formel

$$Q_1 - Q = \alpha x = \frac{b h^3 E}{6 l^3} x,$$

daß diese Vergrößerung der Anstrengung außer von x , d. h. von der Beschaffenheit der Fahrbahn, nur von den Abmessungen und dem Material der Feder, nicht aber von der ruhenden Belastung Q abhängt. Wenn man nach Wöhler an-
nehmen kann, daß durch die Stoßwirkungen eine Vergrößerung des Schenkel-
druckes von höchstens $\frac{3}{8}$ desjenigen im Ruhestande eintritt, so hätte man

$$Q_1 = \frac{11}{8} Q$$

zu setzen, und würde die Dimensionen der Feder aus der Formel

$$Ql = \frac{1}{6} b h^2 k$$

zu bestimmen haben, indem man für k einen Werth gleich $\frac{8}{11} = 0,727$ der oben als höchstens zulässig angegebenen Faserspannung (60 resp. 70 kg) einführt. Berechnet man diesen Dimensionen entsprechend die Durchbiegung f der Feder im Ruhezustande, so würde während des Federspiels die Durchbiegung den Betrag $\frac{11}{8} = 1,375 f$ erreichen.

Was die Beurtheilung des für Federn zu verwendenden Stahls betrifft, so wurde schon in Thl. I, §. 292 angeführt, daß dasjenige Material das vorzüglichste sein werde, für welches die Größe $A = \frac{1}{2} \frac{k^2}{E}$ (Arbeitsmodul der zulässigen Spannung) den größten Werth hat, da die von einer Feder zu leistende oder aufzunehmende Federungsarbeit sich durch

$$L = \frac{1}{2} P f = \frac{1}{c} A V$$

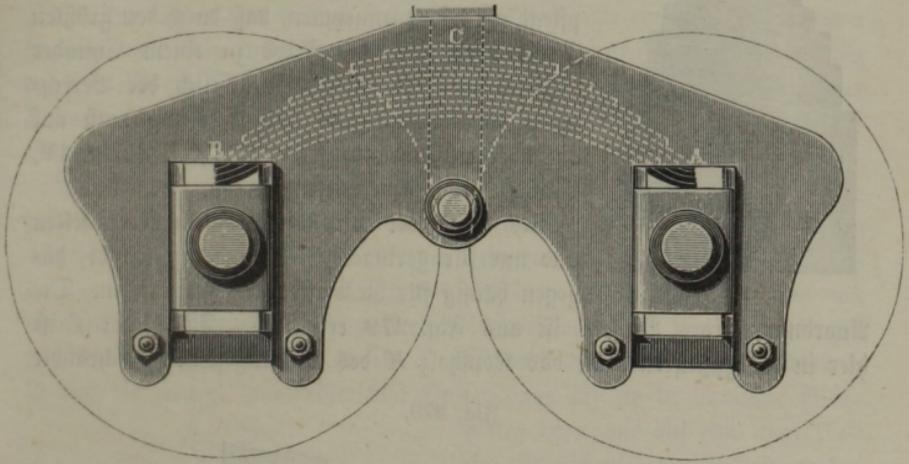
ausdrückt, unter V das Volumen der Feder und unter c eine von der Federconstruction abhängige Constante verstanden. Es muß in dieser Hinsicht auf obige Stelle verwiesen werden und sei nur noch angeführt, daß hieraus sich der vortheilhafte Einfluß erklärt, welchen das Härten und darauf folgende Anlassen des Stahls bis zur sogenannten Federhärte auf die Wirksamkeit der Federn ausübt, indem durch die genannten Operationen erfahrungsmäßig die Größe k der zulässigen Spannung bedeutend, der Elasticitätsmodul E aber nur unwesentlich erhöht wird, der Werth $A = \frac{1}{2} \frac{k^2}{E}$ also größer ausfällt.

Zuweilen werden die Federn auch in umgekehrter Lage, Fig. 276, angebracht, so namentlich bei den vierradrigen Drehgestellen amerikanischer Wagen, wobei die Feder mit ihren Enden A und B sich auf die Arbüchsen der beiden Axen stützt, während sie in der Mitte C den Wagen trägt. Auch Balanciers schaltet man wohl zwischen die Federn sechsradriger Wagen ein, worüber ein Näheres bei den Locomotiven angeführt wird.

Für Erdtransportwagen und Kohlenwagen wendet man auch wohl Federn aus recht zähem, trockenem und astfreiem Eschenholze von der einfachen Construction Fig. 277 an, wobei zwei Blätter a von 1,6 m Länge und b von 1,3 m Länge über einander in der Mitte sich auf die Arbüchse c stützen, während der Wagen mittelst der Klöße d die Enden des zweimal eingeschnittenen oberen Blattes a belastet. Dabei dienen die Klammern e zur Verhinderung einer Seitenverschiebung.

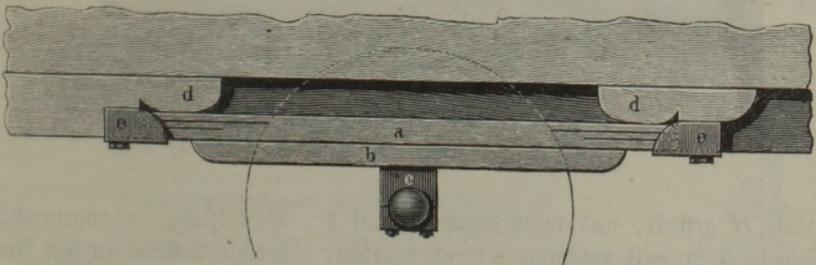
Für die Stoßvorrichtungen, Buffer und Zugorgane der Eisenbahnfahrzeuge hat man zwar auch die vorbesprochenen Blattfedern in Anwendung

Fig. 276.



gebracht, doch haben sich hierfür in neuerer Zeit vielfach Schraubenfedern wegen deren bequemer Anordnung eingeführt. Eine solche Schraubenfeder,

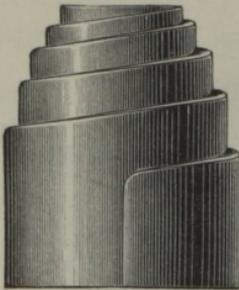
Fig. 277.



deren Theorie in Thl. I, §. 291 gegeben wurde, entsteht bekanntlich in der Weise, daß ein längerer Stahlstab um einen Cylinder in schraubenförmigen Windungen herumgewickelt wird. Das Material wird hierbei beim axialen Zusammendrücken auf Torsion beansprucht und es gestatten diese Federn, wie alle Torsionsfedern, eine sehr vortheilhafte Ausnutzung des Materials. Dem Stahlstabe giebt man für Eisenbahnzwecke in der Regel 5 bis 8 mm Dicke und 130 mm Breite des Querschnittes und läßt, um die große Länge zu vermeiden, die Durchmesser der Windungen derartig abnehmen, daß sich die Windungen in einander schieben lassen. Dadurch entsteht die von Baillie (1845) zuerst angegebene Schneckenfeder, Fig. 278 (a. f. S.),

bei welcher der Durchmesser des Dorns etwa 40 bis 60 mm, der äußere Durchmesser etwa 120 bis 170 mm und die Höhe 190 bis 250 mm be-

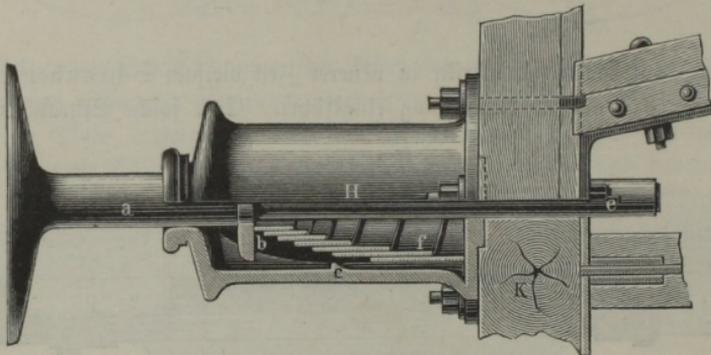
Fig. 278.



trägt. Die Steigung der aus einem rechteckigen Streifen von gleicher Breite gewundenen Gänge pflegt man so anzunehmen, daß durch den größten Druck oder Zug die Feder zu einem Cylinder zusammengepreßt wird. Hinsichtlich der Berechnung der Tragfähigkeit und Federung muß auf das über die Schraubenfedern in Thl. I, Abschn. IV, Cap. 6 Gesagte verwiesen werden.

Als Tragsfeder wird die Schneckenfeder selten und nur für geringere Belastung angewandt, dagegen häufig für die Buffer und Zugstangen. Die Anordnung eines Buffers ist aus Fig. 279 ersichtlich. Die Feder *f* ist hier in die gußeiserne, an das Kopfholz *K* des Wagengestelles geschraubte

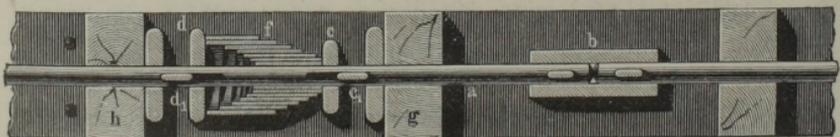
Fig. 279.



Hülse *H* gesteckt, und kann durch die auf der Bufferstange *a* angebrachte Scheibe *b* so weit zusammengedrückt werden, bis diese Scheibe an den Ansatz *c* der Bufferhülse tritt. Der Keil *c* verhindert das zu weit gehende Heraustreten der Bufferstange.

Die Anbringung einer Schneckenfeder auf der durchgehenden Zugstange der Wagen, wie sie sich auf der Rheinischen Bahn findet, zeigt Fig. 280.

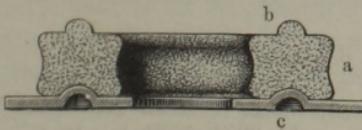
Fig. 280.



Die durchgehende Zugstange a (s. auch d. folg. Paragraphen), welche aus einzelnen durch Keilmuffen b gekuppelten Stücken besteht, ist durch die Feder f geführt, welche zwischen den beiden Scheiben c und d durch Keile e_1 und d_1 gespannt ist, die ihrerseits wieder in den festen Rahmenquerhölzern g und h ihre Widerlager finden. Es erhellt hieraus, wie eine auf die Stange a in der einen oder anderen Richtung ausgeübte Zugkraft eine Compression der Feder f zur Folge haben muß, indem zu dem Zwecke die Keillöcher der Keile e_1 und d_1 in der Zugstange a um das Federpiel nach innen verlängert sind.

Anstatt der Schneckenfedern sind in neuerer Zeit auch vielfach Gummifedern insbesondere für Buffer zur Anwendung gekommen, wofür sie sich wegen des nicht stetig, sondern nur vorübergehend wirkenden Druckes vorzüglich eignen. Diese Federn bestehen aus einzelnen ringförmigen Scheiben von vulcanisirtem Gummi, die, durch eiserne Zwischenplatten von einander getrennt, in größerer Anzahl (6 bis 8) in eine Bufferhülse eingelegt werden, so daß die central hindurchtretende Bufferstange auf sie in ähnlicher Weise

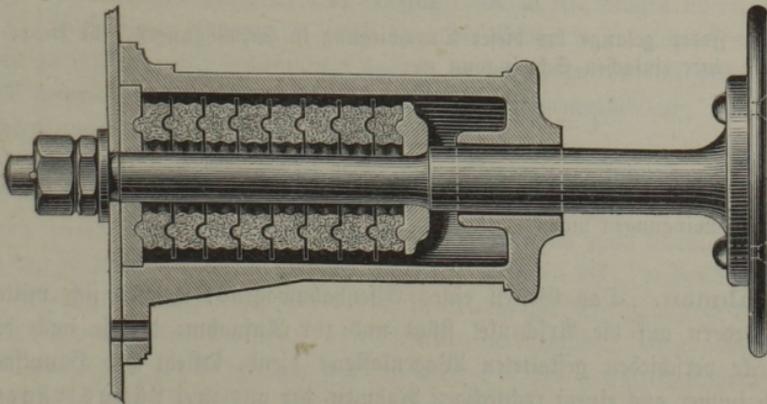
Fig. 281.



wirken kann, wie auf eine Baillie'sche Schneckenfeder. Besonders hat sich hierfür die Werder'sche Construction, Fig. 281, bewährt, bei welcher jede Gummischeibe a auf der einen Seite mit einem ringförmigen

Wulste b und auf der anderen mit einer entsprechenden Nille c versehen ist, denen entsprechend die eisernen Zwischenplatten geformt sind, um eine seit-

Fig. 282.



liche Verschiebung der Gummischeiben zu hindern. Die Einrichtung eines mit solcher Gummifeder versehenen Buffers dürfte aus Fig. 282 ohne

Weiteres klar sein. Auch Korkscheiben hat man anstatt der Gummiringe mit günstigem Erfolge verwendet.

In Bezug auf die sonst noch vorgeschlagenen und zur Verwendung gekommenen Federn, z. B. die Buchanan'schen Parallelfedern, die Adams'schen Bogenfedern, die Belleville'schen aus flachen Kegelscheiben bestehenden Federn u. a. muß auf die speciellen Werke über Eisenbahntechnik verwiesen werden.

Beispiel. Es sollen die Verhältnisse für die Feder eines Güterwagens bestimmt werden, deren ganze Länge 1,1 m beträgt, und auf welche im ruhenden Zustande eine Last von 72 Ctr. = 3600 kg übertragen wird.

Hier ist Q für jedes Federende gleich 1800 kg und die freie Länge jedes Federarmes, wenn die Federhülse etwa 0,1 m lang ist, gleich 0,5 m zu setzen. Nimmt man eine höchstens zulässige Anstrengung des Stahls im Zustande der Bewegung von $k = 60$ kg, also im Zustande der Ruhe von $\frac{8}{11} 60 = 43,63$ kg an, so erhält man die Breite b aller Lamellen bei einer Stärke des Stahls $h = 14$ mm durch

$$1800 \cdot 500 = \frac{1}{6} b \cdot 14 \cdot 14 \cdot \frac{8}{11} 60$$

zu

$$b = \frac{900000}{1425} = 632 \text{ mm.}$$

Setzt man die Feder aus acht Lamellen zusammen, so ist die Breite jeder derselben mit Berücksichtigung der Verschwächung in der Mitte durch den etwa 7 mm starken Stift zu $\frac{632}{8} + 7 = 86$ mm anzunehmen. Die Durchbiegung der Feder hat bei der größten Faserspannung $k = 60$ kg den Werth

$$f = \frac{k}{E} \frac{l^2}{h} = \frac{60}{25000} \frac{500^2}{14} = 43 \text{ mm.}$$

Die Feder gelangt bei dieser Durchbiegung in Schwingungen, für welche die Dauer einer einfachen Schwingung zu

$$t = \pi \sqrt{\frac{0,043}{9,81}} = 0,208 \text{ Secunden}$$

folgt, so daß die Feder in diesem Zustande in der Minute $\frac{60}{2 \cdot 0,208} = 144$ Doppelschwingungen macht.

§. 69. **Rahmen.** Das Gestell eines Eisenbahnwagens, welches sich mittelst der Federn auf die Achsenkel stützt und zur Aufnahme des je nach dem Zwecke verschieden gestalteten Wagenkastens dient, besteht der Hauptsache nach immer aus einem rechteckigen Rahmen, der aus zwei Längsträgern und zwei Kopf- oder Stoßschwellen gebildet ist, die durch eine entsprechende Anzahl von Querschwellen und Diagonalen hinreichend versteift sind, um den darauf einwirkenden Kräften zu widerstehen. An den Läng-

trägern sind die sogenannten Arhalter oder Argabeln befestigt, gabelförmige Theile aus Schmiedeeisen, deren verticale Zinken die Arbüchsen in einer entsprechenden Muth so zwischen sich fassen, daß der Büchse eine verticale Verschiebung zwischen den Schenkeln nach Maßgabe des Federspiels gestattet ist. Wie schon im vorigen Paragraphen angeführt, stützt sich für gewöhnlich die Feder mit ihrem mittleren Theile auf die Arbüchse, und da die Federgehänge ebenfalls an den Längsträgern befestigt sind, so wird das ganze Gewicht des Wagengestelles und Kastens durch die Federn in elastischer Art auf die Arbüchsen resp. Arschenkel übertragen. Bei den gewöhnlichen Erdtransportwagen und den Hunden für Bergwerksbetrieb, bei denen Federn meist nicht verwendet sind, werden die Arbüchsen direct an den Langträgern befestigt und fallen die Argabeln fort.

Der Wagenkasten wird entweder in starrer Weise direct mit dem Gestellrahmen verbunden, oder man schaltet zwischen dem Kasten und dem Rahmen bei Personewagen wohl besondere Federn ein, um die das Gestell treffenden Stöße zu mildern. Ueber diese Anordnung sowie über die Ausführung der Wagenkasten wird weiter unten gesprochen werden.

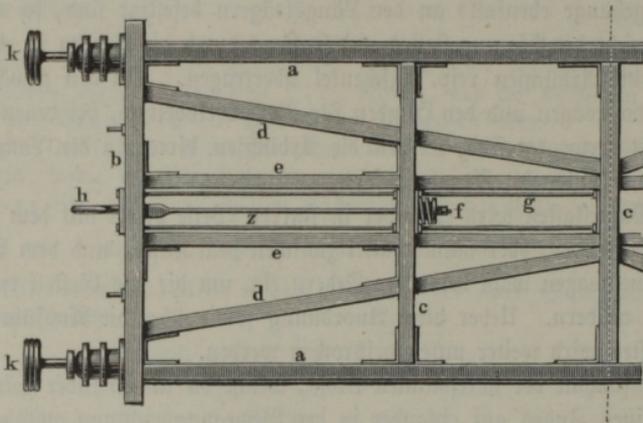
Zur Aufnahme der horizontalen Stöße, welche die an einander gekuppelten Wagen eines Zuges auf einander in der Bewegungsrichtung ausüben, sind die Kopfschwellen mit besonderen Prallapparaten, den Buffern, versehen, von deren Einrichtung schon im vorhergehenden Paragraphen gesprochen wurde. Bei den Erdtransportwagen pflegt man diese Buffer einfach durch die beiderseits über die Kopfschwellen verlängerten Längsträger zu bilden. Endlich ist jeder Wagen an beiden Enden mit einem Zugapparate zu versehen, welcher die Verbindung mit dem folgenden und dem vorausgehenden Wagen gestattet, und durch welchen die Zugkraft auf den Wagen übertragen wird. Auch dieser Zugapparat wird, um die Stöße beim plötzlichen Anziehen zu mildern, mit elastischen Organen versehen, wovon ebenfalls oben schon gesprochen wurde. Ueber die Art der Wagenverbindung soll ein Näheres unter „Kuppelungen“ angeführt werden.

Die Wagengestelle oder Rahmen wurden früher ganz allgemein aus Holz, und zwar möglichst trockenem gesundem Eichenholze gefertigt. Die Wandelbarkeit dieses Materials, welche nur schwierig dauernd gute Verbindungen und den so wichtigen Parallelismus der Axen erreichen läßt, verbunden mit den gesteigerten Holzpreisen und der Entwicklung der Eisenindustrie haben das Holz zum großen Theile aus den Gestellen verschwinden lassen. Wenigstens macht man die Langträger jetzt fast allgemein aus gewalzten Schmiedeeisenträgern von I oder □ förmigem Querschnitte. Auch für die Kopfschwellen, Querverbindungen und Diagonalen wird vielfach Schmiedeeisen von eben solchen Querschnitten verwendet, so daß die Wagengestelle gänzlich aus Schmiedeeisen bestehen, doch hat man, namentlich für Personewagen,

für die untergeordneten Theile vielfach das Holz beibehalten, weil ganz eiserne Gestelle einen harten für die Fahrenden unangenehmen Gang zeigten.

Ein hölzernes Wagengestell, wie es auf der Sächsischen Staatsbahn in Gebrauch ist, zeigt Fig. 283 im halben Grundrisse. Hier sind *a* die beiden

Fig. 283.



Längshölzer, *b* das eine Kopfholz, *cc* sind Querschwellen und *d* diagonale Streben, während *e* noch zwei Längshölzer und *g* schmiedeeiserne Anker sind. Die Zugstange *z* mit dem Zughaken *h* und der Gummifeder *f* ist aus der Figur deutlich, ebenso wie die beiden Buffer *k*.

Ein theilweise aus Eisen gebildeter Rahmen für vierrädrige Wagen der Cöln-Mindener Bahn ist durch Fig. 284 und Fig. 285 im Längsschnitte

Fig. 284.

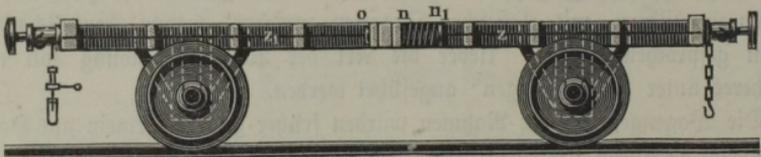
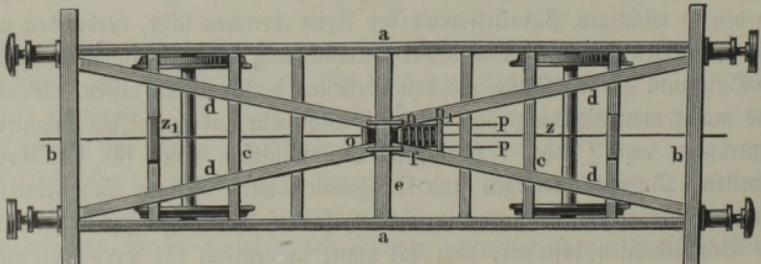
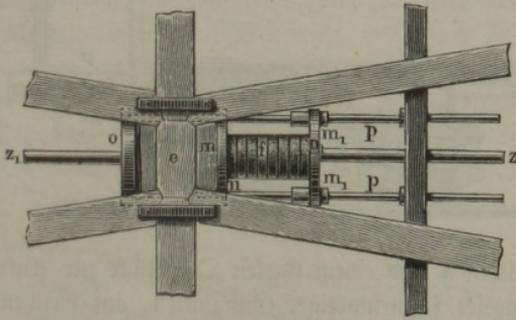


Fig. 285.



und Grundrisse veranschaulicht. Die Längsträger a sind hier aus Schmiedeeisen von Γ förmigem Querschnitt gemacht, während zu den Kopfschwellen b , Diagonalen d und Querstücken e Holz verwendet ist. Der Zugapparat, Fig. 286, besteht aus den beiden Stangen z und z_1 , von denen z mit ihrer

Fig. 286.



Mutter m beim Anzuge die Scheibe n ergreift, während z_1 mit der Scheibe o und den beiden Bolzen p verbunden ist, welche letzteren mittelst der Muttern m_1 gegen die Platte n_1 wirken. Die zwischen n und n_1 eingeschlossene Gummifeder f wird daher zusammengedrückt, ebenso wohl durch einen Zug der

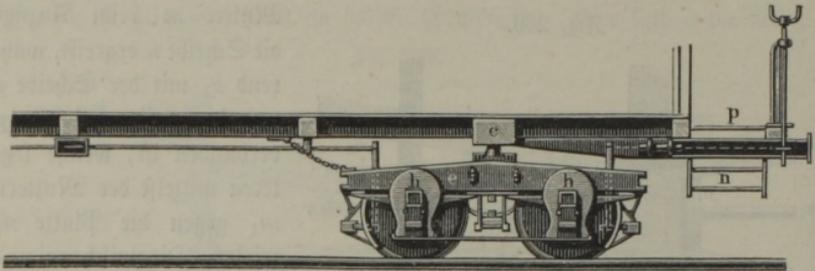
Stange z , wobei die Platte o in der Mittelschwelle e ihren Halt findet, wie auch durch den Zug der Stange z_1 , wobei die Scheibe n_1 gegen die Feder drückt, welche nun durch die Scheibe n sich gegen das Mittelholz stützt.

Aus den Figuren erkennt man auch die Anordnung der schmiedeeisernen Axhalter, deren Schenkel in Nuthen zu beiden Seiten der Axbüchse eintretend, derselben zwar eine Bewegung in verticaler Richtung gestatten, beim Anziehen des Gestelles aber die Büchse und damit die Axc zum Fortrollen zwingen. Da diese Axhalter gut in die Nuthen eingepaßt sind, so ist die Axc auch an einer seitlichen Bewegung, in der Richtung quer zur Bahn, gehindert, nur bei den Mittelaxen sechsrädriger Wagen giebt man den Schenkeln der Axhalter wohl etwas Spielraum in den Nuthen der Axbüchsen, um in Curven der Mittelaxe eine geringe Verschiebung nach ihrer Länge zu gestatten. Die Aufhängung der Tragfedern durch die Gehänge und die Federstützen dürfte nach dem Früheren klar sein. Eine zwischen den Federstützen an die Längsträger geschraubte Stütze dient nur zur Sicherheit gegen die Ueberlastung der Tragfedern, indem sie sich bei deren zu großer Durchbiegung direct auf die Axbüchse setzt.

In Fig. 287 und Fig. 288 (a. f. S.) ist ferner noch das Gestell eines amerikanischen Wagens zur Hälfte im Längsschnitt und Grundriß gezeichnet. Diese Wagen sind zufolge der eigenthümlichen dortigen Verhältnisse, welche auf möglichste Beschränkung der Baukosten, also Anwendung scharfer Krümmungen in den Bahnlagen hinweisen, mit je zwei vierrädrigen Untergestellen von kurzem Radstande versehen, welche nach Art der Drehgestelle der gewöhnlichen Straßenfuhrwerke um je einen verticalen Reibnagel drehbar gemacht sind. Das hölzerne Wagengestell läßt in e ein starkes Querholz erkennen,

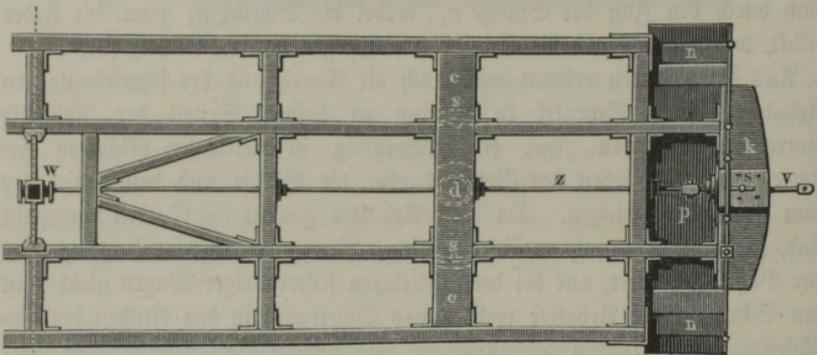
das bei *d* zur Aufnahme eines kräftigen Bolzens (Reibnagels) dient, welcher ebenso durch das Untergestell hindurchtritt. Letzteres besteht aus zwei kurzen

Fig. 287.



Seitenstücken *e* mit den Arthaltern *h* und einem starken Querstücke zur Aufnahme des Reibnagels und zweier segmentartiger $\frac{1}{2}$ Gußplatten, auf welchen

Fig. 288.



das Mittelstück *c* des Obergestelles mit entsprechenden Segmenten *s* in ähnlicher Weise ruht, wie der Lenkschemel der Landsfuhrwerke auf der Vorderaxe. Der Rahmen des Obergestelles tritt hier an jedem Ende über den Wagenkasten hinaus, um eine Plattform *p* zu bilden, deren Zugänglichkeit von beiden Seiten durch die Treppen *n* erreicht wird. Die starken Kopfhölzer *k* an jedem Ende sind abgerundet, um beim Durchlaufen von Curven das Anstoßen der Ecken zu vermeiden. Der ganzen Länge des Wagen gestelles nach geht eine Zugstange *z*, welche in der Mitte mit dem Wagen durch eine Blattfeder *w* verbunden ist, und welche an jedem Ende bei *s* mit einer Gabel versehen ist zur Aufnahme des Verbindungsgliedes *v* zweier Wagen. Ueber die Art dieser Verbindung siehe den folgenden Paragraphen.

Diese Wagen mit drehbaren Gestellen, bei welchen letzteren der Radstand nur gering ist, gestatten das Durchfahren von schärferen Curven, als die in Europa gebräuchlichen Wagen mit festgelagerten Axen. Inwiefern der Radstand hierbei von Einfluß ist, kann in folgender Art verdeutlicht werden.

Wenn ein Wagen mit festen Axen, deren horizontale Entfernung l sein möge, durch eine Bahnkrümmung zum Halbmesser ρ fährt, so sind die Umdrehungsebenen der Räder nicht mehr, wie in gerader Bahn, parallel mit den Schienen, sondern sie weichen von den letzteren um einen gewissen Winkel δ ab, welcher als der Winkel, welchen die Tangente des Kreises mit der Sehne von der Länge l bildet, bekanntlich durch die Gleichung

$$\sin \delta = \frac{l}{2\rho}$$

gegeben ist. In Folge dieser Abweichung hat jedes Rad ein Bestreben zum Entgleisen, und wenn dasselbe auch durch das Vorhandensein der Spurkränze verhindert wird, so tritt hierdurch doch eine starke Reibung der Spurkränze an den Schienenköpfen ein, in Folge deren in Krümmungen der Zugwiderstand der Locomotive wesentlich vergrößert wird, auch die Abnutzung der Spurkränze beträchtlich ausfällt. Diese Nachtheile treten um so stärker auf, je größer der Radstand l und je kleiner der Krümmungshalbmesser ρ ist. Besonders groß werden diese Uebelstände bei sechsrädrigen Fuhrwerken mit festen Axen, wo natürlich unter l die Entfernung der äußeren Axen zu verstehen ist. Außerdem hat man in diesem Falle die nothwendige Verschiebung der Mittelaxe gegen die Schienen zu berücksichtigen, welche gleich der Bogenhöhe

$$h = \frac{l^2}{8\rho}$$

ist, und welches Maß natürlich in der Radkranzbreite seine Grenze findet. Es ist daher zum Befahren scharfer Krümmungen geboten, den Radstand möglichst gering anzunehmen, und diese Rücksicht hat zur Anwendung der drehbaren Gestelle mit dicht neben einander liegenden Rädern bei den langen amerikanischen Wagen geführt.

Man hat auch noch in mannichfach anderer Weise die Eisenbahnwagen so zu construiren versucht, daß die Anwendung kleiner Krümmungshalbmesser dadurch ermöglicht ist, denn diese Möglichkeit ist für die Ermäßigung der Baukosten von Eisenbahnen von der größten Bedeutung. So ist z. B. bei dem *Arnoux*'schen Systeme, welches auf der 1,48 Meilen langen Bahn von Paris nach Seceaux zur Verwendung (1846) kam, die Einrichtung getroffen, daß jede einzelne Axe sich um einen festen Reibnagel in ihrer Mitte drehen kann, und es sind die sämmtlichen Axen mit einander so in Verbindung

gebracht, daß sie sich alle normal zur Bahncurve stellen müssen, sobald die erste Axc zu einer solchen Stellung veranlaßt wird.

Die von *Arnoux* gewählte Anordnung ist durch die Figuren 289 und 290 verdeutlicht. Damit sich hier die vorderste Axc *A*, Fig. 289, beim Eintritte

Fig. 289.

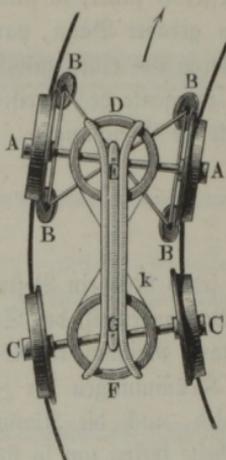
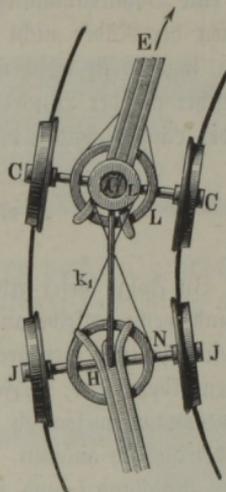


Fig. 290.



des Wagenzuges in eine Curve normal zu derselben stellt, also die Räder in den Tangentialebenen an die Schienen sich drehen, ist mit dieser Axc unterhalb ein Kreuz fest verbunden, dessen vier Arme die gegen den Horizont geneigten Rollen *B* tragen, welche sich von innen gegen die Schienen stemmen. In Folge dieser Anordnung stellt sich die Axc *A*, welche um den Reibnagel *E* drehbar ist, normal zu der Schienencurve. Damit auch die andere Axc *C* des Wagens, welche um den Reibnagel *G* drehbar ist, sich normal zur Curve stelle, sind die Axen *A* und *C* mit zwei gleich großen Scheiben *D* und *F* verbunden, über welche eine gekreuzte Kette *k* geführt ist. Die beiden Reibnägel *E* und *G* sind mit dem Wagengestelle in dem unveränderlichen Abstände $EG = l$ fest vereinigt. Wird nun beim Einfahren in eine Bahnkrümmung die Axc *A* durch die Leitrollen *B* aus der ursprünglich zu *EG* senkrechten Stellung um einen Winkel δ nach rechts gedreht, so muß durch die Wirkung der gekreuzten Kette *k* die Axc *C* sich um einen ebenso großen Winkel δ nach links drehen, woraus sich ergibt, daß auch diese Axc *C* sich normal zu der Curve, d. h. nach dem Krümmungsmittelpunkte hin gerichtet stellt. Jeder der beiden Winkel EGC und GEA hat die Größe $90^\circ - \delta$.

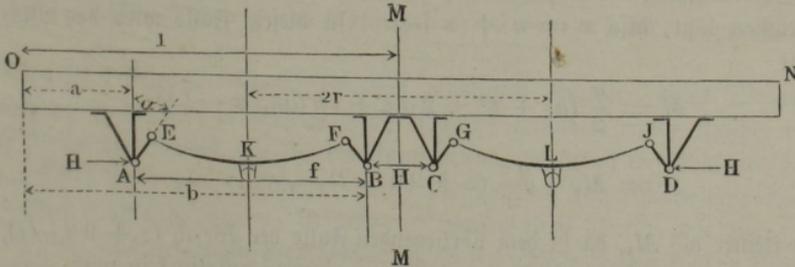
Um auch den Axen der folgenden Wagen eine solche normale Stellung zu ertheilen, ist der Reibnagel jeder hinteren Axc *C*, Fig. 290, eines voran-

gehenden Wagens mit dem Reibnagel der vorderen Ase J des folgenden Wagens durch eine Stange GH von ebenfalls der Länge l gekuppelt, und auf dieser Stange eine Kettscheibe L angebracht, von welcher die Kette k_1 nach einer auf der Ase J befestigten Scheibe N geführt ist. Beim Einfahren in die Curve nimmt die Kuppelstange GH die Stellung einer Sehne an, und es muß daher wegen der gleichen Abstände l der Reibnägel der Winkel HGC ebenfalls gleich $90^\circ - \delta$ sein. Folglich hat sich die Kuppelstange HG relativ gegen den Langbaum EG des vorhergehenden Wagens um den Winkel 2δ gedreht, und da die Scheibendurchmesser von L und N sich wie $1:2$ verhalten, so wird durch die Kette k_1 die Ase J um δ gegen HG verdreht. Der Winkel GHJ ist daher ebenfalls gleich $90^\circ - \delta$, d. h. auch die Ase J steht normal zur Bahncurve u. s. w.

Eine größere Verbreiterung hat dieses System wegen seiner Complicirtheit nicht gefunden, obwohl es Curven von sehr geringem Halbmesser (50 bis 60 m) gestattet. Auch sonst hat man noch vielfach versucht, das angestrebte Ziel durch geeignete Constructions zu erreichen, meistens dadurch, daß man den Achsbüchsen eine gewisse Drehbarkeit in ihren Führungen ertheilte, so daß die Axen in Folge der von den Schienen gegen die Spurkränze ausgeübten Drehkräfte sich in Curven von selbst radial stellen. Ein Weiteres hierüber wird bei Besprechung der Locomotiven angeführt werden.

Die Anstrengung eines Längsträgers ON , Fig. 291, durch die auf denselben als gleichmäßig vertheilt zu denkende Last Q hängt außer von der

Fig. 291.



ganzen Länge $2l = ON$ desselben und dem Radstande $2r = KL$ auch von der Art der Aufhängung der Federn EF und GJ ab, wie folgende Betrachtung lehrt. Sei $q = \frac{Q}{2l}$ die Belastung des Längsträgers pro Längeneinheit, so kommt bei symmetrischer Anordnung auf jedes Rad K und L ein Druck $\frac{Q}{2} = lq$, und es ist daher der Verticaldruck auf jede Federstütze A und B gleich $V = \frac{1}{2}lq$. Dieser Druck erzeugt in jedem Gehänge wie AE , das unter dem Winkel α gegen die Verticale gerichtet ist, einen Horizontalzug in der Richtung nach der Ase hin, gleich

$$H = V \tan \alpha = \frac{1}{2} l q \tan \alpha.$$

Bezeichnet nun $2r$ den Abstand KL , ferner f die horizontale Entfernung AB zweier Federstützen, und h den verticalen Abstand der Stützen unter der Mitte des Langträgers, so bestimmen sich für die verschiedenen Theile des letzteren die auf Biegung wirkenden Kraftmomente für irgend einen Punkt im Abstände x vom Ende durch:

$$(1) \quad M = q \frac{x^2}{2} \text{ für die Endstücke } OA \text{ und } ND,$$

$$(2) \quad M = q \frac{x^2}{2} + Hh - V(x-a) = \frac{q}{2} [x^2 + l \tan \alpha \cdot h - l(x-a)]$$

für die zwischen den Federstützen gelegenen Stücke AB und CD und

$$(3) \quad M = q \frac{x^2}{2} - V(x-a) - V(x-a-f) = \frac{q}{2} [x^2 - l(2x-2a-f)]$$

für das mittlere Trägerstück zwischen B und C .

Zunächst erhält man für $x = a$, d. h. für den Stützpunkt A aus Gleichung (2) das Moment

$$M_1 = \frac{q}{2} (a^2 + lh \tan \alpha).$$

Dieser Werth M_1 entspricht einem relativen Maximum des Momentes, denn in allen anderen Punkten der Strecke AB ist das Moment kleiner. Hiervon überzeugt man sich leicht, wenn man x um irgend eine Größe ε zunehmen läßt, also $x = a + \varepsilon$ setzt. In diesem Falle wird das Moment

$$\begin{aligned} M &= \frac{q}{2} (a^2 + \varepsilon^2 + 2a\varepsilon + lh \tan \alpha - l\varepsilon) \\ &= M_1 + \frac{q\varepsilon}{2} (\varepsilon + 2a - l), \end{aligned}$$

also kleiner als M_1 , da in dem vorliegenden Falle der Werth $(\varepsilon + 2a - l)$, in welchem ε höchstens gleich f werden kann, immer negativ sein wird.

Außerdem findet sich ein anderes relatives Maximum in der Strecke BC , wofür man aus (3) durch Differentiiren erhält

$$\frac{\partial M}{\partial x} = \frac{q}{2} (2x - 2l) = 0; \quad x = l.$$

Das zweite relative Maximum findet daher in der Mitte M des Trägers statt, und hat die Größe

$$M_2 = \frac{q}{2} [l^2 - l(2l - 2a - f)],$$

oder da $2l - 2a - f = KL = 2r$ gesetzt werden kann, so ist

$$M_2 = \frac{q}{2} l^2 - qlr.$$

Die relativ größten Momente finden daher über den äußeren Stützen A und D und in der Mitte M statt. Da nun die Längsträger gewalzt, also von prismatischer Form sind, das Trägheitsmoment des Querschnittes daher überall von gleicher Größe ist, so wird man eine möglichst vortheilhafte Construction erhalten, wenn man die Bruchmomente an den gedachten drei Stellen A , M und D von gleicher Größe macht. Man hat hierfür die Bedingung:

$$M_1 = M_2$$

oder

$$a^2 + lh \tan \alpha = l^2 - 2lr.$$

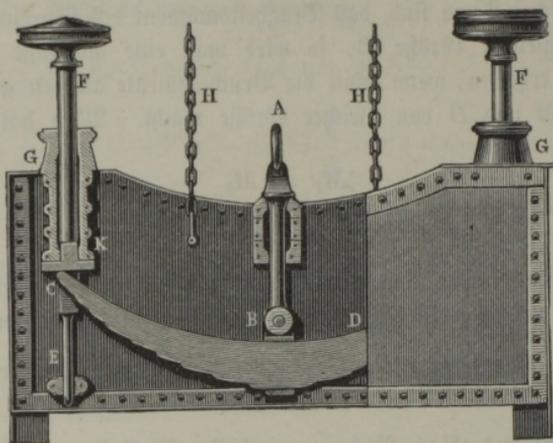
Um dieser Bedingung zu genügen, kann man bei einer gegebenen Länge l des Rahmens und gegebener Federlänge f den Radstand r bestimmen, indem man in obige Gleichung $a = l - r - \frac{f}{2}$ einsetzt und daraus r entwickelt.

Man erkennt aus obiger Rechnung auch den Einfluß von α , und ersieht, daß das Bruchmoment über den äußeren Stützen $M_1 = \frac{q}{2} (a^2 + lh \tan \alpha)$ um so größer wird, je größer α , d. h. je straffer die Federn gespannt sind. Für gewöhnliche Ausführungen pflegt man α zwischen 45° und 65° , also $\tan \alpha$ zwischen 1 und 2 und h etwa gleich $0,04l - 0,05l$ anzunehmen.

Kuppelungen. Damit bei dem plötzlichen Anziehen eines Wagens §. 70. durch die Locomotive der heftige Stoß möglichst gemildert werde, welcher für die Fahrenden sowohl wie für die Construction gefährlich werden kann, hat man schon früh die Zugstangen durch Einschaltung von Federn mit einer gewissen Elasticität begabt. Ursprünglich wandte man hierfür, wie auch für die Buffer, Blattfedern an, derart etwa, daß die Federhülse B , Fig. 292 (a. f. S.), einer Blattfeder mit der Stange des Zughakens A verbunden wurde, während die Enden der Blattfeder gegen die Bufferstangen EF wirkten. Doch führte man, nach Bekanntwerden der Schnecken- und Gummifedern, diese wegen ihrer bequemen Anordnung ziemlich allgemein hierfür ein, besonders die ersteren, da die Gummifedern weniger gut einem ununterbrochen wirkenden Drucke widerstehen. Die in den Figuren 283 bis 285 vorgeschriebenen Wagengestelle zeigen solche Anordnungen mit elastischen Zugstangen. In diesen Fällen sind die beiderseits an dem Wagen befindlichen Zugstangen von einander getrennt, indem in Fig. 283 die Zughaken überhaupt ganz isolirt und von einander unabhängig angebracht sind, während in Fig. 284 und

Fig. 285 die beiden Zugstangen z und z_1 nur durch die für beide gemeinsame Feder in einer gewissen Verbindung stehen, ohne daß aber ein Herausziehen z. B. der Stange z und damit verbundenes Zusammendrücken der Feder direct ein Mitfolgen der anderen Zugstange z_1 erzeugt. Eine solche An-

Fig. 292.



ordnung von durchbrochenen, d. h. von zwei mit einander nicht in directem Zusammenhange stehenden Zugstangen, hat zwar gewisse Vortheile, aber auch ihre Nachtheile. Die Vortheile bestehen darin, daß die Inanganzetzung eines Wagenzuges verhältnißmäßig leicht bewirkt wird, indem die Wagen nach einander ihre Bewegung empfangen, während bei einer starren Verbindung aller Wagen durch eine ununterbrochene Stange sämtliche Wagen in demselben Augenblicke gleichzeitig in Bewegung gesetzt werden müssen. Dagegen werden die Zugfedern bei dieser hier gedachten Anordnung ganz bedeutend in Anspruch genommen, besonders bei schweren Zügen und starken Steigungen. Die Anstrengung dieser Federn ist besonders für die vorderen Wagen groß, denn man erkennt leicht, daß jede Feder mit einer Kraft gespannt werden muß, welche dem Widerstande nicht nur ihres eigenen Wagens, sondern auch aller nachfolgenden zusammen gleichkommt. In Folge dessen kamen denn häufig übermäßige Anstrengungen und Beschädigungen der Zugfedern vor.

Man hat diesen Uebelstand zuerst in den Jahren 1848 und 1849 bei den starken Steigungen der Semmeringbahn dadurch umgangen, daß man alle Wagen mit einem ununterbrochen durchgehenden Gestänge versah, mit welchem jeder einzelne Wagen mittelst einer Zugfeder verbunden wurde. Es ist klar, daß vermöge dieser Anordnung jede Zugfeder nur durch den Widerstand des eigenen Wagens gespannt wird, indem auf jeden Wagen die Zug-

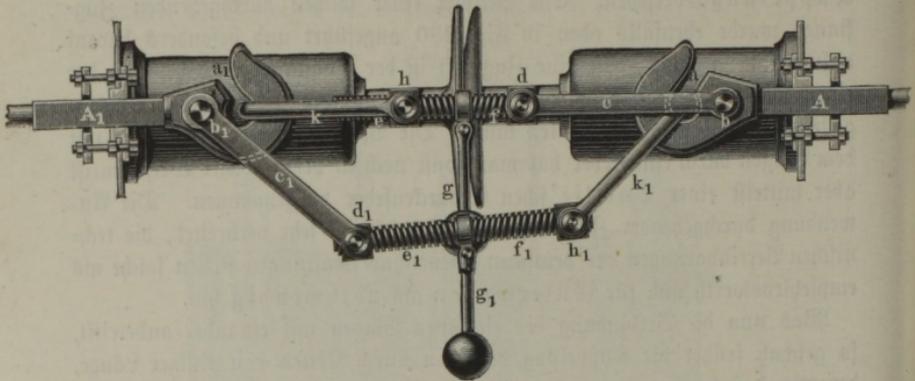
kraft direct von der Zugstange aus durch die betreffende Feder übertragen wird. Das Gestänge selbst ist natürlich zwischen je zwei Wagen mit der entsprechenden Vorrichtung zum Ein- und Auskuppeln, der sogenannten Kuppelung, versehen. Ein Beispiel einer solchen durchgehenden Zugstange wurde ebenfalls oben in Fig. 280 angeführt und besonders darauf aufmerksam gemacht, daß eine Zugkraft in der Zugstange sowohl nach der einen wie nach der anderen Richtung thätig, auf die fest mit dem Wagen gestellte verbundene Feder wirken muß. Die Verbindung der Zugstange mit dem Wagen durch eine Feder hat man sonst noch in verschiedener Weise, meist aber mittelst einer Baillie'schen Schneckenfeder vorgenommen. Die Anwendung durchgehender Zugstangen hat sich seitdem sehr verbreitet, die technischen Vereinbarungen der deutschen Eisenbahnverwaltungen stellen solche als empfehlenswerth und für Güterwagen als nothwendig hin.

Was nun die Verbindung der einzelnen Wagen mit einander anbetrifft, so geschah früher die Kuppelung derselben durch Ketten von einiger Länge, derartig, daß bei der Inangangsetzung eines Zuges die Wagen nicht sämmtlich zugleich, sondern einer nach dem anderen in Bewegung geriethen, wodurch zwar die Inangangsetzung der Züge erleichtert wurde, aber Stoszwirkungen im Augenblicke des Bewegungsanfangs unvermeidlich werden mußten, welche für die Fahrenden sehr lästig waren. Man verließ daher dieses System und wandte sich dem jetzt in Europa allgemein gebräuchlichen zu, bei welchem mittelst einer Schraubenkuppelung die Wagen so weit zusammengezogen werden, daß ihre Buffer mit mäßigem Drucke auf einander wirken. Hierdurch werden die gedachten Erschütterungen beim Inangangsetzen des Zuges nicht nur vermieden, sondern es wird auch ein ruhigerer Gang erzeugt. Dagegen muß der allerdings hiermit verbundene Nachtheil einer schwierigeren Inangangsetzung des Zuges mit in Kauf genommen werden.

Die vorgebachte Schraubenkuppelung, wie sie auf den deutschen Bahnen für Personenwagen ganz allgemein in Gebrauch ist (für Güterwagen benutzt man noch häufig die Verbindung mittelst doppelter Ketten), zeigen die Figuren 293 und 294 (a. f. S.). Hier endigt die Zugstange jedes Wagens an jedem Ende in einen Haken a , mit welchem durch den Bolzen b zwei Schienen c verbunden sind, deren andere Enden in ihren Augen die Zapfen einer Mutter d für die Spannschraube ef aufnehmen. Letztere, mit dem Arme g zum Umdrehen versehen, trägt auf f linkes und auf e rechtes Gewinde zur Aufnahme einer zweiten Mutter h , welche an ihren Zapfen den Bügel k trägt, der über den Haken a_1 des anderen Wagens gehängt wird. Nachdem dies geschehen, wird ein Zusammenspannen der Wagen durch Umdrehung der Schraube ef an dem Arme g so weit vorgenommen, daß die Buffer zur Berührung kommen. Auch an dem Haken a_1 ist eine eben solche Schraubenvorrichtung $b_1 c_1$ und k_1 , welche für gewöhnlich außer Thätigkeit

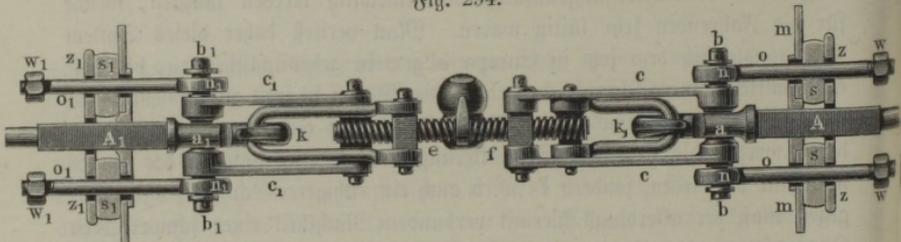
ist, und nur in dem Falle in Gebrauch genommen wird, daß die eine Kuppelung bricht. Außerdem sind neben jedem Hafen noch zwei Nothketten

Fig. 293.



angebracht, welche in Thätigkeit kommen sollen, sobald ein Brechen der Hauptkuppelung eintritt. Da die Wirksamkeit dieser Nothketten eine sehr

Fig. 294.



zweifelhafte ist, indem erfahrungsgemäß auch sie nach eingetretenem Reißen der Hauptkuppelung in der Regel durch den damit verbundenen Stoß zum Bruche gekommen sind, so ist man neuerdings der Frage näher getreten, wie diese Nothketten zu ersetzen sein möchten. In dieser Beziehung sind die Verbesserungen von Wichtigkeit, welche Uhlenhuth an der Schraubenkuppelung vorgenommen hat. Diese Verbesserungen betreffen zwei Punkte. Erstens wird die zweite, für gewöhnlich nicht zur Wirkung kommende Schraubenkuppelung ebenfalls, wie in den Figuren gezeigt ist, im nicht gespannten Zustande in den Hafen *a* eingehängt, so daß diese Kuppelung die Stelle der Nothketten im Falle eines Bruches der Hauptkuppelung wirksam ersetzt. Hierzu ist nur nöthig, den Zwischenraum zwischen den Schienen *c* und *c*₁ so weit zu halten, daß der Bügel *k*₁ resp. *k* dazwischen hindurchtreten kann, derart, daß beide Bügel gleichzeitig in ihre Hafen gehängt werden können. Die zweite Verbesserung von Uhlenhuth besteht in der Anbringung einer besonderen Fangvor-

richtung, welche dann zur Wirkung kommt, wenn die Zugstange *A* bricht. Zu dem Ende ist der durch den Haken *a* gehende Bolzen *b*, Fig. 294, welcher zur Aufnahme der Schraubenvorrichtung dient, beiderseits verlängert und tritt mit seinen Enden in die Augen *n* zweier Bolzen *o*, welche durch die Kopfschwelle *m* und die Gummischeiben *s* hindurchtreten und hinterhalb die Muttern *w* tragen. Es ist hiernach deutlich, wie bei einem Bruche der Zugstange *A* die beiden Fangbolzen *o* so weit heraus gezogen werden, bis die Muttern *w* auf die schmiedeeisernen Scheiben *z* schlagen, wobei der Stoß durch die Elasticität der Gummischeiben *s* aufgenommen wird. Diese einfachen Einrichtungen scheinen sich sehr gut zu bewähren.

Ein Hauptübelstand, welcher bisher der allgemeinen Einführung der Schraubenkuppelung auch für Güterwagen im Wege stand, lag in den häufigen Beschädigungen dieser Vorrichtungen bei dem Rangiren der Züge,

Fig. 295.

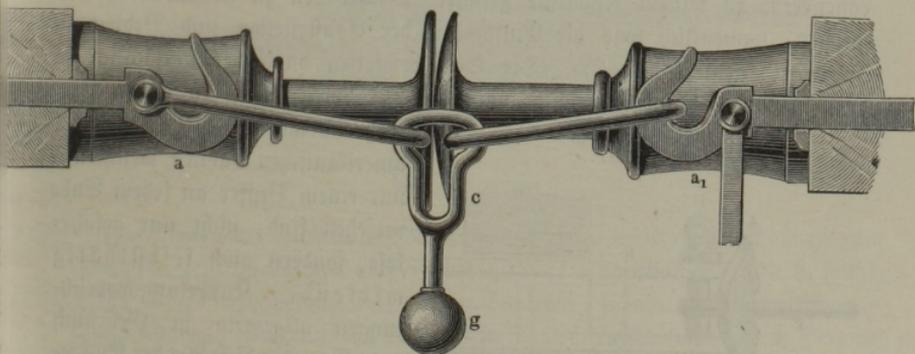
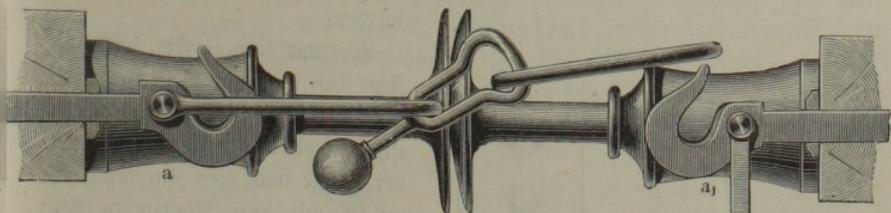


Fig. 296.



wobei wegen der Kürze der Zeit das Zusammenspannen häufig unterbleibt, und wobei man die Bügel so weit von einander entfernt hält, daß ein bequemes und rasches Einhängen in die Haken möglich ist. Die Folgen hiervon sind dann beim kräftigen Anziehen der Locomotive Stöße und Brüche der Schraubenspindeln. Diese Uebelstände zu vermeiden, dient die von Luschka angegebene Kuppelung, Fig. 295 und Fig. 296 *), welche durch Ein-

*) Aus Bechholdt, Studien über Transportmittel.

fachheit und Handlichkeit sich auszeichnet. Anstatt der Schraubenspindel dient hier zur Verbindung der beiden Bügel das Stück *c*, welches durch ein Gewicht *g* sich von selbst vertical stellt, sobald die Buffer gegen einander treffen, Fig. 295, während die Lösung durch einfaches Heben des Armes *g* geschehen kann, wie aus Fig. 296 ersichtlich ist.

Die vielfachen Unglücksfälle, welche beim Rangiren durch die Nothwendigkeit hervorgerufen worden sind, daß der betreffende Arbeiter zum An- und Auskuppeln der Wagen zwischen die Buffer treten muß, haben schon lange Zeit die Aufmerksamkeit der Eisenbahntechniker auf die Construction solcher Kuppelungsvorrichtungen gelenkt, bei welchen das Kuppeln erfolgen kann, ohne ein Zwischentreten des Ausführenden zwischen die Buffer nöthig zu machen. Diese Bemühungen haben aber bislang trotz der vor mehreren Jahren Seitens der deutschen Eisenbahnverwaltungen ausgeschriebenen Preisconcurränz zu keinem Apparate geführt, welcher den zu stellenden Bedingungen, namentlich was die Einfachheit der Construction und Bedienung anbetrifft, genügt hätte *). Die Schwierigkeiten dürften hauptsächlich in dem in Europa allgemein angenommenen Zweibuffersystem zu finden sein,

Fig. 297.

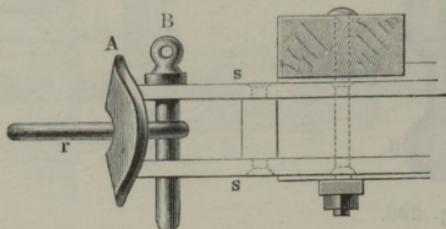
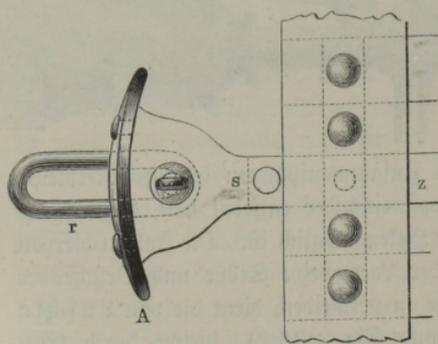


Fig. 298.



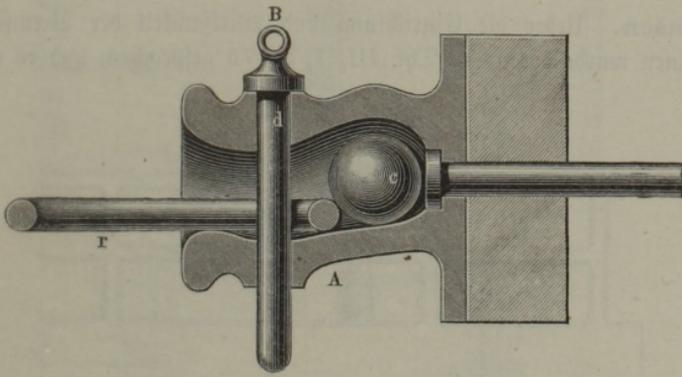
während man an den Wagen der amerikanischen Bahnen, welche mit nur einem Buffer an jedem Ende versehen sind, nicht nur gefahrlose, sondern auch selbstthätig wirkende Kuppelungsvorrichtungen allgemein in Gebrauch hat. Es möge diese Art der Kuppelung noch etwas näher besprochen werden.

Wie aus dem in Fig. 287 und Fig. 288 gezeichneten Gestelle der amerikanischen Wagen zu erkennen ist, geht durch den ganzen Wagen der Länge nach eine Zugstange *z*, welche mit dem Wagen in der Mitte elastisch verbunden an jedem Ende eine Gabel *s* zur Aufnahme des Kuppelungsgliedes trägt. Diese Gabel *s* ist in Fig. 297 und Fig. 298 näher dargestellt. Als Kuppelungsglied dient der Ring

*) S. darüber u. A. Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingenieure 1875.

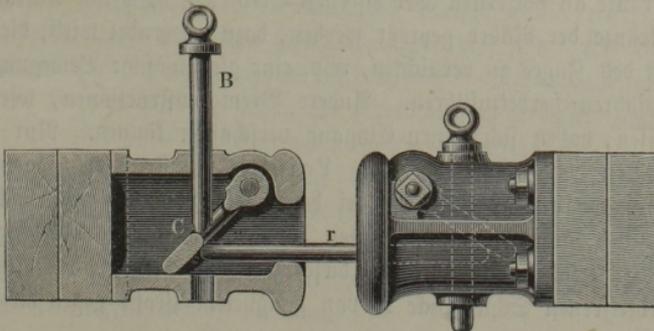
r, welcher mit dem benachbarten Wagen verbunden, beim Zusammenschieben der Wagen durch die als Bufferkopf dienende Platte *A* hindurch zwischen die Zinken *s* der Gabel tritt, worauf die Kuppelung einfach durch den Bolzen *B* bewirkt wird, welcher von dem auf der Plattform Stehenden von oben eingesteckt wird. Die Platte *A* ist mit der durchgehenden Zugstange *z* fest verbunden, und man ersieht hieraus, daß die steife Kuppelungsstange *s* ebensowohl als Zugstange wie als Buffer wirkt, indem die Feder *w* in Fig. 288 nach beiden Richtungen hin wirkt.

Fig. 299.



Wie schon oben bemerkt, wendet man auf den amerikanischen Bahnen zum Rangiren der Güterwagen auch selbstthätige Kuppelungen an, d. h. solche, welche eine Verkuppelung der Wagen bewirken, sobald die Bufferköpfe zusammenstoßen, während das Lostkuppeln von Menschenhand durch Herausziehen des Kuppelungsbolzens zu geschehen hat. Von den mancherlei Ausführungsarten dieser selbstthätigen Kuppelungen mögen hier nur zwei angedeutet werden. Die von T. C. England in Baltimore herrührende Kuppelung ist durch Fig. 299 dargestellt. Die gußeiserne Kugel *c* ruht für gewöhnlich in der muldenförmigen Vertiefung des Bufferkopfes *A*, und trägt

Fig. 300.

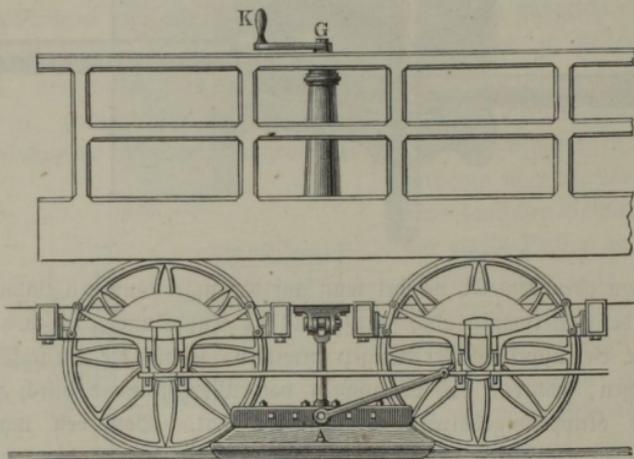


dabei den nach oben herausragenden Kuppelbolzen *B*. Wenn jedoch von dem zu kuppelnden Wagen der Ring *r* in den Bufferkopf eintritt, so wird die Kugel in die gezeichnete Lage zurückgedrängt, so daß der Bolzen *B* einfallen kann. Die Form des Bufferkopfes ist so gemacht, daß die Kugel im zurückgeschobenen Stande durch ihr Eigengewicht eine horizontale Stellung des Ringes *r* bewirkt.

Bei der selbstthätigen Kuppelung in Fig. 300 (a. v. S.) ist die Wirkung der Kugel durch den um einen Bolzen drehbaren Bügel *C* von leicht ersichtlicher Wirkungsart ersetzt.

§. 71. Bremsen. Ueber die Einrichtung und Wirksamkeit der Bremsen im Allgemeinen wurde bereits in Thl. III, 1, §. 175 gesprochen, und es mögen

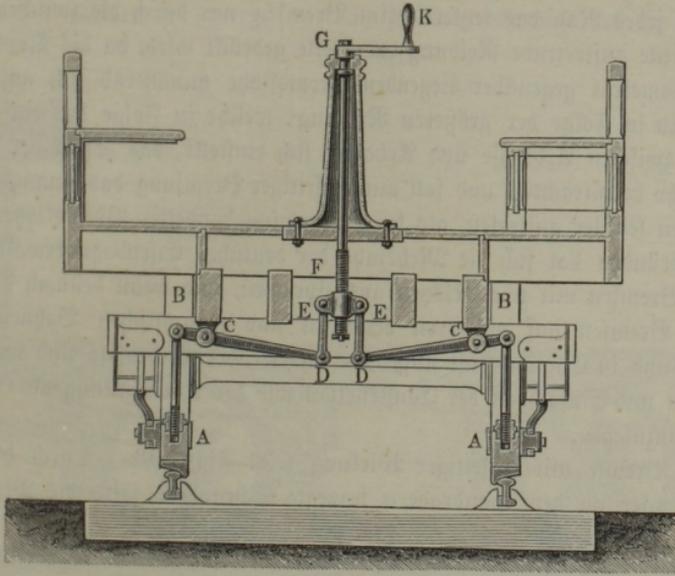
Fig. 301.



daher hier nur einige Angaben über die speciell an Eisenbahnwagen gebräuchlichen Bremsanordnungen hinzugefügt werden. Hierbei werden fast ausschließlich Backen- oder Klotzbremsen angewendet, derart, daß die Reibung der Spurkränze an hölzernen oder eisernen Bremsbacken, welche kräftig gegen die Spurkränze der Räder gepreßt werden, dazu verwendet wird, die lebendige Kraft des Zuges zu vernichten, resp. eine gleichmäßige Bewegung beim Thalwärtsfahren herbeizuführen. Andere Bremsconstructions, wie z. B. Bandbremsen, haben sich keinen Eingang verschaffen können. Nur in einzelnen Fällen hat man die von Laignel construirten sogenannten Schlittenbremsen angewendet, bei denen die Reibung von Schlittenstücken an den Schienen zum Bremsen benutzt wird. Wie aus Fig. 301 und Fig. 302 ersichtlich ist, wird bei dieser Art von Bremsen das Anpressen der schmiedeeisernen Schleifstücke *A* von geeignetem Profil gegen die Bahn-

schienen durch eine Schraube *F* bewirkt, deren Mutter *E* mittelst der Zugstangen *ED* die um *C* drehbaren Hebel bewegt, sobald die Schraube an der Kurbel *K* von dem Bremser gedreht wird. Der Druck, mit welchem diese Schlittenstücke gegen die Schienen gepreßt werden können, ist natürlich von dem Gewichte des Wagens abhängig, da mit einer Pressung der Schlitten eine ebenso große Entlastung des Wagengestelles verbunden ist. Die Brems-

Fig. 302.



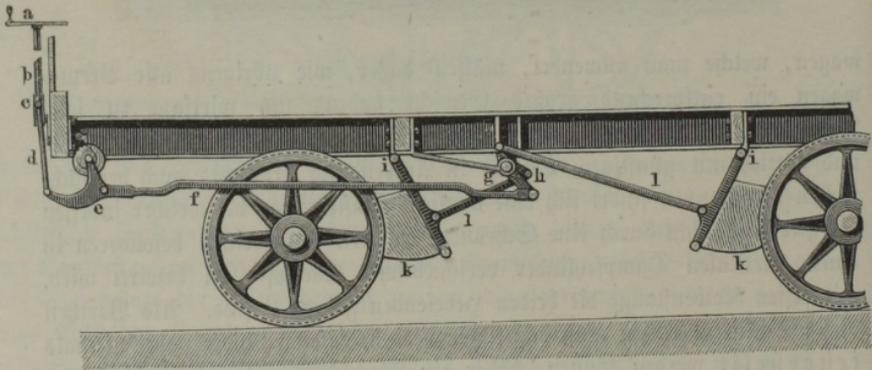
wagen, welche man anwendet, müssen daher, wie übrigens alle Bremswagen ein entsprechend großes Gewicht haben, um wirksam zu sein. Man hat derartige Bremswagen u. a. bei den schiefen Ebenen bei Nachen und Plättich mit günstigem Erfolge in Anwendung gebracht, auch bei sächsischen Locomotiven findet sich eine ähnliche Construction, bei welcher indessen die Pressung nicht durch eine Schraube, sondern durch einen besonderen in einem verticalen Dampfcylinder verschieblichen Dampfkolben bewirkt wird, mit dessen Kolbenstange die beiden Hebelenden gekuppelt sind. Als Vortheil dieser Schlittenbremsen muß angeführt werden, daß die Räder dabei niemals festgestellt werden können, daher ein Flachschleifen derselben nicht eintreten kann, was bei allen Backenbremsen ein Hauptübelstand ist. Dagegen erfordert die Schlittenbremse selbstredend in Weichen die äußerste Aufmerksamkeit, auch liegt wegen der stattfindenden Entlastung die Gefahr einer Entgleisung nahe; aus letzterem Grunde kann auch nicht das ganze Gewicht des Wagens zum Bremsen ausgenutzt werden. Häufigere Anwendung haben daher die Schlittenbremsen nicht gefunden.

Die Backenbremsen kann man zunächst, was die Wirkung der Bremsorgane oder Backen anbetrifft, unterscheiden in solche, bei welchen das zu bremsende Rad nur durch einen Bremskloß oder durch zwei gegenüber liegende Backen gepreßt wird.

Bei der ersten Construction mit nur einseitiger Bremsung wird die Ase beim Bremsen einem starken Seitendrucke ausgesetzt, welcher auf Verbiegung und Lockerung der Axhalter wirkt, während bei Anwendung zweier Bremsklöße für jedes Rad das letztere beim Bremsen nur durch die zwischen Rad und Schiene auftretende Reibung zur Seite gedrückt wird, da die Drucke der beiden diametral gegenüber liegenden Bremsklöße annähernd sich aufheben. Auch wird in Folge der größeren Reibung, welche in Folge des einseitigen Druckes zwischen Axbüchse und Axhalter sich einstellt, das Spiel der Tragfedern sehr beeinträchtigt und soll mit einseitiger Bremsung das unangenehme Schnarren leichter auftreten, als bei Anwendung doppelter Bremsklöße. Aus diesen Gründen hat sich die Mehrzahl der deutschen Eisenbahnverwaltungen für die Bremsen mit zwei Klößen ausgesprochen, und wenn dennoch die einseitigen Bremsen auf mehreren deutschen und französischen Bahnen noch vielfach, und in England fast allgemein angewendet werden, so sind wohl die Billigkeit und Einfachheit der Construction wie der Unterhaltung als Gründe hierfür anzusehen.

Eine Bremse mit einseitiger Wirkung zeigt Fig. 303. Durch die von dem Bremser an dem Handrade *a* bewegte Schraube *b* wird die Mutter *c*

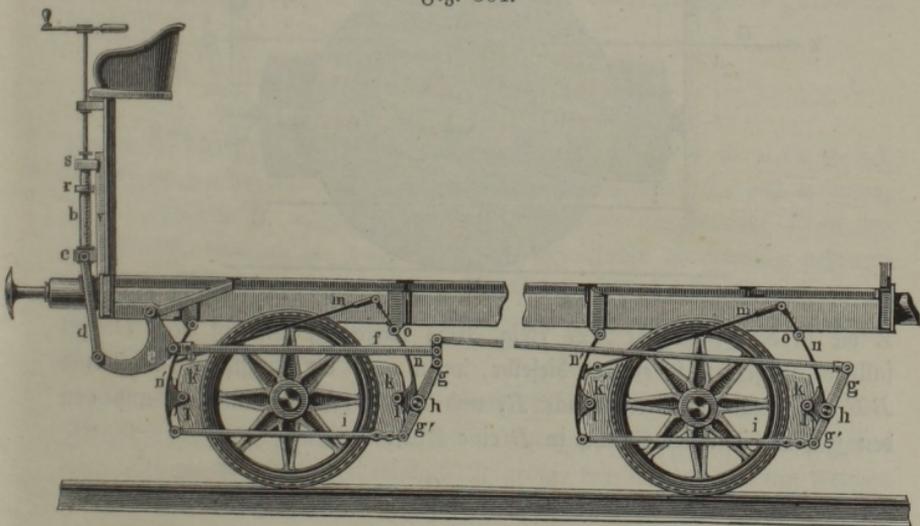
Fig. 303.



angezogen, an deren beide Zapfen die Schienen *d* angeschlossen sind, welche den Winkelhebel *e* bewegen. Wie durch die an den letzteren angeschlossene Zugstange *f* eine am Gestellrahmen aufgehängte Welle *g* gedreht wird, und wie dadurch vermittlest des doppelten Hebels *h* und der Druckstangen *l* ein Anpressen der in *i* aufgehängten Bremsklöße *k* bewirkt werden kann, ist aus der Figur ersichtlich.

In welcher Weise die Doppelbremsen wirken, ist aus Fig. 304 zu erkennen. Durch die auch bei anderen Constructionen übliche Schraube *b* mit Schienen *d* und Winkelhebel *e* wird hier eine Zugstange *f* bewegt, welche die beiden Hebel *g* auf den Wellen *h* ergreift. Diese Wellen, welche den Namen schwingende Wellen führen, sind hier nicht am Gestelle, sondern an den Bremsklößen selbst angebracht, und man ersieht aus dieser Anordnung, daß durch den Zug der Stange *f* nicht nur die Bremsklöße *k* gegen die Radkränze gepreßt werden, sondern in Folge der Hebelarme *g'*

Fig. 304.

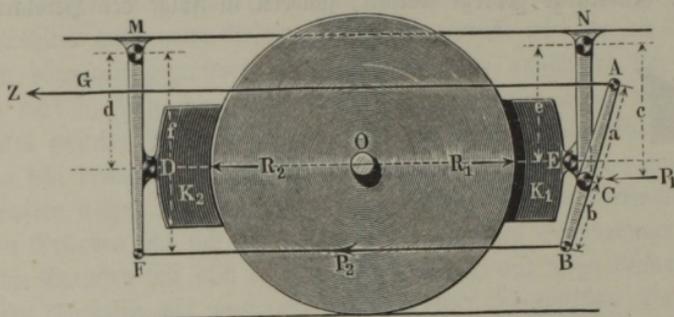


und der Stangen *i* gleichzeitig auch ein Andrücken der gegenüber liegenden Klöße *k'* geschieht. Die Anordnung der schwingenden Wellen *h* gewährt außer der größeren Einfachheit namentlich den Vortheil, daß auch bei ungleichmäßiger Abnutzung der Bremsklöße dieselben zum gleichzeitigen Anlegen gebracht werden können. Damit dieses letztere auch in den verschiedenen Höhenlagen leichter geschehe, in welche das Gestell in Folge des Spiels der Tragfedern kommt, sind hier die Bremsklöße *k* nicht fest mit den Bremsgehängen *n*, sondern mittelst der Scharniere *l* verbunden, so daß der Bremskloß die Fähigkeit erlangt, mit seiner Innenfläche sich an den Radumfang überall anzulegen. Die Bremsgehänge *n* sind hierbei federnd gemacht, so daß beim Lösen der Bremsse, d. h. beim Herunterschrauben der Mutter *c*, die Bremsklöße sich von den Radumfängen entfernen. Damit dies nun an beiden Klößen *k* und *k'* in gleichem Betrage geschehe, was von selbst deshalb nicht der Fall sein kann, weil die Klöße *k* wegen der auf ihren Rücken gelagerten schwingenden Wellen schwerer sind, als die Klöße *k'*, so hat man jedes Gehänge *n* noch über den Drehpunkt *o* hinaus verlängert

und durch die Stange m eine Verbindung mit dem gegenüber liegenden Gehänge n' bewirkt, so daß in Folge der so bewirkten Ausgleichung der Gewichte beide Bremsklöße gleichmäßig sich von den Rädern lösen und ein einseitiges schädliches Anschleifen verhütet wird.

Um die Druckkräfte zu ermitteln, mit welchen die Bremsklöße bei einer Doppelbremse mit schwingenden Wellen gegen das Rad gepreßt werden, sei

Fig. 305.



Z die in der Zugstange AG (Fig. 305) wirkende, auf ein Rad O entfallende Zugkraft, so erzeugt dieselbe, wenn man die Zugstangen AG und BF wie auch die Bremsdrücke R_1 und R_2 horizontal annimmt und von den Zapfenreibungen abieht, in B eine Kraft

$$P_2 = Z \frac{a}{b},$$

welche durch die Zugstange BF auf das Gehänge MF übertragen wird und den Bremskloß K_2 mit der Kraft

$$R_2 = P_2 \frac{f}{d} = Z \frac{a}{b} \frac{f}{d}$$

gegen das Rad preßt. Ferner wird die schwingende Welle C mit einer Kraft

$$P_1 = Z + P_2 = Z \left(1 + \frac{a}{b} \right) = Z \frac{a + b}{b}$$

gedrückt, woraus ein Bremsdruck für den Kloß K_1 sich ergibt

$$R_1 = P_1 \frac{c}{e} = Z \frac{a + b}{b} \frac{c}{e}.$$

Bezeichnet nun Q die auf das Rad O entfallende Belastung, φ den Reibungscoefficienten zwischen dem Radkranze und den Bremsklößen und φ_1 denjenigen zwischen dem Rade und der Schiene, so muß, um das Rad festzustellen

$$\varphi_1 Q = \varphi (R_1 + R_2) = \varphi \left(\frac{a}{b} \frac{f}{d} + \frac{a + b}{b} \frac{c}{e} \right) Z$$

sein.

Soll das Rad einem einseitigen Drucke nicht ausgesetzt sein, so hat man $R_1 = R_2$, d. h.

$$\frac{a + b}{b} \frac{c}{e} = \frac{a}{b} \frac{f}{d} = n$$

zu machen.

Wenn die Zugstange AG um eine gewisse Länge s angezogen wird, so hat man, wenn s_1 und s_2 die Bewegungen der Klöße K_1 und K_2 bedeuten, ebenfalls

$$s = s_1 \frac{a + b}{b} \frac{c}{e} + s_2 \frac{f}{d} \frac{a}{b},$$

und es ist, wenn $R_1 = R_2 = nZ$ gemacht wird, auch $s = n(s_1 + s_2)$. Es ist am vortheilhaftesten, die Bremsklöße so aufzuhängen, daß $s_1 = s_2$ ist. Die durch die Schraube an den Zugstangen auszuübende Kraft bestimmt sich natürlich zu $4Z$, wenn alle vier Räder gleichmäßig gebremst werden. In welcher Weise die zur Ausübung einer solchen Spannung an der Kurbel der Schraubenspindel erforderliche Umdrehungskraft zu ermitteln ist, wurde in §. 5 gezeigt.

Bei allen Bremsen ist, um Unglücksfälle thunlichst zu vermeiden, die Möglichkeit eines schnellen Anziehens von großer Wichtigkeit. Das Anziehen wird aber um so langsamer erfolgen, je größer der Abstand ist, um welchen die Bremsklöße im geöffneten Zustande von den Radreifen abstehen. Um daher diesen Abstand nicht über das zur Verhütung des Anstreichens erforderliche Maß (mindestens 6 mm) zu vergrößern, hat man bei den Bremsen in der Regel Sperrvorrichtungen, welche ein Deffnen der Bremse nur bis zu einem gewissen Maße gestatten. Eine vielfach angewendete Sperrvorrichtung besteht aus einer besonderen auf das Gewinde der Bremschraube b gesteckten Mutter s (Fig. 304), welche durch eine Führung v an der Drehung verhindert ist. Wenn daher zum Anziehen oder Lösen der Bremse die Schraube b gedreht wird, so steigt die Mutter s im ersten Falle empor, im letzteren herab. Dieses Herabsteigen kann aber nur so lange stattfinden, bis die Mutter gegen einen auf der Schraubenspindel b festen Bundring r trifft, in welchem Augenblicke jede weitere Drehung der Schraubenspindel sich verbietet. Man hat es hierdurch in seiner Gewalt, die Anzahl der auf Lösen der Bremse wirkenden Schraubendrehungen genau festzustellen. Natürlich hat man diese Sperrvorrichtung entsprechend der allmählig eintretenden Abnutzung der Bremsklöße zu reguliren und hat auch selbstthätig regulirende Sperrvorrichtungen ausgeführt.

In welcher Art die Wirkung der Bremsen im Allgemeinen zu beurtheilen ist, wurde bereits in III. 1 näher besprochen, es mögen hier nur noch einige, den speciell vorliegenden Fall betreffende Angaben gemacht werden. Wenn durch das Anziehen der Bremsbacken bei einer in Bewegung befindlichen Wagenaxe ein Gesamtdruck der Bremsbacken gleich R erzeugt wird, so setzt sich der Umdrehung dieser Axe ein Reibungswiderstand φR entgegen, wenn φ den Reibungscoefficienten zwischen Radumfang und Bremskloß bedeutet. Dabei rollen die Räder auf den Schienen, so lange dieser Widerstand unter dem Betrage $\varphi_1 Q$ verbleibt, wenn Q den Schiendruck der Axe und φ_1 den Coefficienten der gleitenden Reibung zwischen den Radkränzen und Schienen bedeutet. Sobald aber der Bremsdruck R so groß wird, daß φR den Werth $\varphi_1 Q$ übersteigt, so wird nicht mehr die Reibung an den Bremsbacken, sondern an den Schienen überwunden, die Räder sind festgestellt und schleifen auf den Schienen. Ein solcher Zustand ist immer mit den größten Uebelständen verknüpft, indem in Folge des Schleifens der Radkränze die letzteren sehr schnell flachgeschliffene Stellen erhalten, welche ein Abdrehen der Kränze nöthig machen und daher deren geringe Dauer zur Folge haben. Auch nimmt der Reibungscoefficient in Folge des Glattwerdens der Kränzstelle sehr schnell ab, so daß die Reibung der festgestellten Räder bedeutend kleiner ausfällt, als der Reibungswiderstand der Bremse für den Zustand des Rollens. Die hierüber angestellten Versuche haben unter anderem ergeben, daß bei einem Wagen von 250 Ctr. Bruttogewicht die Reibung beim Anziehen der Bremsen bis zu 60 Ctr. wuchs, so lange die Räder im Rollen verblieben; im Augenblicke des Feststellens aber auf 25 bis 30 Ctr. herabsank. Aus diesem Grunde ist es denn allgemeine Vorschrift für die Bremsen, die Räder nicht durch zu starkes Bremsen festzustellen, sondern nur die Rotationsgeschwindigkeit zu mäßigen. Trozdem läßt sich dieser Uebelstand des Feststellens kaum vermeiden, namentlich bei Glatteis, wofür der Reibungscoefficient φ_1 (an den Schienen) sehr klein ist, während φ (an den hölzernen Bremsklößen) unverändert bleibt. Deswegen hat man auch solche Anordnungen getroffen, bei denen der Bremsdruck überhaupt nur bis zu einer bestimmten Größe gesteigert werden kann, wohin z. B. die Construction von Wöhler gehört, bei welcher die Schraubenspindel mit einer der Tragsfedern so in Verbindung gebracht ist, daß erstere bei einer gewissen Bremskraft nachgibt, daß also die Maximalkraft, mit welcher die Bremsklöße angezogen werden können, von dem Gewichte des Wagens abhängt.

Für die Bremsklöße verwendet man größtentheils weiches Holz (Pappelholz), welches am besten mit den Hirnenden gegen die Radreifen gepreßt wird, doch hat man in neuerer Zeit vielfach Versuche mit eisernen Bremsklößen gemacht, über deren Vorzüge und Nachtheile die Ansichten indessen sehr verschieden sind.

Die im Vorstehenden angegebene Construction der Bremsklöße ist im Wesentlichen bei allen verschiedenen Bremsen dieselbe, und unterscheiden sich die letzteren hauptsächlich nur durch die Art und Weise, wie die Zugkraft in der Zugstange hervorgerufen wird. Da die Bewegung der Bremsen durch Menschenhand eine so schnelle Wirkung nicht erreichen läßt, wie sie zuweilen erforderlich ist, um Unglücksfälle zu vermeiden, so construirte man gar bald sogenannte schnellwirkende Bremsen, d. h. solche, bei denen das Anziehen der Bremsklöße durch Elementarkraft bewirkt wird und bei denen die Menschenhand allein die Inangangssetzung zu vermitteln hat. Schon in III. 1. §. 177 wurde angegeben, daß man sich zu diesem Zwecke sowohl der in einer Ase enthaltenen lebendigen Kraft wie auch der Spannung von vorher comprimirter Luft u. bedient hat. Auch erhobene Gewichte, welche im geeigneten Momente niederfallen, sowie gespannte Federn, welche behufs der Ausübung des Bremsdruckes ausgelöst werden, hat man hierbei verwendet. Ferner hat man zur Erzielung einer gleichzeitigen Bremswirkung sämmtliche in einem Wagenzuge befindlichen Bremsen derartig mit einander in Verbindung zu setzen gesucht, daß eine gleichzeitige Inangangssetzung derselben erfolgt. Solchen gekuppelten Bremsen hat man wohl den Namen von continuirlichen Bremsen gegeben. Endlich hat man, um auch die Inangangssetzung nicht von der Einwirkung der Menschenhand abhängig zu machen, die sogenannten selbstthätigen Bremsen construiert, d. h. solche, welche von selbst und ohne Zuthun des Zugpersonals zur Wirkung kommen, sobald ein Bremsen erforderlich ist. Die meisten Constructionen der letztgedachten Art bezwecken, das Bremsen einzuleiten, sobald die Buffer der einzelnen Wagen zusammengedrückt werden; einzelne veranlassen auch die Bremswirkung, sobald die Zughaken nicht mehr angespannt sind. Es werden daher in dem einen Falle die Bufferstangen, im anderen die Zugapparate mit der Einrückung der natürlich als Schnellbremsen construirten Apparate betraut. Ein näheres Eingehen auf die mancherlei in dieser Hinsicht gemachten Ausführungen und Vorschläge würde hier zu weit führen, es muß dieserhalb auf die speciellen Schriften über diesen Gegenstand verwiesen werden*).

Wagen. Die Wagen für Schienenbahnen unterscheiden sich von den §. 72.jenigen für gewöhnliche Straßen zunächst durch die stets zu einander parallel bleibenden Axen und die auf diesen befestigten Räder von gleicher Größe. Hierin stimmen fast alle Eisenbahnfahrzeuge überein, und die Verschiedenheit zwischen den mancherlei Wagen beruht hauptsächlich nur in der Form und Ausführung der Wagenkasten, je nach dem Zwecke der Fuhrwerke. Man hat

*) S. den Artikel von G. Meyer im Handbuche für specielle Eisenbahntechnik Bd. II, Cap. VII.

hiernach zunächst Personenwagen von Güterwagen zu unterscheiden, welche letzteren wieder in offene und bedeckte zerfallen, je nachdem die zu transportirenden Güter, wie Kohlen, Rohmaterialien zc., dem Einflusse des Wetters ausgesetzt werden dürfen oder nicht. Die Personenwagen unterscheiden sich von einander, außer durch die mehr oder minder elegante Ausstattung, hauptsächlich durch die verschiedene Anordnung der Plätze, namentlich dadurch, ob der Wagenraum in einzelne kleinere Abtheilungen oder Coupés getheilt ist, oder ohne Zwischenwände einen größeren Raum bildet. Auf diese Verhältnisse wird hier, als dem Zwecke dieses Werkes fern liegend, nicht näher eingegangen werden.

Die weitaus größte Zahl der Wagen ist mit zwei Axen, also 4 Rädern, versehen; für Güterwagen wird diese Bauart jetzt ganz allgemein festgehalten, und nur für Personenwagen findet man in Deutschland noch vielfach die sechsrädrigen Wagen, während man auch hierfür mehr und mehr zu dem System des vierrädrigen Wagens übergeht. Der Gründe, weshalb man insbesondere für Güterwagen dem zweiaxigen Systeme vor dem dreiaxigen den Vorzug giebt, sind mancherlei. Unter anderem ist die Erhaltung des Parallelismus der Axen, insbesondere bei hölzernen Gestellen, bei drei Axen viel schwieriger zu erzielen, als bei zweien, im ersteren Falle tritt auch viel eher eine ungleichmäßige Belastung der Axen ein als im letzteren. Zudem fallen die Widerstände sechsrädriger Wagen beim Durchfahren von Curven beträchtlich aus, und die Sicherheit gegen Stößwirkungen ist in einem Zuge vierrädriger Wagen wegen der größeren Anzahl elastischer Buffer größer, als in einem Zuge sechsrädriger Fahrzeuge von derselben Axenzahl. Außerdem sprechen noch mancherlei Rücksichten auf den internationalen Betrieb für die Anordnung vierrädriger Wagen.

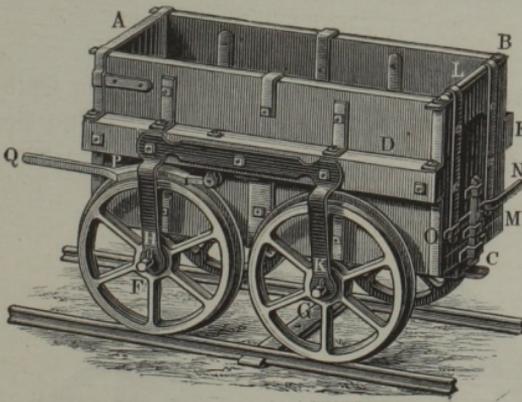
Eine Ausnahme hiervon machen die Wagen der amerikanischen Eisenbahnen, welche fast allgemein achträdrig sind, und zwar derart, daß jeder Wagen auf zwei drehbaren Gestellen ruht, von denen jedes mit zwei zu einander parallelen Axen in geringer Entfernung von einander versehen ist. Hierdurch erlangen diese Wagen die Fügllichkeit, ohne Schwierigkeiten die scharfen Krümmungen durchlaufen zu können, welche man unter den jenseits des Oceans maßgebenden Verhältnissen anzuwenden genöthigt ist.

Die einfachste Form zeigen die Materialtransportwagen, wie sie als Hilfsmittel bei Bauausführungen zum Transport von Erde, Kies u. s. w. angewandt werden, und wie sie schon vor der Entwicklung des Eisenbahnbetriebs auf Bergwerks- und Hüttenbahnen unter dem Namen *Sunde* gebraucht wurden. Diese Erd- und Kieswagen laufen entweder auf interimistischen schmalspurigen (0,6 bis 1 m Spurweite) Hilfsbahnen, oder bei Eisenbahnbauten auch wohl auf dem definitiven Geleise. In letzterem Falle stehen sie den zum eigentlichen Eisenbahnbetriebe dienenden offenen Güter-

wagen nahe und sind zur Schonung der Geleise mit Federn versehen. Die auf interimistischen schmalspurigen Bahnen gebrauchten Hilfswagen, welche in der Regel durch Arbeiter oder Pferde bewegt werden, haben meist keine, oder einfache aus Holz (s. Fig. 277) gefertigte Federn und unterscheiden sich von den eigentlichen Eisenbahnwagen insbesondere noch dadurch, daß die Axlager zwischen den Rädern angebracht sind. Meistens werden solche Wagen aus Holz gebaut, doch hat man neuerdings dafür auch eiserne Gestelle und Kasten zur Verwendung gebracht.

Einen Wagen, wie er beim Bergbau zur Berg- und Erzförderung gebraucht wird, zeigt Fig. 306. Der Radkasten *ABC* stützt sich hierbei mit

Fig. 306.



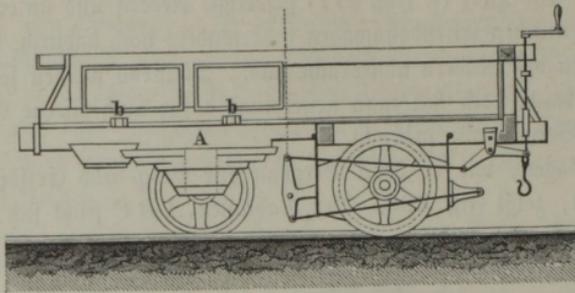
seinem Boden und durch die eisernen Stützen *H* und *K* auf die festen Axen *F* und *G*, auf denen hier die Räder lose drehbar sind. Das Entleeren geschieht hier an der End- oder Stirnseite, wenn die um die obere Ax *L* drehbare Hinterwand zurückgeschlagen wird, nachdem der Riegel *C* durch den Hebel *NO* geöffnet wurde. Die Bremse *P* wird mittelst des Hebels *Q* durch die Hand angepreßt.

Auch dürfte der gewöhnliche Erdtransportwagen mit Schraubenbremse deutlich sein, wie er in Fig. 307 (a. f. S.) zum Theil in der Ansicht, zum Theil im Längenschnitt dargestellt ist. Auf dem Gestellrahmen *A* ist durch niedrige Bordwände, von denen diejenigen an den Seiten zum bequemen Entleeren um Scharniere *b* niedergeklappt werden können, ein parallelepipedischer Kasten von etwa 1 cbm Inhalt gebildet. Die Spurweite beträgt hierbei 0,63 m und haben die gußeisernen Speichenräder 0,54 m Durchmesser. Das Gewicht eines solchen leeren Wagens beträgt 13 bis 15 Centner.

Um das Entladen der Erd- und Kiestransportwagen leicht und schnell bewirken zu können, führt man dieselben vielfach als sogenannte Rippwagen aus, indem man den Wagenkasten um eine auf dem Untergestelle befestigte

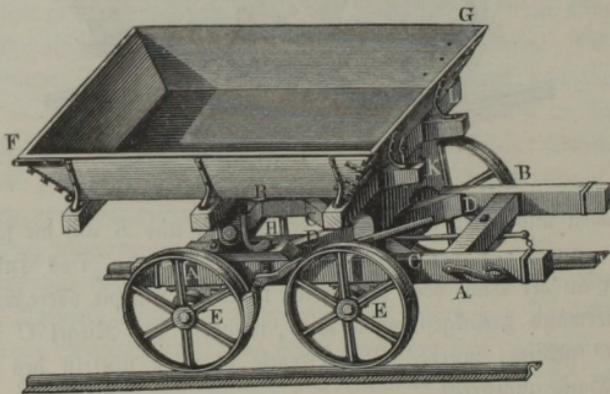
horizontale Ase drehbar macht. Je nachdem diese Drehaxe zu den Wagenaxen parallel oder senkrecht steht, unterscheidet man Vorkipper und Seiten-

Fig. 307.



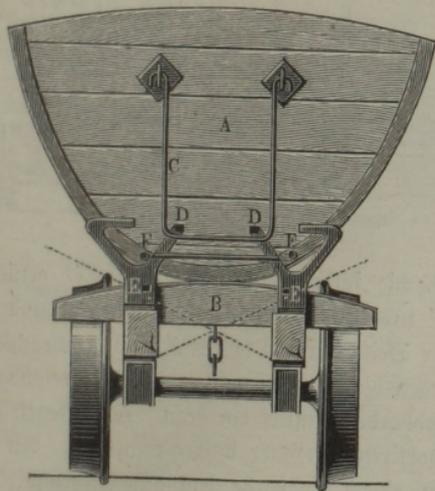
kipper, insofern die betreffende Lage der Drehaxe eine Entleerung an dem Stirnende oder zur Seite des Wagens veranlaßt. Einen Vorkipper erkennt man aus Fig. 308. Der pyramidale Kasten *FG* von etwa 2 cbm Inhalt

Fig. 308.



ist um zwei kräftige Scharniere *H*, welche auf dem Untergestelle *ABCD* befestigt sind, drehbar und stützt sich mit dem Querholze *L* auf die Schwelle *K* des Untergestells. Um ein Kippen während des Transportes zu vermeiden, ist *L* mit *K* mittelst einer Haspe und Klammer verbunden, nach deren Lösung das Kippen erfolgen kann. Man pflegt die Ladung so zu vertheilen, daß die Arbeiter etwa ein Uebergewicht von $\frac{1}{2}$ Centner heben müssen. Die Neigung des Kastens gegen den Horizont wird zu 35 bis 40° genommen, damit auf ein schnelles Abrutschen der Masse mit Sicherheit zu rechnen ist, namentlich erfordert die Verstärkung eines thonigen Materials eine steile Lage des Kastenbodens.

Bei den Seitenkippern ist der Wagenkasten unterhalb mit einer Längsaxe versehen, deren beide Endzapfen in einfachen auf dem Untergestelle befestigten Stützen drehbar sind. Einen eigenthümlichen zum Kippen nach beiden Seiten eingerichteten Apparat bildet die sogenannte Kippmulde, Fig. 309, bei welcher der muldenförmige Kasten *A* nicht um Zapfen schwingt, sondern auf drei Querhölzern *B* des Untergestells wiegenartig sich wälzt. Die Mulde *A* ist hierzu in der Mitte und an beiden Enden, wo die Unterlagen *B* angebracht sind, mit Eisenreifen versehen, und es ist ein Kippen nach jeder Seite ermöglicht. Bei dieser Anordnung erreicht man bei geringer Höhe der Construction ein bequemes Verstärzen, indem der Stützpunkt der Mulde beim Kippen aus der Wagenmitte nach außen



rückt und hierdurch ein größerer Stürzwinkel erreicht wird. Um das selbstthätige Kippen beim Transport zu verhindern, dient an jedem Muldenende ein Bügel *C*, welcher über die am Untergestelle festen Haken *D* der eisernen Ständer *E* greift. Nach Aushakung des Bügels *C* wird der Mulde ein kräftiger Stoß ertheilt, wodurch die Wälzung auf den Unterlagen *B* so weit erfolgt, bis die starken Stifte *F* in den dazu geeignet geformten Ständern *E* sich fangen. Man hat auch solche Transportwagen ausgeführt, welche je nach Bedarf als Seitenkipper und als Vorkipper benutzt werden können, indem man den zum Kippen eingerichteten Wagenkasten mit einer horizontalen Scheibe auf einer ebensolchen Scheibe des Untergestells in ähnlicher Weise wie den Drehschemel der Straßenfuhrwerke drehbar gemacht hat. Derartige Constructionen werden indessen nur in seltenen Fällen Verwendung finden.

Die bisher besprochenen Wagen werden meistens durch Pferde bewegt, nur bei großen Bauausführungen bedient man sich besonderer einfacher Locomotiven. Was die Wagen für den eigentlichen Eisenbahnbetrieb mit Locomotiven anbetrifft, so kann man den in Fig. 310 und 311 (a. f. S.) dargestellten Kohlenwagen der Hannoverschen Eisenbahn als Typus der offenen Güterwagen ansehen.

Das ganz aus Eisen gebildete Untergestell mit den Axhaltern *H*, den Federstützen *D* und den Buffern *B* bedarf nach dem Früheren keiner weiteren

Erklärung, ebenso ist die durchgehende Zugstange *Z* mit den Zughaken *z* und der Gummifeder *G* deutlich. Zur Bildung des Wagenkastens sind

Fig. 310.

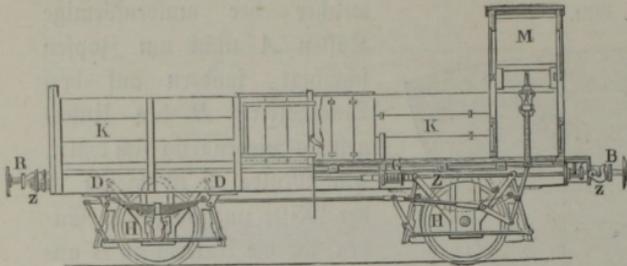
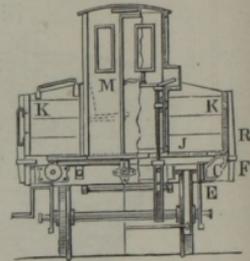


Fig. 311.

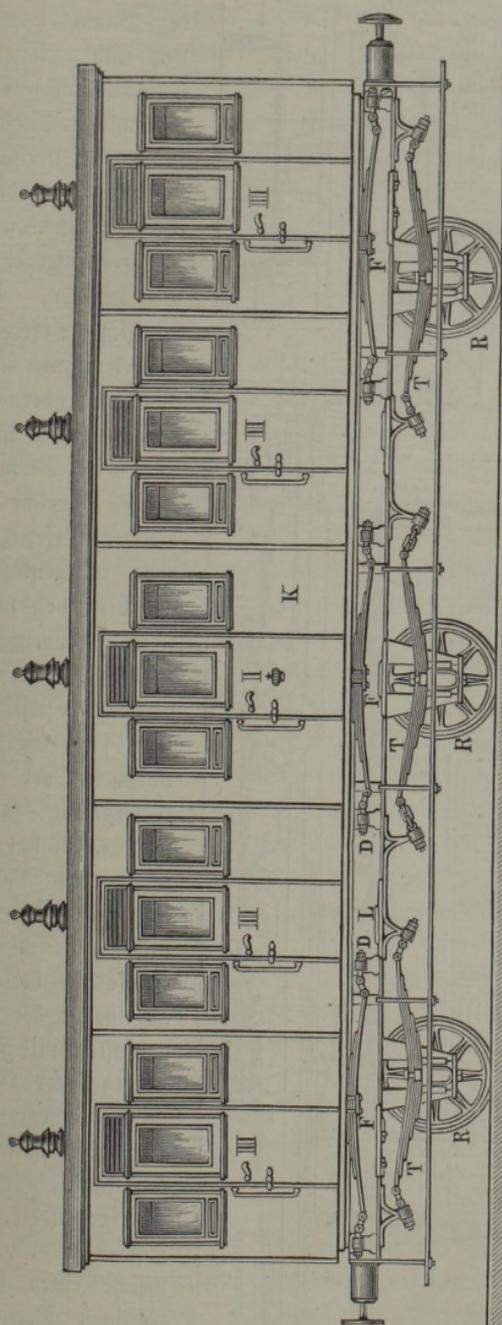


beiderseits an die Längsträger *E* die schmiedeeisernen Console *C* genietet, welche die beiden Seitenträger *F* zur Unterstützung des Bodens *J* und der Rungen *R* tragen. Die auf jeder Seite durch Doppelthüren unterbrochenen hölzernen Seitenbords *K* sind gegen die Rungen geschraubt, die kreisbogenförmige obere Begrenzung der Endbords gestattet ein bequemes Auflegen von losen Decken, wenn die zu transportirenden Güter solches erfordern. An den Bremswagen findet sich an dem einem Endborte das aus Eichenholz bestehende Bremsenhäuschen *M* mit Bremsersitz; die Bremse selbst ist aus dem Früheren deutlich.

Wie schon erwähnt, baut man die Güterwagen jetzt fast allgemein als vierrädrige und wendet neuerdings auch Eisen zur Construction des Kastens an, da mit diesem Materiale ein verhältnißmäßig geringeres Eigengewicht des Wagens sich erzielen läßt, als bei der Anwendung von Holz. Beim Gütertransporte spielt aber gerade das Eigengewicht eine besondere Rolle, da dasselbe als sogenannte todte Last mit der Nutzbelastung bewegt werden muß, die Transportkosten daher um so höher ausfallen müssen, je größer das Eigengewicht des Wagens ist. Die Maximalbelastung eines vierrädrigen Güterwagens beträgt gemeinhin 200 Ctr., und kann das Eigengewicht eines ganz eisernen Wagens ohne Bremse aber incl. der Axen und Räder etwa zu 100 Ctr. und eines solchen mit hölzernem Kasten zu 110 Ctr. angenommen werden. Jede Axe wiegt etwa 17 Ctr., und es kommt daher auf jede Axe außer ihrem Eigengewichte eine Gesamtbelastung von ungefähr 140 Ctr. Den Radstand nimmt man nicht über 4 m, meistens zu 3,66 m, an, geht damit aber bis auf 2,88 m herab, für welche Radstände der Wagenkasten etwa eine lichte Länge von 6,28 bzw. 5,17 m erhalten kann. Hinsichtlich der Breite und Höhe der Wagen ist das für Eisenbahnen vorgeschriebene Normalprofil maßgebend.

Von den offenen unterscheiden sich die bedeckten Güterwagen wesent-

Fig. 312.



lich nur durch die Zugabe eines Daches, und es dienen diese Wagen hauptsächlich für solche Kaufmannsgüter, welche vor der Witterung geschützt werden, auch wohl wegen der zollamtlichen Controle unter Verschluss gehalten werden müssen. Hierher gehören zunächst die Gepäc- und Postwagen, ferner die Wagen zum Transport von Vieh, die sogenannten Stallwagen u. s. w.

Bedeckte Güterwagen findet man vielfach als sechsradrige ausgeführt, namentlich wegen des ruhigeren Ganges und der vermeintlich größeren Sicherheit derselben, doch wendet man sich in Anbetracht der mancherlei anderen Nachtheile derselben in neuerer Zeit auch hierfür mehr dem vierrädri-gen Systeme zu.

Die letztere Bemerkung gilt auch für die Personenwagen, welche sich von den bisher be-

Fig. 314.

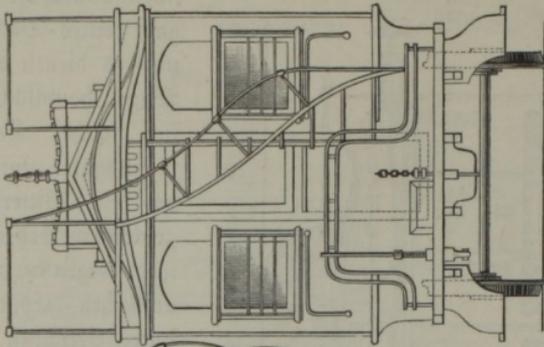
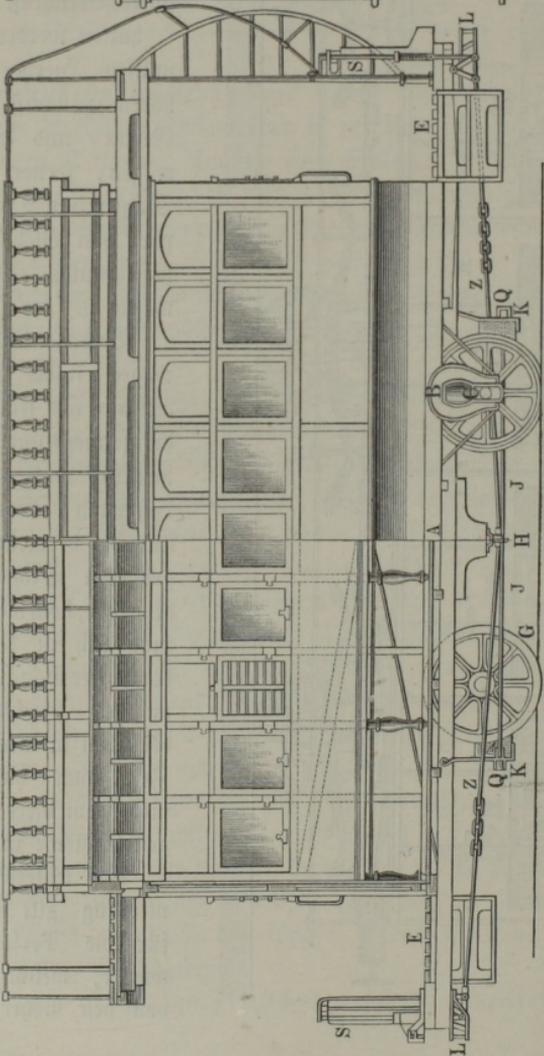


Fig. 313.



sprochenen Wagen in der Bauart wesentlich nicht, sondern hauptsächlich nur in der inneren Ausstattung und vielfach auch in der Verbindung des Wagenkastens mit dem Untergestelle unterscheiden. Um nämlich die trotz der Federn immer noch von den Rädern auf den Rahmen übertragenen Stosswirkungen, welche bei directer Befestigung des Wagenkastens auf denselben ungeschwächt übergehen, zu mäßigen, hat man vielfach elastische Zwischenmittel zwischen Ober- und Untergestell angewendet. So hat man z. B. jeden Längsträger des Rahmens mit einer Anzahl Consolen versehen, auf welche der Wagenkasten mit Hilfe untergelegter Gummifedern von der Art der Bufferfedern sich stützt.

Eine andere, aus Fig. 312 a. v. S., welche einen sechs-rädrigen Personenwagen der Hanno-

verschen Bahn darstellt, ersichtliche Construction besteht in der von Reifert herrührenden Anwendung von Doppelfedern.

Wie man hieraus erkennt, ist dabei der Wagenkasten *K* auf jedem der Längsträger *L* des eisernen Untergestelles mit Hülfe von drei Federn *F* aufgehängt, deren Federstützen *D* an dem Längsträger *L* befestigt sind. Die von den Rädern *R* durch die Tragsfedern *T* auf den Rahmen übertragenen Stöße werden durch diese Federn *F* so bedeutend gemildert, daß das Schreiben auf fester Unterlage den im Wagen Fahrenden ermöglicht wird, ein Umstand von besonderer Wichtigkeit für Postwagen. Auch werden durch dieses Doppelfeder-system die unangenehmen lärmenden Erschütterungen beim Bremsen gänzlich beseitigt. Um übrigens die Schwingungen des Kastens einzuschränken, sind von Reifert noch die sogenannten Schwungarretten angebracht, d. h. vier in den Ecken des Untergestells an Gummifedern angebrachte starke Riemen, welche an den vier Ecken des Wagenkastens von unten angreifen, um dessen zu starke Schwingungen zu mäßigen.

Eine Beschreibung der inneren Einrichtung der verschiedenen Personenwagen liegt unserem Zwecke fern, und es möge nur noch der Einrichtung eines Straßenbahnwagens gedacht werden. In den Figuren 313 u. 314 ist ein geschlossener Omnibus der Stuttgart-Cannstadter Pferdebahn dargestellt. Das hölzerne Untergestell *A* umfaßt hier mit den eisernen Argabeln *B* die Achsbüchsen *C*, auf welche es den Druck mittelst mehrerer als Federn dienender Gummicylinder überträgt. Zu jeder Seite des Wagenkastens verlängert sich das Untergestell zur Bildung einer Plattform *E*, von welcher an jedem Wagenende eine eiserne Wendeltreppe auf das ebenfalls mit Sitzplätzen ausgerüstete Verdeck führt. Von den mit gußeisernen Naben und Stahlbandagen versehenen Rädern *G* ist auf jeder Achse das eine festgekeilt, das andere zum bequemeren Durchfahren der scharfen Curven lose drehbar auf die Achse gesetzt. Auf jeder Plattform kann das Anziehen der Badenbremse *K* mittelst einer Bremsspindel *S* geschehen, zu welchem Zwecke die Zugstange *Z* jederseits an einem unter der Wagenmitte drehbar angebrachten gleicharmigen Hebel *H* angreift, von welchem aus die Gestänge *J* nach den die Bremsklöße tragenden Querhölzern *Q* gehen. Um den Wagen am Ende der Bahn nicht drehen zu müssen, ist an jeder Plattform die Gabel *L* zur Befestigung der Deichsel vorgesehen, an welcher die Wage zum Anspannen der beiden Pferde mit Hülfe einer Gummizwischenlage in elastischer Weise angebracht ist.

Locomotiven im Allgemeinen. Auf allen Eisenbahnen mit nur §. 73. einigermaßen lebhaftem Güter- und Personenverkehr wendet man die Dampfkraft zur Bewegung der Wagen an, und zwar, weil man hierdurch größere mechanische Effecte mit geringen Kosten, sowie auch beträchtliche Geschwindig-

keiten zu erzeugen vermag. Es ist ohne Weiteres klar, daß nur die Anwendung einer Elementarkraft, wie die des Dampfes es ist, eine Steigerung der Geschwindigkeit über diejenige des Trabes der Pferde ermöglicht.

Die Verwendung der Dampfkraft zum Zwecke der Transportirung von Wagen auf Eisenbahnen kann nun eine zweifache sein, je nachdem die Dampfmaschine eine stationäre ist, d. h. an bestimmter Stelle feststeht, oder eine locomobile, welche selbst an der beabsichtigten Transportbewegung Theil nimmt. Der erstere Fall der Anwendung einer stationären Dampfmaschine findet nur eine seltene Anwendung in ganz bestimmten Fällen, hauptsächlich bei der Bewegung der Wagen auf stark geneigten Bahnstrecken. In diesen Fällen erfolgt, mit Ausnahme der pneumatischen Beförderung (s. unten), die Bewegung mit Hilfe eines Drahtseiles, welches durch Aufwicklung auf eine von der Dampfmaschine gedrehte Scheibe oder Trommel den am Ende des Seiles angehängten Wagenzug anzieht. Diese Anordnungen, welche ihrer Natur nach immer nur für kurze Strecken Anwendung finden und, wie schon bemerkt worden, fast nur bei starken Steigungen eingerichtet werden, stimmen im Wesentlichen mit den im ersten Capitel, §. 14, besprochenen geneigten Aufzügen überein, mit welchen sie auch insofern Gemeinschaft haben, als bei dieser Bewegung von Massen der Hauptwiderstand nicht sowohl durch die Bahnhindernisse, als vielmehr durch die zur Verticalförderung nöthige Arbeit repräsentirt wird.

Viel häufigere und mit wenigen Ausnahmen allgemeine Verwendung zum Eisenbahntransport finden die beweglichen Dampfmaschinen, welche hier, wo die Fortbewegung ihr einziger Zweck ist, Locomotiven heißen, während man unter Locomobilen solche Dampfmaschinen versteht, welche leicht, etwa auch mittelst der unter ihnen angebrachten Räder von einem Orte nach einem anderen transportirt werden können, welche aber während ihres Betriebes die eingenommene Aufstellung beibehalten und deshalb wie stationäre Maschinen zu beurtheilen sind. Es handelt sich hier daher nur um die Betrachtung der Locomotiven, und zwar speciell derjenigen Verhältnisse derselben, welche den Locomotiven vermöge ihrer Beweglichkeit eigen sind, da in Bezug auf die allgemeinen, für alle Dampfmaschinen überhaupt geltenden Verhältnisse auf den ausführlichen Abschnitt in Theil II verwiesen werden muß.

Nach dem Vorstehenden läßt sich eine Locomotive als eine Dampfmaschine charakterisiren, die sammt ihrem Dampfkessel auf einem Wagengestelle angebracht ist, welches ebenso wie die eigentlichen zu transportirenden Wagen auf der Eisenbahn läuft. Die Dampfmaschine ist dabei immer als doppelwirkende, zweicylindrige Hochdruckdampfmaschine ausgeführt, deren beide Plekerstangen an zwei unter 90° gegen einander geneigten Kurbeln angreifen, welche fast immer direct auf einer der Wagenaxen, Triebabse, angebracht sind. Nur in seltenen Fällen hat man die Bewegung auf die Triebabse mittelst

einer Zwischenwelle oder sogenannten Blindaxe übertragen. Zwei Cylinder wendet man an, um in jeder Stellung, unbekümmert um die Todtlagen der Kurbel, das Umsteuern vornehmen zu können. Daß man Condensation nicht anwenden kann, ergibt sich von selbst aus der Unthunlichkeit, das hierzu erforderliche große Quantum Condensationswasser mitzuführen, ist doch schon das Mitschleppen des erforderlichen Kesselspeisewassers mit mancherlei Schwierigkeiten verknüpft. Wenn man trotzdem zuweilen von einer Condensation (z. B. der Kirchweger'schen) spricht, so ist damit eine Einrichtung zum Vorwärmen des Speisewassers im Tender durch den abgehenden oder überflüssigen Dampf gemeint.

Die Dampfcylinder ordnet man fast immer horizontal, also in der Höhe der Triebaxe an, nur selten findet man noch geneigt liegende Cylinder, vertical gestellte, wie sie bei den allerersten Versuchen zur Anwendung kamen, werden wegen ihrer geringen Stabilität gar nicht mehr, oder etwa nur bei kleinen Locomotiven für secundäre oder Bergbahnen angewendet. Dem Locomotivkessel, mit welchem die Maschine immer fest verbunden ist, hat man, selbstverständlich unter Ausschluß jeglichen Mauerwerks für die Feuerung, eine solche Form gegeben, vermöge deren in thunlichst geringem Raum die Anordnung einer großen feuerberührten Fläche, bis 200 \square m und darüber, ermöglicht ist, und zwar hat man dies durch die Anwendung vieler enger Siederöhren, richtiger Flamm- oder Feuerröhren, erreicht. Um die zu der erfordernten energischen Feuerung genügende Zugkraft bei der nur niedrigen Esse zu erlangen, verwendet man allgemein die saugende Wirkung des gebrauchten Dampfes, welchen man in die Esse ausblasen läßt. Die Spannung des Dampfes hält man jetzt zwischen 8 und 12 Atmosphären. Als Brennmaterial werden hauptsächlich Coaks und Steinkohlen, je nach den localen Verhältnissen auch wohl Holz und Torf verwendet.

Was die Stärke oder Leistungsfähigkeit einer solchen Locomotivmaschine anbetrifft, so ist dieselbe durch verschiedene Umstände von vornherein in gewisse Grenzen eingeschlossen. Mit Rücksicht zunächst auf den höchstens zulässigen Druck, mit welchem eine Axe die Schienen und Ueberbrückungen zc. belasten darf, ist bei einer vorgelegten Anzahl von Axen, welche zur Unterstützung der Locomotive dienen, zunächst das Maximalgewicht der ganzen Maschine festgestellt. Hierbei muß bemerkt werden, daß die Anzahl der Axen durch die Krümmungsverhältnisse der Bahn ebenfalls beschränkt ist, da mit einer größeren Anzahl als drei Axen der Radstand der Locomotive schon ein so bedeutender wird, daß man das Befahren von Curven meist nur durch Anwendung complicirter Constructionen, wie drehbarer Radgestelle zc., ermöglichen kann. Die weitaus größte Anzahl der Locomotiven ist aus diesem Grunde nur mit drei Axen versehen, und nur für außergewöhnliche Verhältnisse findet man mehr als vier Axen verwendet. Durch diese beschränkenden

Rücksichten betreffs der Zahl und Belastung der Axen ist von vornherein das Maximalgewicht der Dampfmaschine und des zugehörigen Dampfkessels und somit die Größe des von der Locomotive höchstens auszuübenden Effectes beschränkt, insofern die Verdampfungsfähigkeit des Kessels von dessen Gewichte abhängig ist.

Aber auch noch in einer anderen Weise tritt das Eigengewicht der Locomotive bestimmend für deren Triebkraft auf, da die von der Locomotive ausgeübte Zugkraft niemals die Größe des Reibungswiderstandes der Locomotivräder an den Schienen übersteigen kann. Wenn nämlich bei den Locomotiven durch die Bewegung der Dampfkolben die Umdrehung einer oder mehrerer Axen, Triebaxen, bewirkt wird, so sind zwei Fälle denkbar. In dem einen, normalen, Falle rollt die Locomotive auf den Schienen mit einer der Umfangsgeschwindigkeit der Triebräder gleichen Geschwindigkeit fort, dabei den angehängten Wagenzug mit sich schleppend und die sämtlichen Widerstände W aller Wagen überwindend. Der andere Fall indeß ist denkbar und kommt unter abnormen Verhältnissen in der That auch vor, wobei die Triebaxe durch die Dampfmaschine zwar gedreht wird, ohne daß jedoch die Locomotive fortrollt, indem vielmehr die Triebräder auf den Schienen schleifen. In diesem Falle hat die Dampfmaschine den Reibungswiderstand F der Triebräder an den Schienen zu überwinden. Von diesen beiden möglichen Bewegungszuständen wird in Wirklichkeit immer derjenige sich einstellen, welcher die geringere mechanische Arbeit zu seiner Erhaltung erfordert, und man erkennt hieraus, daß der beabsichtigte Zweck einer Transportbewegung durch die Locomotive überhaupt nur so lange möglich ist, als jene Reibung F , welche im Zustande des Gleitens am Umfange der Triebräder sich einstellt, größer ist, als die Summe aller Zugwiderstände W , welche sich dem Fortrollen des ganzen Zuges entgegensetzen. Um daher die Zugkraft der Locomotive möglichst groß zu erhalten, hat man dafür Sorge zu tragen, jene gedachte Reibung $F = \varphi Q$ thunlichst groß zu machen. Diesen Zweck zu erreichen wird man, da der Reibungscoefficient φ zwischen Rad und Schiene ein bestimmter (0,2 etwa) ist, den Druck Q groß zu machen haben, mit welchem die Triebräder auf die Schienen drücken. Hieraus ergibt sich ohne Weiteres die Nothwendigkeit, auf die Triebaxe einen möglichst großen Theil des Locomotivgewichtes zu legen, denn offenbar wird nur diejenige Reibung für die Zugkraft maßgebend sein, welche an den von der Dampfmaschine umgedrehten Rädern event. sich einstellt, wogegen die Belastung der übrigen, nur zur Unterstützung und Führung der Locomotive dienenden Räder, der Laufträder, für die Bestimmung der Zugkraft ganz ohne Einfluß ist. Man nennt diesen Theil des Eigengewichtes, mit welchem die Triebräder auf die Schienen drücken, das Adhäsionsgewicht der Locomotive im Gegensatz zu dem auf die Laufaxen kommenden todten Gewichte, und es erhellt aus

dem Vorstehenden, daß die von einer Locomotive höchstens auszuübende Zugkraft ihrem Adhäsionsgewichte direct proportional ist.

Da es nun aus Rücksichten der Festigkeit wie Stabilität nicht möglich ist, das ganze Gewicht der Locomotive auf die eine Ase wirken zu lassen, welche als Triebaxe fungirt, d. h. welche von der Dampfmaschine umgedreht wird, so ist auch deutlich, daß von dem Gesamtgewichte der Locomotive auch nur dieser auf die Triebaxe entfallende Theil als Adhäsionsgewicht wirken kann. Wenn es sich daher darum handelt, das Adhäsionsgewicht und damit die mögliche Zugkraft zu vergrößern, so kann man dies dadurch erreichen, daß man zwei oder alle Axen der Locomotive zu Triebaxen macht, d. h. sie so mit der Dampfmaschine in Verbindung bringt, daß sie durch deren Bewegung sämmtlich zur Drehung gezwungen werden. Dies führt zu der Anordnung der Locomotiven mit gekuppelten Axen oder Rädern, so genannt, weil man die Verbindung zweier oder aller Axen unter einander durch Parallelkurbeln (s. III. 1. §. 137) und Kuppelstangen bewirkt. Es geht hieraus hervor, daß durch diese Anordnung bei der Umdrehung einer Ase durch die Dampfmaschine alle mit dieser Ase gekuppelten Axen ebenfalls und zwar mit derselben Winkelgeschwindigkeit gedreht werden, woraus wieder mit Nothwendigkeit folgt, daß alle mit einander gekuppelten Triebräder genau gleiche Durchmesser erhalten müssen, um jedes Schleifen der Radkränze zu verhüten.

Es ergibt sich aus vorstehender Betrachtung auch sogleich, daß man zur Anwendung gekuppelter Axen besonders bei Güterzugslocomotiven greifen wird, bei welchen der Widerstand wegen des bedeutenden Gewichtes der fortzuschleppenden Last bedeutend ist. Am meisten wird man hierzu durch starke Steigungen gedrängt, bei welchen der Zugwiderstand sehr schnell wächst. Man geht daher bei den sogenannten Gebirgslocomotiven für Bahnen mit bis $\frac{1}{40}$ Steigung so weit, daß man nicht nur alle Axen der Locomotive zu Triebaxen macht, sondern auch noch Axen des Tenders mit ihnen kuppelt, um auch das auf diesen Axen lastende Gewicht des Tenders als Adhäsionsgewicht auszunutzen.

Bei sehr beträchtlichen Steigungen, bei denen auch dieses Mittel nicht genügte, und man zur Anwendung von Seilauflügen nicht greifen wollte, hat man die sogenannten Zahnradbahnen (Rigi) angeordnet, bei denen zwischen den Bahnschienen eine feste Zahnstange gelagert ist, in welche ein auf der Triebaxe angebrachtes Triebrad eingreift, oder man hat auch künstlich die Adhäsion vergrößert, indem man z. B. bei dem Fell'schen Systeme (Mont Cenis) gegen eine mittlere Schiene von beiden Seiten Rollen kräftig anpreßte, welche durch die beträchtliche Reibung, die sie dem Gleiten entgegensetzen, ebenfalls eine große Zugkraft ermöglichen. Derartige Einrichtungen gehören indessen zu den Ausnahmen.

Betreffs der Geschwindigkeit der Locomotiven muß man bemerken, daß bei

jeder Umdrehung der Triebaxen die Fortbewegung gleich dem Umfange eines Triebrades ist. Man wendet daher bei den Schnellzuglocomotiven, bei denen die Geschwindigkeit pro Secunde bis zu 25 m steigt, große Triebräder an (1,6 bis 2 m Durchmesser), um die Anzahl der Umdrehungen nicht zu groß zu erhalten. Es ergibt sich z. B. für 25 m Geschwindigkeit und 2 m Raddurchmesser immer noch eine Tourenzahl von $\frac{25}{2 \cdot 3,14} \cdot 60 = \text{ca. } 240$ per Minute. Da so hohe Räder aber weniger Stabilität gewähren, so pflegt man die Laufräder immer viel kleiner (von etwa 1 bis 1,25 m Durchmesser) anzunehmen.

Es ist klar, daß die Geschwindigkeit der Züge um so kleiner sein muß, je größer ihr Zugwiderstand W ist, da die Leistung der Locomotive, welche als das Product aus dem Widerstande W und der Geschwindigkeit v aufzufassen ist, nach dem Vorstehenden innerhalb gewisser durch die Construction gebotenen Grenzen eingeschlossen ist. Man wählt daher die Geschwindigkeiten und Triebräder bei den Personenzuglocomotiven kleiner als bei den Schnellzugmaschinen, bei den Güterzugmaschinen noch kleiner und bei den Gebirgsmaschinen am kleinsten. Die folgende Tabelle kann in Bezug auf diese Verhältnisse als maßgebend angesehen werden. Es möge nunmehr zur näheren Betrachtung der einzelnen Bestandtheile einer Locomotive übergegangen werden.

	Schnellzug- locomotive	Personenzug- locomotive	Güterzug- locomotive	Gebirgs- locomotive
Geschwindigkeit per Secunde	16 bis 25 m	10 bis 18 m	6 bis 9 m	6 bis 9 m
Zahl der Triebaxen	1 bis 2	1 bis 2	2 bis 3	3 bis 4
Durchmesser der Triebräder . . .	1,7 bis 2,1 m	1,4 bis 1,7 m	1,2 bis 1,4 m	1 bis 1,3 m
Durchmesser der Laufräder . . .	1 bis 1,25 m	1 bis 1,25 m	0,94 bis 1,1 m	—
Cylinderdurchmesser	0,40 m	0,40 m	0,42 bis 0,48 m	0,46 bis 0,50 m
Kesselheizfläche . .	80 bis 110 qm	80 bis 120 qm	90 bis 130 qm	100 bis 200 qm
Gewicht der Loco- motive (leer) . .	450—650 Ctr.	450—650 Ctr.	550—700 Ctr.	650—825 Ctr.

Locomotivkessel. Ein Locomotivkessel besteht im Wesentlichen aus §. 74. drei Haupttheilen, und zwar dem die Feuerung aufnehmenden Feuerkasten, ferner dem mittleren Langkessel, welcher als der die Abgabe der Wärme

Fig. 316.

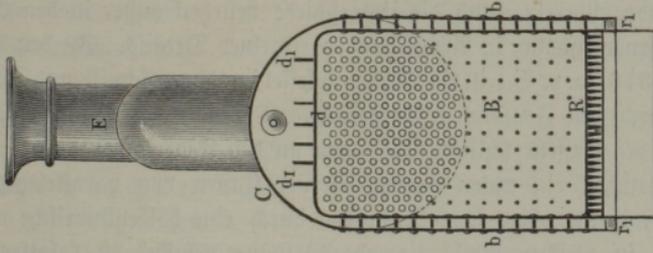
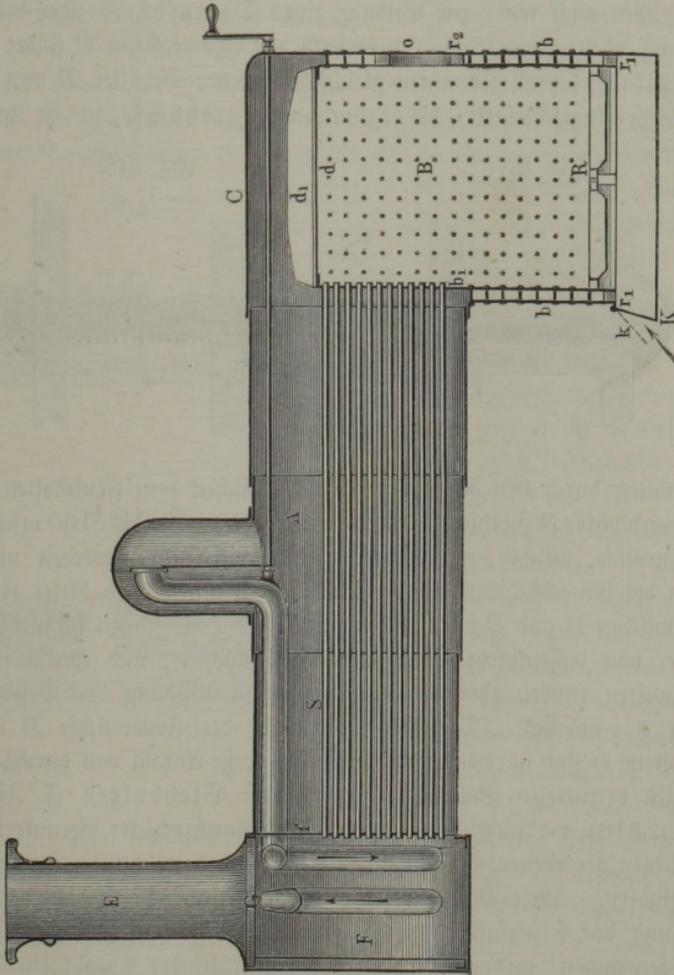


Fig. 315.



hauptsächlich vermittelnde eigentliche Verdampfungsapparat angesehen werden kann, und dem zur Abführung der Verbrennungsproducte dienenden Theile, der Rauchkammer.

Im Allgemeinen stimmen alle Locomotivkessel hinsichtlich ihrer Construction mit einander überein, und die Unterschiede bestehen außer in den Größenverhältnissen meist nur in Abweichungen einzelner Details. In den Figuren 315 und 316 (a. v. S.) ist ein Locomotivkessel im Längenschnitt und im Querschnitt durch den Feuerkasten dargestellt. Der mittlere immer cylindrische Theil *A* des Kessels schließt sich hinten an den Feuerkasten *C* an, welcher im Wesentlichen ein unten offener eiserner Kasten von parallelepipedischer Form ist, dessen obere Decke entweder durch eine halbcylindrische mit dem Langkessel in gleicher Flucht liegende Wölbung gebildet ist (glatter Feuerkasten), oder auch wohl zur Bildung eines Dampfdoms über den Langkessel nach oben hinwegragt. Innerhalb des Feuerkastens *C* findet sich ein zweiter parallelepipedischer unten gleichfalls offener Behälter *B* von starkem Kupferblech eingeschachtelt, die sogenannte Feuerbüchse, welche ihren Ab-

Fig. 317.

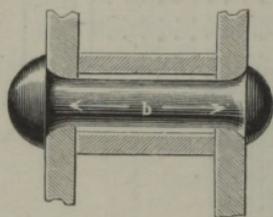
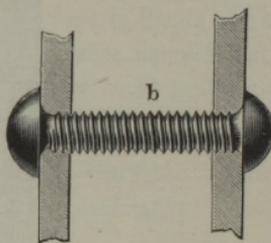


Fig. 318.



schluß unten durch den Koft *R* erhält. Zwischen dem Feuerkasten *C* und der Feuerbüchse *B* verbleibt ringsum ein etwa 60 bis 100 mm weiter Zwischenraum, welcher, mit Wasser gefüllt, ein Glühendwerden und Verbrennen der Feuerbüchsenwand verhütet. Nach unten wird dieser Zwischenraum zwischen *B* und *C* durch einen eingeneteten viereckigen schmiedeeisernen Ring r_1 von rechteckigem Querschnitte abgeschlossen, und ebenso ist durch einen zweiten runden oder ovalen Ring r_2 die Bildung der Befeuungsöffnung *o* ermöglicht. Die geraden Wände der Feuerbüchse *B* und des Feuerkastens *C* sind übrigens noch durch eine große Anzahl von durchgehenden, beiderseits vernieteten Bolzen *b*, sogenannten Stehbolzen (s. Fig. 317 und Fig. 318), verbunden, um durch die hierdurch erzielte Verankerung das Durchbiegen der ebenen Platten unter Einfluß des mächtigen Dampfdruckes zu verhindern. Diese Bolzen werden durch den auf die Wände der Feuerbüchse und des Feuerkastens wirkenden Dampfdruck auf Zerreißen in Anspruch genommen, und müssen daher in entsprechender Anzahl (in 100 bis

150 mm Entfernung von einander) und Stärke (20 mm Durchmesser) einbezogen werden. Ebenso bedarf die gerade Decke d der Feuerbüchse eine Versteifung, welche man in der Regel durch hochkantig gestellte Träger d_1 erreicht, die in geringen Abständen (125 mm) von einander auf die Feuerbüchsendecke genietet werden, für welche Decke sie daher die Function von Rippen übernehmen, d. h. eine Vergrößerung des Trägheitsmomentes erzeugen.

Die auf dem Roste R sich entwickelnde Flamme erhitzt die Wände der Feuerbüchse, welche immer gänzlich vom Wasser umgeben sind, und findet ihre Abführung durch eine Anzahl von engeren Heizröhren, die sogenannten Siederöhren S , welche von der vorderen Wand b_1 der Feuerbüchse aus durch den cylindrischen Mittelkessel hindurch bis zur Rauchkammer F gehen, auf welche sich die eiserne Esse E zur Abführung der Verbrennungsgase aufsetzt. Die Anzahl dieser aus Messing oder Schmiedeeisen gezogenen Siederöhren von 42 bis 55 mm Durchmesser und 3,5 bis 5 m Länge ist eine sehr große (oft über 200), und nur hierdurch ist es möglich geworden, die bedeutenden Heizflächen zu erlangen, welche für die Dampferfordernisse

Fig. 319.

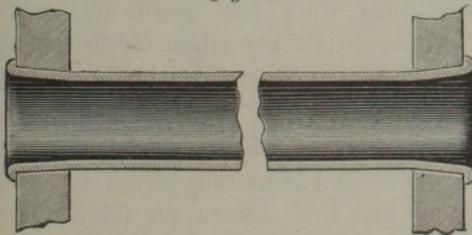
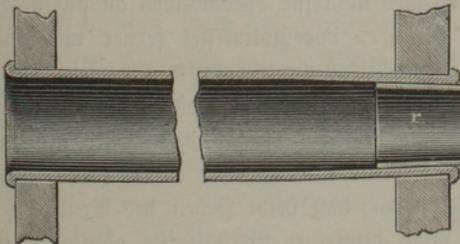


Fig. 320.



der Locomotiven nothwendig sind. Von der gesammten, dem Feuer ausgesetzten Heizfläche der Locomotivkessel wird der größte Theil durch die Siederöhren erreicht, indem die Oberfläche der Feuerbüchse etwa nur 6 bis 8 Proc. der gesammten Heizfläche ausmacht.

Die Siederöhren werden in den Rohrwänden b_1 und f einfach durch Verstemmen, etwa nach Fig. 319, befestigt, auch schützt man wohl die in der Feuerbüchse befindlichen Enden nach Fig. 320 durch eingeschlagene stählerne Brandringe r vor dem schnellen

Verbrennen. Die Rauchkammer F ist an der vorderen Seite mit einem gut schließenden schmiedeeisernen Deckel versehen, dessen Oeffnung das Reinigen der Röhren gestattet. Der Zutritt der zur Verbrennung erforderlichen Luft erfolgt durch die nach vorn gerichtete Oeffnung des Aschenkastens K , welche mittelst einer vom Führerstande aus stellbaren Klappe k einer

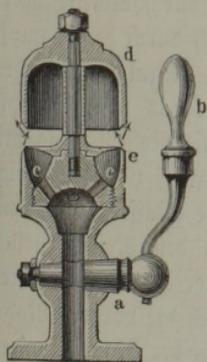
Regulirung fähig ist. Um den nöthigen Zug für die Feuerung zu erlangen, führt man den in der Maschine zur Wirkung gekommenen Dampf aus den Abgangsröhren der beiden Cylinder durch das gemeinschaftliche Ausblaserohr *G* in der Rauchkammer nach dem Schornsteine ab. Ueber die Wirkung des Blaserohres siehe unten.

Das Material zu dem Langkessel, der Rauchkammer und dem äußeren Feuerkasten ist meistens Schmiedeeisen, erst in neuerer Zeit hat man Stahlbleche dazu, wie es scheint mit Vortheil, verwendet. Die inneren Feuerbüchsen werden allgemein aus Kupferblech gemacht, welches sich gegen das Feuer widerstandsfähiger gezeigt hat, als Stahlblech, das hierzu ebenfalls versucht worden ist. Eiserner Feuerbüchsen haben sich durchaus nicht bewährt. Die Siederöhren wurden früher ausschließlich aus Messing und zwar durch Ziehen ohne Naht erzeugt, neuerdings hat man vielfach auch schmiedeeiserne gezogene oder gewalzte Röhren angewendet, welche neben ihrem geringeren Preise den Hauptvortheil vor den messingenen darbieten, mit dem Langkessel aus demselben Materiale zu bestehen und daher bei der Temperaturveränderung einer nahezu eben solchen Längenänderung unterworfen zu sein, wie dieser. Eine Hauptbedingung für die Dauer schmiedeeiserner Siederöhren ist die Verwendung eines recht zähen gut durchgearbeiteten Eisens, sowie guten Brennmaterials und reinen Speisewassers. Auch Bessemermetall hat man neuerlich für die Siederöhren in Anwendung gebracht.

Der Locomotivkessel ist natürlich, wie jeder Dampfkessel, mit den erforderlichen und zum Theil gesetzlich vorgeschriebenen Garnirungstheilen versehen, also mit einer Wasserstandsrohre und drei Probirhähnen zur sicheren Erkennung des Wasserstandes, welcher vorschriftsmäßig mindestens 10 cm über dem höchsten Theile des Feuerkastens liegen muß. Außer mit einem möglichst vollkommenen Manometer, welches man für Locomotiven ausnahmslos als Federmanometer construirt, ist jeder Locomotivkessel ferner mit zwei Sicherheitsventilen zu versehen, deren Belastung ebenfalls allgemein durch eine Federwage mit Hilfe eines Hebels geschieht. Da die Spannkraft der Federn mit zunehmender Durchbiegung derselben wächst, das Ventil also bei eintretender Lüftung mit vermehrter Kraft niedergedrückt wird, so hat man sich bemüht, die Anordnung so zu treffen, daß beim Heben des Ventils der Hebelarm für den Federdruck in etwa demselben Verhältnisse abnimmt, in welchem die Federkraft wächst, das Product aus beiden daher constant bleibt. Insbesondere hat sich die von Meggenhofen hierfür angegebene Ventilbelastung eingeführt, in welcher Beziehung, sowie überhaupt in Betreff der Garnirurtheile auf Thl. II verwiesen werden muß. Selbstverständlich ist der Locomotivkessel mit den erforderlichen Speisevorrichtungen versehen, um das aus dem Tender zu entnehmende Wasser nach Maßgabe des verdampften

in den Kessel zu pressen. Man wandte hierzu vor Erfindung des Giffard'schen Injectors allgemein Saug- und Druckpumpen an, von denen eine ihre Bewegung von dem Kreuzkopfe oder einem Excenter der Triebwelle erhielt, während die andere als besondere kleine Dampfmaschine construirt war, um den Kessel auch im Stillstande der Maschine speisen zu können. Seit dem Bekanntwerden der Dampfstrahlpumpe hat man diese einfache Vorrichtung ziemlich allgemein angenommen und man findet sie heute fast an jedem Locomotivkessel meistens in zwei Exemplaren angebracht. Hinsichtlich der Wirkungsweise der Speiseapparate muß auf das vierte Capitel über Wasserbewegungsmaschinen verwiesen werden. Endlich ist an jedem Locomotivkessel zum Signalgeben eine Dampfpeife auf dem Feuerkasten, dem Führer leicht zugänglich, angebracht, welche nach Fig. 321 im Wesentlichen aus einer metallenen, auf einem Stifte aufgehängten Glocke *d* besteht, welche

Fig. 321.



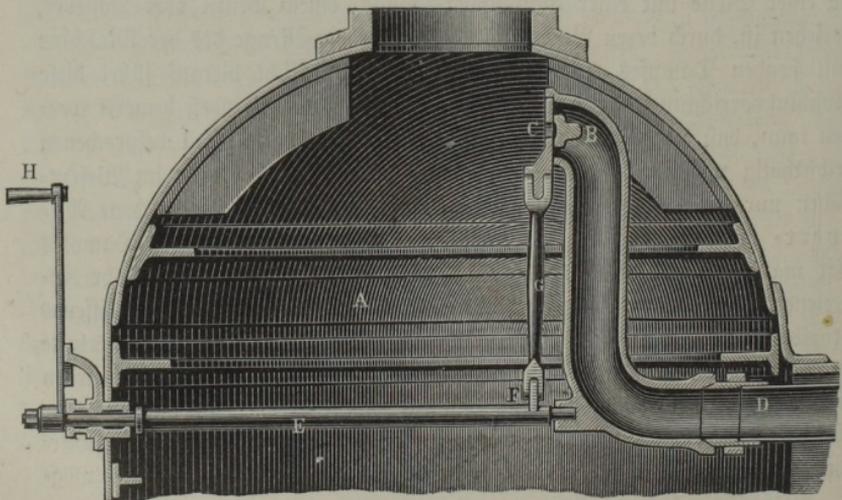
dadurch in akustische Schwingungen versetzt wird, daß der Dampf aus dem Kessel nach Oeffnen des Hahnes *a* durch die Löcher *e* und einen feinen Ringspalt bei *e* ausströmt und dabei gegen den zugeschärften Rand der Glocke *d* trifft. Der Handgriff *b* des Hahns oder Ventils ist öfter auch durch eine Schnur mit den Schaffnersitzen in Verbindung gebracht, um von da aus dem Locomotivführer nöthigenfalls Signale geben zu können.

Die Abführung des Dampfes aus dem Kessel nach der Maschine geschieht durch ein Rohr, welches sich nach seinem Austritte aus dem Kessel in zwei Zweigrohre für die beiden Cylinder gabelt, und welches

an einer Stelle mit einer Abschlußvorrichtung, einem Ventil oder Schieber, versehen ist, durch deren Bewegung der Führer die Menge des der Maschine zufließenden Dampfes reguliren kann. Mit Rücksicht hierauf führt diese Abschlußvorrichtung den Namen „Regulator“, wobei indeß bemerkt werden kann, daß die gedachte Vorrichtung mit den in Thl. III, 1 besprochenen selbstthätig wirkenden Regulatoren nichts gemein hat, sondern im Wesentlichen nur das an jeder stationären Dampfmaschine auch vorhandene Absperr- oder Einlaßventil vertritt. Bei der Entnahme des Dampfes hat man besondere Rücksicht darauf zu nehmen, daß der in das Rohr tretende Dampf möglichst trocken sei, d. h. möglichst wenig mitgerissenes tropfbares Wasser enthalte, da sonst außer einem großen Wärmeverluste mancherlei Nachtheile sich einstellen, insbesondere ein baldiges Undichtwerden der Cylinderverschraubungen und das für die Fahrenden so unangenehme Spucken des Schornsteins. Zu dem Zwecke der Entnahme möglichst trockenen Dampfes hat man daher die Eintrittsöffnung des Dampfrohres mög-

lichtst hoch über den Wasserstand zu legen, weshalb man diese Oeffnung des Dampfrohres wohl in der Ueberhöhung des Feuerkastens anbringt. Ist eine solche Ueberhöhung nicht vorhanden, so pflegt man zu dem Zwecke auf dem Kessel einen besonderen cylindrischen Dampfdom anzubringen, welchen man alsdann am besten entfernt von der Feuerkiste auf dem cylindrischen Langkessel in der Nähe der Rauchkammer anordnet, weil nämlich über der Feuerbüchse wegen des intensiven Feuers daselbst das Aufwallen des Wassers viel heftiger ist, als an den weiter nach vorn gelegenen Kesseltheilen. Auch wird die Länge des Zuführungsrohres im Innern des Kessels um so geringer, je weiter nach vorn man den Dom legt, auch kann das Gewicht des Domes gleichzeitig als Mittel dienen, die Belastung der Axen in gewissem Grade zu reguliren. Man findet übrigens auch Locomotiven (z. B. die Crampton'schen), bei denen weder eine Ueberhöhung des Feuerkastens noch ein besonderer Dampfdom vorhanden ist, und bei denen der Dampf den Eintritt durch die siebförmig durchlöchernte oder mit einem Längsschlitz durchbrochene obere Fläche eines Rohres erhält, welches der ganzen Länge nach durch den Dampfraum des Kessels gelegt und am vorderen Ende mit dem Regulator versehen ist. Auch hat man vielfach Anordnungen getroffen, um das vom Dampfe mitgerissene Wasser zurückzuhalten, z. B. indem man die Rohröffnung mit einem Schirme oder einer Kappe versehen, oder den Dampf zwischen geeigneten Leitflächen so hindurchführt, daß das mitgeführte Wasser beim Umwenden um die Kanten durch die Centrifugalkraft in den Kessel zurückgeschleudert wird u. s. w. Das Dampfrohr tritt immer an dem vorderen Ende aus dem Kessel heraus, und zwar meistens durch die vordere Rohrwand, so daß die beiden Zweigrohre für die Cylinder in der Rauchkammer,

Fig. 322.



vor Abkühlung in wirksamer Weise geschützt, ihren Platz finden. Nur bei manchen Locomotiven, bei denen die Cylinder zwischen der Rauchkammer und Feuerblüchse liegen, tritt das Rohr oben aus dem Kessel, so daß die beiden Zweigröhren in verticaler Ebene zu beiden Seiten des Kessels nach den darunter liegenden Cylindern geführt sind, bei welcher Anordnung indeß die Abkühlung des Dampfes eine größere ist.

Der Regulator findet sich meistens innerhalb des Kessels, zuweilen aber auch außerhalb desselben. Im letzteren Falle, in welchem die Zugänglichkeit leichter ist, als im ersteren, legt man ihn zweckmäßig an die Stelle, wo das Dampfsammelrohr aus dem Kessel durch die Rohrwand hindurchtritt. In Fig. 322 ist die Dampfentnahme für eine Schnellzugmaschine der Sächsischen Staatsbahn dargestellt. Der Dampf wird hier aus dem überhöhten Feuerkasten *A* entnommen, und es ist die Mündung *B* des Dampfrohres *D* durch einen geraden vertical beweglichen Schieber *C* verschlossen, dessen Bewegung von der Handhabe *H* durch die Welle *E*, den Hebel *F* und die Zugstange *G* geschieht. Das Dampfrohr *D* ist der ganzen Länge nach durch den Kessel nach der Rauchkammer geführt, wo es sich, wie oben angeführt, nach den beiden Cylindern gabelt. Offenbar muß dieses Rohr *D* auf der ganzen Länge gut gedichtet sein, um bei geschlossenem Regulator keine Dämpfe nach der Maschine gelangen zu lassen.

Fig. 323.

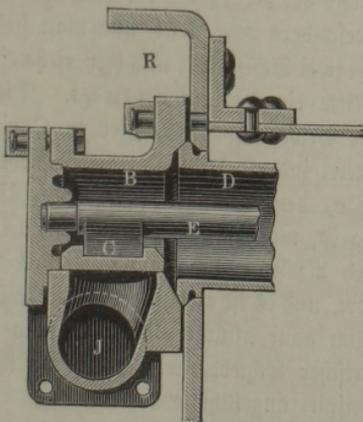
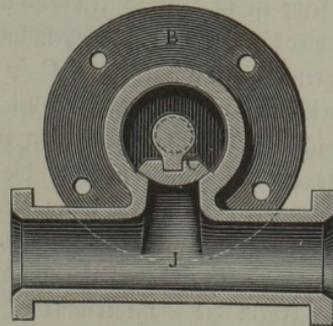


Fig. 324.



Eine leichtere Zugänglichkeit zu dem Regulator ist durch die Schwarzkopff'sche Anordnung, Fig. 323 und Fig. 324, erreicht, bei welcher das Gehäuse *B* des cylindrischen Schiebers *C* in der Rauchkammer *R* an die Endigung des daselbst heraustretenden Dampfsammelrohres *D* geschraubt ist, welches den Dampf aus dem Dampfdom entnimmt. Bei *J* zweigt sich hierbei das mehrgedachte Gabelrohr ab. Die Welle *E*, deren vorderes Ende

den cylindrischen Schieber regiert, geht durch den ganzen Kessel hindurch und trägt am anderen Ende die Handhabe zur Regulirung.

Die Absperrvorrichtung wird meistens als Schieber, seltener als Ventil construirt, und zwar wandte man früher wohl den sogenannten Schmetterlingschieber an, bestehend aus einer kreisförmigen mit drei oder vier sectorenförmigen Durchbrechungen versehenen Platte, welche auf einer eben solchen durchbrochenen Platte sich dreht, so daß Dampfeintritt stattfindet, sobald die beiderseitigen Durchbrechungen über einander, und ein Abschluß,

Fig. 325.

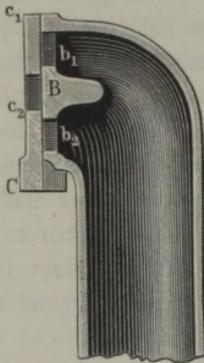
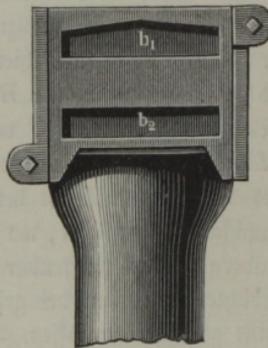


Fig. 326.



wenn sie neben einander zu stehen kommen. Diese Construction ist neuerdings nur wenig in Gebrauch, weil derartige Drehschieber schlecht dicht zu halten sind, indem verschiedene Punkte des Schiebers je nach ihrem Abstände von der Drehaxe verschiedener Abnutzung unterworfen sind.

Meistens wendet man gerade Schieber mit verticaler oder horizontaler Bewegungsrichtung an, wie der Regulator der Fig. 322 ist. Derselbe ist in den Figuren 325 u. 326 besonders dargestellt, und man sieht, daß hier die Platte *B* der Rohrmündung mit zwei Schlitzen *b*₁ und *b*₂ versehen ist, während die Schieberplatte *C* in der Mitte einen Einschnitt trägt. Diese Einrichtung wählt man, um bei geringer Bewegung des Schiebers *C* eine beträchtliche Durchgangsöffnung zu erhalten, indem gleichzeitig die Schieberkante *c*₁ den Canal *b*₁ und die Kante *c*₂ den Canal *b*₂ freigiebt. Um übrigens den Cylindern, wenn dies nöthig ist, mit Sicherheit auch sehr kleine Dampfmen gen zuführen zu können, wird die Durchlaßöffnung *b*₁ öfter in der gezeichneten Art trapezförmig ausgeführt, und es ist ersichtlich, wie in Folge dieser Form die Schieberkante *c*₁ anfänglich ganz allmählig die Deffnung *b*₁ frei macht. Von der Anwendung cylindrischer Schieber, welche sich um ihre Axe drehen, ist schon in Fig. 323 ein Beispiel angeführt worden.

Da der Schieber durch den gesammten auf seiner Außenfläche lastenden Dampfdruck gegen seine Unterlage gedrückt wird, so stellt sich eine große aus diesem Drucke hervorgehende Reibung der Bewegung des Schiebers entgegen, wodurch die Handhabung des Regulators sehr erschwert wird. Um diesen Uebelstand zu vermeiden, hat man mehrfach versucht, anstatt des Schiebers ein Ventil anzuwenden, welches durch den Druck des Dampfes auf einen Kolben oder auf eine zweite Ventilfläche nahezu entlastet ist, so

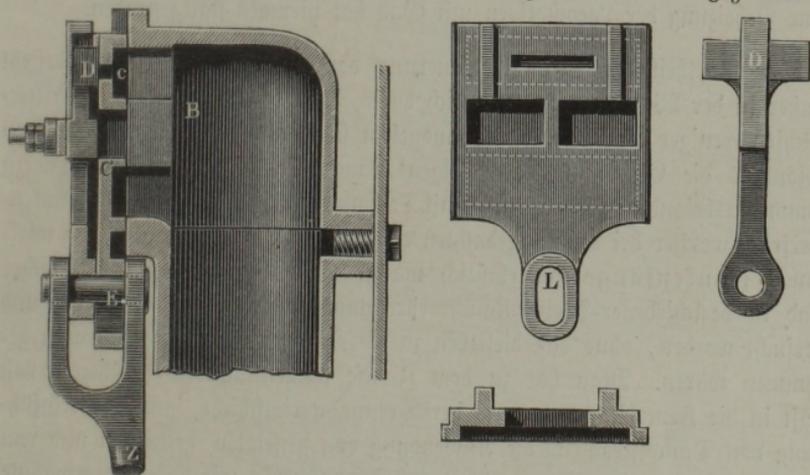
daß zur Bewegung des Ventils nur eine geringe Kraft erforderlich ist. Diese Constructionen haben aber wegen ihrer meist complicirten Einrichtung wenig Anwendung gefunden, und sind überhaupt Ventile als Abschlußvorrichtungen bei den Locomotiven deswegen nicht empfehlenswerth, weil die Sitzflächen leicht durch mitgerissene Unreinigkeiten, wie Schlamm, verunreinigt werden, so daß der dichte Abschluß nicht mehr stattfindet.

Auch entlastete Schieber hat man für den Regulator angewendet, ohne daß die betreffenden Constructionen indeß weitere Verbreitung erlangt hätten, am meisten Verwendung hat nur eine durch die Figuren 327 bis 329 dargestellte Anordnung gefunden, bei welcher durch eine sinnreiche und ver-

Fig. 327.

Fig. 328.

Fig. 329.



gleichsweise einfache Vorrichtung die Entlastung des Schiebers jedesmal unmittelbar vor dessen Eröffnung bewirkt wird. Hierbei ist nämlich der vor der Rohrmündung *B* in gewöhnlicher Art bewegliche Schieber *C* mit einer kleinen Durchbrechung *c* versehen, welche im geschlossenen Zustande durch einen kleinen Schieber, den sogenannten Voreilungsschieber *D*, bedeckt ist. Die Anordnung ist nun so getroffen, daß bei einer Deffnung des Regulators die Zugstange *Z* zuerst diesen Voreilungsschieber *D* von der Deffnung *c* wegzieht, worauf der Dampf durch letztere hindurch auf die Rückfläche des Hauptschiebers *C* gelangen und denselben entlasten kann. Das Voreilen des kleinen Schiebers *D* vor dem Hauptschieber wird einfach dadurch erreicht, daß der Zapfen *E*, welcher beide Schieber bewegt, den Hauptschieber in einem ovalen Loche *L* ergreift, dessen Länge dem Bolzen *E* so viel toden Gang gestattet, als zur Voreilung des Schiebers *D* erforderlich ist.

Locomotivfeuerung. Ueber den Verbrennungsproceß und die durch §. 75. denselben erzeugte Wärme ist im II. Theile bei Besprechung der Dampf-

maschine im Allgemeinen gehandelt worden und sind auch daselbst die Feuerungsanlagen für Dampfkessel besprochen. Es genügt daher, hier nur auf die den Locomotivkesseln eigenthümlichen Verhältnisse näher einzugehen. Als Brennmaterial wandte man in der ersten Zeit fast ausschließlich Cokes an, wegen des hohen Preises dieses Brennmaterials ist man seit den fünfziger Jahren vielfach bemüht gewesen, statt dessen Steinkohlen zu feuern, und hat sich dieses Brennmaterial heute ziemlich allgemein für den Locomotivbetrieb eingeführt. Nur unter gewissen localen Verhältnissen werden andere Brennmaterialien, wie Holz (Rußland, Amerika), oder Torf (Bayern, Oldenburg), sowie Braunkohlen oder künstliche Brennstoffe (Briquets) angewendet. Die Versuche, mit flüssigen (Theer) Brennmaterialien zu heizen, sind nur vereinzelt aufgetreten, eine Beheizung der Locomotiven mit Gas hat niemals stattgefunden.

Der Vortheil der Steinkohlenfeuerung vor derjenigen mit Cokes besteht außer in der Wohlfeilheit namentlich darin, daß die Siederöhren und Feuerbüchsen weniger dem Verbrennen ausgesetzt sind; als Nachtheil muß dagegen besonders die Erzeugung des lästigen Rauches angeführt werden. Hierzu kommt insbesondere bei Feuerung mit Torf und Holz der Umstand des Funkenwerfens, welcher bei den letztgedachten Brennmaterialien die Anwendung wirksamer Funkenfänger unerläßlich macht. Zur Vermeidung des Rauches sind in verschiedener Weise Rauchverbrennungseinrichtungen angegeben und versucht worden, ohne daß dieselben zu einer allgemeineren Verwendung gekommen wären. Man hat zu dem Zwecke namentlich die Zuführung von Luft in die Feuerbüchse oberhalb der Brennmaterialschicht, auch die Einführung von Dampfstrahlen, die Anwendung von geneigten, getheilten und von Treppenrosten *ic.* gewählt, worüber auf Specialwerke, wie das mehrerwähnte Handbuch, Bd. III, verwiesen werden muß.

Bei dem beschränkten Raume, welchen der Natur der Sache nach ein Locomotivkessel nur einnehmen kann, können verhältnißmäßig nur geringere Kostflächen angenommen werden, als bei stationären Kesseln der Fall ist; man muß also auf dem Koste ein intensives Feuer unterhalten, was dadurch möglich ist, daß man in der Anwendung des Blasrohrs (s. d. folg. §.) ein Mittel zur Erzeugung eines viel kräftigeren Zuges besitzt, als er durch den Schornstein der stationären Kessel erreicht werden kann. Vermöge dieser intensiveren Verbrennung genügt es auch, dem Brennmaterial verhältnißmäßig weniger Verbrennungsluft zuzuführen, als bei stationären Feuerungen. Man rechnet daher bei Locomotivkesseln auf das anderthalbfache Luftquantum von demjenigen, welches der chemischen Zusammensetzung des Brennmaterials gemäß theoretisch nur erforderlich sein würde, wenn sämmtliche Luft an der Verbrennung sich theilte, während man bei stationären Kesseln das zugeführte Luftquantum L meistens gleich dem doppelten theoretischen annimmt.

Nach Schinz*) hat man in Locomotiven die zur Verbrennung von 1 Kilogramm Brennmaterial erforderliche Luftmenge von 0^0 (anderthalbfache theoretische) anzunehmen zu $L = 11,22 \text{ cbm} = 14,6 \text{ kg}$ für Cokes und $L = 12,14 \text{ cbm} = 15,8 \text{ kg}$ für mittlere Steinkohlen. Kennt man daher die Brennstoffmenge K , welche per Stunde auf dem Koste verbrannt werden soll, so ergibt sich hieraus das Luftvolumen L und daraus die freie Kostifläche, d. h. die Summe der Zwischenräume zwischen den Kostistäben zu

$$E = \frac{L}{60 \cdot 60 \cdot v'}$$

unter v die Geschwindigkeit der durch den Kosti strömenden Luft verstanden, welche Geschwindigkeit etwa zwischen

$$v = 4,7 \text{ bis } 5,3 \text{ m}$$

angenommen werden kann. In welcher Weise eine Regulirung dieser Geschwindigkeit durch das Blasrohr vorgenommen werden kann, wird im folgenden Paragraphen angegeben werden. Da ferner die freie Kostifläche E ein gewisser aliquoter Theil der gesammten Kostifläche R ist, so daß man setzen kann

$$E = \alpha R,$$

worin $\alpha = 0,4$ bis $0,5$ bei Cokesfeuerungen und $\alpha = 0,25$ bis $0,4$ bei Steinkohlenfeuerungen anzunehmen ist, so findet man aus E auch die gesammte Kostifläche $R = \frac{E}{\alpha}$.

Das stündlich zu verbrennende Quantum Brennmaterial K ermittelt sich weiter aus der in der gleichen Zeit von der Maschine verbrauchten Dampfmenge D in folgender Weise. Bezeichnet W die in einem Kilogramm des Brennmaterials enthaltene theoretische Wärmemenge, welche bei einer vollständigen und verlustlosen Verbrennung erzielt werden würde, so erhält man bei der wirklichen Verbrennung auf dem Koste wegen der nicht vollständigen Verbrennung aus jedem Kilogramm des Materials nur eine geringere Wärme, welche durch $\eta_r W$ bezeichnet werden kann. Hierin stellt η_r einen ächten Bruch vor, welchen man den Wirkungsgrad der Feuerung oder des Kostes nennen kann. Der Werth von η_r hängt nicht nur von der Güte der Feuerungsanlage, sondern auch von der Beschaffenheit des Brennmaterials ab, namentlich wird er bei größerem Feuchtigkeitsgehalte desselben bedeutend herabgezogen, weil die zur Verdampfung der Feuchtigkeit erforderliche Wärme namhafte Verluste repräsentirt. Auch gewähren rußende Brennmaterialien, bei welchen

*) S. Waldegg, Handbuch d. sp. G., Bd. 3, S. 316, den Artikel von G. Meyer über Brennmaterial und Heizung der Locomotiven und S. 107 den Artikel von Grove über Locomotiven.

also ein großer Theil des Kohlenstoffes als solcher unverbrannt entweicht, geringere Ausbeute, als solche Brennstoffe, welche diese Eigenschaft nicht besitzen. Daher wird der Wirkungsgrad der Steinkohlenfeuerungen beträchtlich kleiner sein, als derjenige von Cokesfeuerungen. Man kann erfahrungsmäßig für Locomotivkessel den Werth $\eta_r = 0,9$ bei Cokesfeuerungen, $\eta_r = 0,75$ bei Steinkohlenfeuerungen setzen.

Wenn daher nach den in Theil II hierüber gemachten Angaben die theoretische Wärme einer aus 80 Proc. Kohlenstoff, 5 Proc. Wasserstoff, 7 Proc. Sauerstoff, 3 Proc. Wasser und 5 Proc. Asche bestehenden Steinkohle sich zu $W = 8080 \cdot 0,80 + 34462 (0,05 - \frac{1}{8} 0,07) - 640 \cdot 0,03 = 7867$ oder rund 7500 Wärmeeinheiten berechnet, so kann man die auf dem Koste nutzbar gemachte Wärmemenge für jedes Kilogramm Steinkohlen zu

$$0,75 \cdot 7500 = \text{circa } 5600 \text{ W.}\cdot\text{C.}$$

annehmen. Für Cokes, welcher im Mittel 85 Proc. Kohlenstoff, 5 Proc. Wasser und 10 Proc. Asche enthält, ergibt sich

$$W = 8080 \cdot 0,85 - 640 \cdot 0,05 = 6836 \text{ W.}\cdot\text{C.},$$

daher man für jedes Kilogramm

$$0,9 \cdot 6836 = \text{rund } 6000 \text{ W.}\cdot\text{C.}$$

ansetzen darf.

Diese von dem Brennmaterial auf dem Koste erzeugte Wärme wird nur zum Theile durch Strahlung und Leitung an das Kesselwasser übertragen und zur Dampfbildung verwendet, während der Rest durch die mit mehr oder minder hoher Temperatur nach dem Schornsteine entweichenden Verbrennungsgase dem Kessel entführt wird. Bezeichnet man das Verhältniß der die Verdampfung bewirkenden Wärme zu der ganzen auf dem Koste erzeugten Wärme als den Wirkungsgrad oder das Güteverhältniß (Nutz-effect) der Kesselheizfläche mit η_f , so ergibt sich nach dem Vorstehenden die ganze aus einem Kilogramm Brennmaterial zur Erzeugung von Dampf erlangte Wärme zu

$$\eta_r \eta_f W = \eta W,$$

worin unter $\eta = \eta_r \eta_f$ der Wirkungsgrad der ganzen Kesselanlage zu verstehen ist.

In welcher Weise der Wirkungsgrad η_f der Kesselheizfläche aus der Größe F derselben, aus dem Luftvolumen V und aus der Temperatur t_0 der zufließenden Luft, sowie derjenigen t_2 im Feuerherde zu bestimmen ist, wurde näher in Thl. II bei der Besprechung der Dampferzeugungsapparate untersucht, und daselbst gefunden, daß dieser Wirkungsgrad η_f um so größer ausfällt, je größer die Heizfläche F gewählt wird. Je größer nämlich diese Fläche im Verhältnisse zu der Brennmaterialmenge, oder was auf dasselbe

hinaus kommt, zu der erforderlichen Kofstfläche gewählt wird, desto mehr Gelegenheit ist den Feuerungsgasen zur Abgabe ihrer Wärme an das Kesselwasser geboten, mit desto geringerer Temperatur also mit desto geringerer Wärmeentführung werden die Gase durch den Schornstein entweichen. Die Größe der Heizfläche F hat natürlich ihre Grenzen in dem Gewichte, welches man dem Locomotivkessel passend nur geben kann, und hieraus erklärt es sich, warum man sich in der Praxis mit einem gewissen Wirkungsgrade η_f begnügen muß, um unter den beschränkten Größenverhältnissen die genügende Dampfmenge erzeugen zu können. Die auf die Gewichtseinheit Brennmaterial entfallende Heizfläche wählt man deshalb viel kleiner, als bei stationären Kesseln, bei denen man, an Raum und Gewichtsverhältnisse weniger gebunden, im Interesse besserer Ausnutzung der Wärme verhältnißmäßig größere Heizflächen annehmen darf. Ueber die bei den Locomotiven durchschnittlich vorkommenden Verhältnisse giebt am besten die folgende Tabelle Auskunft, welche dem Artikel von Grove über die Locomotive in dem Handbuche für specielle Eisenbahntechnik, Bd. III, entnommen ist. Hierin bedeuten wie vorstehend F die Heizfläche (dem Feuer exponirte Kesselfläche) und R die Kofstfläche in Quadratmetern, sowie K das Brennmaterialquantum in Kilogrammen pro Stunde; η_r , η_f und $\eta = \eta_r \eta_f$ haben die obige Bedeutung.

Durchschnittliche Verhältnisse für Locomotivkessel.

Locomotiven für		$\frac{K}{R}$	$\frac{F}{R}$	η_r	η_f	$\eta = \eta_r \eta_f$
Cofstfeuerung	Personenzüge . . .	500 — 550	70 — 90	0,9	0,67 — 0,74	0,60 — 0,67
	Güterzüge . . .	500	80 — 100	0,9	0,72 — 0,77	0,65 — 0,69
	Gebirgsbahnen .	600	120	0,9	0,77	0,69
Steinkohlenfeuerung	Personenzüge . . .	400 — 450	50 — 70	0,75	0,60 — 0,70	0,45 — 0,52
	Güterzüge . . .	400	60 — 80	0,75	0,67 — 0,73	0,50 — 0,55
	Gebirgsbahnen .	500	100	0,75	0,73	0,55

Es kann hierzu bemerkt werden, daß der Wirkungsgrad η_f der Heizfläche einen größeren Werth annimmt, wenn auf dem Kofste eine geringere Brennmaterialmenge als hier angenommen, verbrannt wird, indem alsdann für

die in geringerer Menge entwickelten Gase eine verhältnißmäßig größere Heizfläche vorhanden ist, welche auch eine bessere Ausnutzung der Wärme gestattet. Aus dem entgegengesetzten Grunde wird bei einer verstärkten Feuerung der Wirkungsgrad geringer werden.

Unter Zugrundelegung des Wirkungsgrades $\eta = \eta_r \eta_f$ eines Kessels bestimmt sich nun aus der für die Maschine (s. dort) stündlich erforderlichen Dampfmenge D das zu verbrennende Kohlenquantum wie folgt.

Bezeichnet t die dem Dampfe vermöge seiner Spannung eigenthümliche, aus der Regnault'schen Tabelle Thl. II zu entnehmende Temperatur ($170,8^\circ$ für 8 Atmosphären und $188,4^\circ$ für 12 Atmosphären), und bezeichnet t_0 die Temperatur des Kesselspeisewassers, so ist zur Bildung von 1 kg dieses Dampfes nach Regnault (s. Thl. II) die Wärmemenge

$$606,5 + 0,305 t - t_0$$

erforderlich. Setzt man im Durchschnitt $t = 185^\circ$ und $t_0 = 15^\circ$, so erhält man diese Wärme zu 648 oder rund 650 Wärmeeinheiten, wogegen bei einer Vorwärmung des Wassers durch den abgehenden Dampf auf etwa 80° nur eine Wärmemenge von 585 Calorien für jedes Kilogramm Dampf zu rechnen ist. Nimmt man ferner darauf Rücksicht, daß dem aus dem Kessel nach der Maschine abgeführten Dampfe immer eine gewisse Quantität mechanisch mitgerissenes Wasser beigemischt ist, so wird, wenn jedes Kilogramm Dampf N Kilogramme Wasser mit sich führt, dieses Wasser dem Kessel die Wärme $N(t - t_0)$ entziehen. Für einen durchschnittlichen Werth von $N = 0,20$ kg berechnet sich diese Wärme zu $0,2(185 - 15) = 34$ Wärmeeinheiten, wenn eine Vorwärmung nicht stattfindet, bezw. zu $0,2(185 - 80) = 21$ Wärmeeinheiten bei vorgewärmtem Speisewasser. Man kann daher unter diesen Voraussetzungen die für jedes Kilogramm des erforderlichen Dampfes nöthige Wärmemenge bei nicht vorgewärmtem Speisewasser zu

$$w = 650 + 34 = 684 \text{ Wärmeeinheiten,}$$

bezw. bei Vorwärmung zu

$$w = 585 + 21 = 606 \text{ Wärmeeinheiten}$$

annehmen, so daß hiernach der Vortheil der Vorwärmung zu

$$\frac{684 - 606}{684} = 0,114$$

oder ca. 11 Proc. Brennmaterialersparniß anzunehmen ist. Die stündliche Brennmaterialmenge K folgt nun aus der einfachen Beziehung

$$\eta K W = w D,$$

wenn, wie oben, W die theoretische Wärme in einem Kilogramm des Brenn-

materials und η den Wirkungsgrad des Kessels bedeutet. Legt man z. B. der oben gegebenen Tabelle gemäß im Mittel

$$\eta = 0,65 \text{ für Cokesfeuerung}$$

und

$$\eta = 0,50 \text{ für Steinkohlenfeuerung}$$

zu Grunde, so ergibt sich ohne Vorwärmung mit $W = 6800$ für Cokes und $W = 7500$ für Steinkohlen

$$D = \frac{0,65 \cdot 6800}{684} K = 6,46 K$$

oder

$$K = 0,155 D \text{ für Cokes,}$$

und

$$D = \frac{0,50 \cdot 7500}{684} = 5,48 K$$

oder

$$K = 0,183 \text{ für Steinkohlen.}$$

Man kann daher unter diesen Verhältnissen mit 1 kg Cokes 6,46 kg Dampf und mit 1 kg Steinkohlen 5,48 kg Dampf erzeugen, welche Zahlen bei Anwendung vorgewärmten Speisewassers sich im Verhältnisse $\frac{684}{606}$, also zu 7,3 resp. 6,2 kg Dampf erhöhen.

Hat man in dieser Weise die für das stündlich von der Maschine verlangte Dampfquantum erforderliche Brennmaterialmenge K bestimmt, so ermittelt sich in der oben gedachten Weise die nöthige Verbrennungsluft L , die freie und die gesammte Kostfläche R , und daraus den angegebenen Verhältnissen von $\frac{F}{R}$ entsprechend die anzuordnende Heizfläche F .

Die Heizfläche F der Locomotivkessel besteht wesentlich aus zwei Theilen, nämlich aus der inneren Oberfläche der Feuerbüchse F_1 und der inneren Oberfläche F_2 der Siederöhren. Von diesen Flächen nimmt der erstere Theil F_1 , welcher auch wohl als directe Heizfläche bezeichnet wird, die Wärme hauptsächlich durch Strahlung auf, während die als indirecte Fläche bezeichnete Oberfläche der Röhren die Uebermittelung der Wärme an das Wasser vorzugsweise durch Wärmeleitung bewirkt. Bezeichnet man mit h , b und a beziehungsweise die Höhe, Breite und Länge der Feuerbüchse, mit o den Flächeninhalt der Thüröffnung und mit δ den lichten Durchmesser der vorhandenen n Siederöhren, so hat man

$$F_1 = ab + 2h(a + b) - o - n \frac{\pi \delta^2}{4} \text{ und } F_2 = n \pi \delta l,$$

wenn l die Länge der Siederöhren bedeutet.

In Betreff der directen Heizfläche F_1 kann man annehmen, daß dieselbe unter den gewöhnlichen Verhältnissen gleich $4R$ bis $6,5R$ ist, wobei die kleineren Werthe für die längeren und größeren Steinkohlenroste, die größeren Werthe für Cokesroste gelten. Ferner ist in Betreff der indirecten Heizfläche F_2 zu beachten, daß die Anzahl und Weite der Siederöhren mit Rücksicht darauf zu bestimmen ist, daß der lichte Querschnitt $n\pi\frac{\delta^2}{4}$ derselben nicht zu klein ausfällt, um die Verbrennungsgase nicht mit zu großer Geschwindigkeit nach dem Schornsteine abführen zu müssen, weil damit nicht nur eine schlechtere Wärmeabgabe verbunden, sondern auch ein starker Zug der Esse erforderlich wäre. Man kann für Cokesfeuerungen durchschnittlich

$$n\pi\frac{\delta^2}{4} = 0,2 \text{ bis } 0,25 R,$$

und für Steinkohlen etwa

$$n\pi\frac{\delta^2}{4} = 0,15 \text{ bis } 0,20 R$$

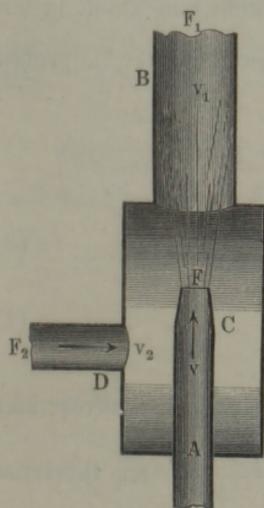
annehmen. Die Länge der Siederöhren variirt meist zwischen 3 und 4,5 m, und steigt bei Gebirgslocomotiven auch wohl auf 5 m, der lichte Durchmesser schwankt zwischen 40 und 52 mm, die Anzahl n liegt zwischen 130 und 230. Die Anzahl ist natürlich beschränkt durch den Durchmesser des Kessels, welcher meist 1,1 bis 1,35 m und nur bei Gebirgsmaschinen zuweilen 1,5 m beträgt. Ueber die Größe der Heizfläche, die etwa zwischen 100 und 200 qm schwankend ist, sind schon in §. 73 nähere Angaben für die verschiedenen Locomotivarten gemacht worden.

§. 76. Die Zugerzeugung der Locomotivfeuerungen. Um die in dem vorhergehenden Paragraphen vorausgesetzte lebhafte Verbrennung auf dem Roste zu erhalten, ist ein energischer Luftzug erforderlich, demzufolge die Verbrennungsluft, wie vorausgesetzt wurde, mit Geschwindigkeiten zwischen 4,7 und 5,3 m durch die Rostspalten einströmt. Bei der durch die Verhältnisse bedingten geringen Höhe der Locomotivschornsteine ist nicht darauf zu rechnen, daß man durch den Essenzug eine so lebhafte Luftzuführung erreichen könnte, und daher hat man schon von Anfang an durch den abgehenden Dampf der Maschine den Luftzug künstlich verstärkt, indem man die gebrauchten Dämpfe durch das sogenannte Blaserohr in der Rauchkammer vertical aufwärts in den Schornstein entweichen ließ. Die Wirkung des Blaserohrs ist für den ganzen Locomotivbetrieb von der größten Bedeutung, und sollen daher hier die Hauptverhältnisse dieser Art, den Luftzug zu erzeugen und zu reguliren, näher besprochen werden. Besondere Verdienste um die Erkennung dieser Verhältnisse hat sich Zeuner durch seine auf zahl-

reiche Versuche gestützten Untersuchungen *) erworben, und es ist in der folgenden kurzen Zusammenstellung der Resultate das unten citirte Werk zu Grunde gelegt, auf welches für ein eingehenderes Studium verwiesen werden muß.

Die Wirkung des Blaserohres der Locomotiven kann man sich durch den schematisch dargestellten Apparat Fig. 330 erklären. Wenn durch die

Fig. 330.



Mündung des Rohrs A der von der Dampfmaschine abgehende Dampf, dessen totale Pressung durch p gegeben sein mag, mit einer Geschwindigkeit v ausströmt, so bildet derselbe einen kegelförmig sich ausbreitenden Strahl, welcher sich an die Wandung des den Schornstein vorstellenden Rohres B anlegt. In Folge des Ausströmens entsteht in der Kammer C eine Druckverminderung oder Luftverdünnung, und es möge mit p_x die Pressung der Luft in der Kammer C bezeichnet sein. Da der Druck p_0 der Atmosphäre außerhalb größer ist als im Innern der Kammer C, so wird atmosphärische Luft durch die Röhre D angefangt, welche, mit dem aus A austretenden Dampfe sich mischend, durch den Schornstein B hinausgetrieben wird. Unter C hat man sich die

Rauchkammer und unter dem Saugrohre D die Gesamtzahl der Siederöhren zu denken, welchen durch die Rostspalten und die Feuerbüchse hindurch die Verbrennungsluft zugeführt wird. Der Druck auf die Mündung F_1 des Schornsteins, sowie der Druck, unter welchem die Luft in dem Saugrohre D steht, ist der Atmosphärendruck, welcher mit p_0 bezeichnet werden möge.

Diesen Bezeichnungen gemäß wird durch die Ausmündung des Saugrohrs in die Rauchkammer C die Luft mit einer Geschwindigkeit v_2 treten, welche sich nach Früherem (Thl. I, §. 485) berechnet durch:

$$(1 + \xi_2) \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_0 - p_x}{\gamma_2} \dots \dots \dots (1)$$

wenn γ_2 die Dichte der zugeführten Luft im Saugrohre D und ξ_2 den Widerstandskoeffizienten des letzteren bedeutet.

Durch dieselbe Formel findet man auch die Geschwindigkeit v , mit welcher der Dampf aus dem Blaserohre A in die Kammer C strömt, also

*) Das Locomotivenblaserohr von Dr. Gustav Zeuner, Zürich 1863.

$$(1 + \xi) \frac{v^2}{2g} = \frac{p - p_x}{\gamma} \dots \dots \dots (2)$$

wobei nur zu bemerken, daß hier, wo es sich um den Ausfluß gesättigten Wasserdampfes handelt, für γ nicht die Dichte des Dampfes, sondern eine Größe von der Form $\gamma = b(a + p)$ zu setzen ist, unter b und a gewisse constante Erfahrungszahlen verstanden.

Bezeichnet nun noch γ_0 die Dichte des Quecksilbers, so sind offenbar $\frac{p}{\gamma_0}$, $\frac{p_0}{\gamma_0}$ und $\frac{p_x}{\gamma_0}$ die Höhen der Quecksilbersäulen, welche dem Drucke in dem Blaserohre, in der Atmosphäre und in der Rauchkammer entsprechen. Man kann daher obige Gleichungen auch schreiben

$$\begin{aligned} (1 + \xi_2) \frac{v_2^2}{2g} &= \frac{\gamma_0 p_0 - p_x}{\gamma_2 \gamma_0} = \frac{\gamma_0}{\gamma_2} \left(\frac{p - p_x}{\gamma_0} - \frac{p - p_0}{\gamma_0} \right) \\ &= \frac{\gamma_0}{\gamma_2} (x - h) \dots \dots \dots (3) \end{aligned}$$

$$(1 + \xi) \frac{v^2}{2g} = \frac{\gamma_0 p - p_x}{\gamma \gamma_0} = \frac{\gamma_0}{\gamma} x \dots \dots \dots (4)$$

wenn mit $x = \frac{p - p_x}{\gamma_0}$ der Ueberdruck des Dampfes im Blaserohr über die Pressung in der Rauchkammer, und mit $h = \frac{p - p_0}{\gamma_0}$ der Ueberdruck des Dampfes über die äußere Atmosphäre bezeichnet wird.

Außer den beiden gefundenen Gleichungen läßt sich zur Bestimmung von x noch eine dritte Gleichung in folgender Art aufstellen. Bezeichnet Q das Gewicht des in der Zeiteinheit aus dem Rohre A in das Gefäß C tretenden Dampfes, so wohnt demselben wegen der Geschwindigkeit v und der Pressung p_x in C das Arbeitsvermögen

$$Q \left(\frac{v^2}{2g} + \frac{p_x}{\gamma_1} \right)$$

bei, wenn γ_1 die mittlere Dichtigkeit des Gemisches von Luft und Dampf in der Kammer C ist. Wenn nun die Geschwindigkeit des Gemisches in der Röhre B durch v_1 bezeichnet wird, so hat dieser Dampf bei der Veränderung seiner Geschwindigkeit aus v in v_1 nach Thl. I die lebendige Kraft verloren:

$$Q \frac{(v - v_1)^2}{2g},$$

und da er beim Austritte aus der Mündung F_1 des Rohres B die Geschwindigkeit v_1 und Pressung p_0 besitzt, ihm also noch die Arbeit

$$Q \left(\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma_1} \right)$$

innewohnt, so gilt die Gleichung

$$Q \left[\frac{v^2}{2g} + \frac{p_x}{\gamma_1} - \frac{(v - v_1)^2}{2g} \right] = Q \left(\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma_1} \right) \dots (5)$$

In gleicher Weise erhält man für die in der Zeiteinheit durch D eintretende Luftmenge Q_2 , welche in dem Gehäuse, also unter der Pressung p_x stehend, etwa mit der Geschwindigkeit v_0 sich aus dem Gehäuse C nach dem Schornsteine B hin bewegt, den sie mit der Geschwindigkeit v_1 und der Pressung p_0 verläßt, die Gleichung:

$$Q_2 \left[\frac{v_0^2}{2g} + \frac{p_x}{\gamma_1} - \frac{(v_0 - v_1)^2}{2g} \right] = Q_2 \left(\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma_1} \right) \dots (6)$$

Durch Addition von 5 und 6 erhält man

$$Q \left(\frac{v^2}{2g} + \frac{p_x - p_0}{\gamma_1} - \frac{(v - v_1)^2}{2g} \right) + Q_2 \left(\frac{v_0^2}{2g} + \frac{p_x - p_0}{\gamma_1} - \frac{(v_0 - v_1)^2}{2g} \right) = (Q + Q_2) \frac{v_1^2}{2g}$$

Hierin kann $v_0 = 0$ gesetzt werden, da die angesaugte Luft bei dem Eintritte in die weite Rauchkammer ihre Geschwindigkeit fast ganz verlieren wird, daher geht obige Gleichung über in

$$(Q + Q_2) \frac{p_x - p_0}{\gamma_1} = 2 (Q + Q_2) \frac{v_1^2}{2g} - 2 Q \frac{v v_1}{2g}$$

oder

$$\frac{p_0 - p_x}{\gamma_1} = \frac{Q}{Q + Q_2} \frac{v v_1}{g} - \frac{v_1^2}{g} \dots (7)$$

Bezeichnen nun F , F_1 und F_2 die Mündungen bezw. des Bläserohrs, der Esse und der Saugröhre, so hat man

$$Q = F v \gamma_1; \quad Q_2 = F_2 v_2 \gamma_1 \quad \text{und} \quad Q + Q_2 = F_1 v_1 \gamma_1,$$

woraus

$$\frac{Q}{Q + Q_2} = \frac{F v}{F_1 v_1} = \frac{v}{m v_1} \dots (8)$$

wenn $\frac{F_1}{F} = m$ gesetzt wird, und

$$F_1 v_1 = F v + F_2 v_2,$$

oder

$$m v_1 = v + n v_2 \dots (9)$$

wenn man $\frac{F_2}{F} = n$ setzt.

Aus (7) und (8) folgt nun mit Rücksicht auf (3):

$$\frac{p_0 - p_x}{\gamma_1} = \frac{v^2}{mg} - \frac{v_1^2}{g} = \frac{\gamma_0}{\gamma_1} (x - h).$$

Setzt man hierin aus (9) den Werth $v_1 = \frac{v}{m} + \frac{n}{m} v_2$ ein, so wird:

$$\frac{\gamma_0}{\gamma_1} (x - h) = \frac{1}{m^2 g} [(m - 1) v^2 - 2 n v v_2 - n^2 v_2^2] \dots (10)$$

Diese Gleichung liefert mit den aus (3) und (4) entnommenen Werthen von v und v_2 nach einigen Reductionen:

$$\begin{aligned} \frac{\gamma(1 + \xi)}{\gamma_1} m^2 (x - h) &= 2(m - 1)x - 2n^2 \frac{\gamma(1 + \xi)}{\gamma_2(1 + \xi_2)} (x - h) \\ &\quad - 4n \sqrt{x(x - h)} \frac{\gamma(1 + \xi)}{\gamma_2(1 + \xi_2)}, \end{aligned}$$

oder wenn man der Kürze wegen

$$\frac{\gamma(1 + \xi)}{\gamma_1} = \alpha \quad \text{und} \quad \frac{\gamma(1 + \xi)}{\gamma_2(1 + \xi_2)} = \beta \quad \text{setzt,}$$

$$\left([\alpha m^2 - 2(m - 1) + 2\beta n^2] + 4n \sqrt{\beta \frac{x - h}{x}} \right) x = (\alpha m^2 + 2\beta n^2) h.$$

In dieser Gleichung kann das Wurzelglied als sehr geringfügig vernachlässigt werden, weil n klein gegen n^2 und m^2 und weil die Größe $x - h$, d. h. die Luftverdünnung in der Luftkammer klein gegen den Ueberdruck des Dampfes x ist. Dann erhält man die Gleichung

$$x = \frac{\alpha m^2 + 2\beta n^2}{\alpha m^2 - 2(m - 1) + 2\beta n^2} h \dots (11)$$

und

$$x - h = \frac{2(m - 1)}{\alpha m^2 - 2(m - 1) + 2\beta n^2} h \dots (12)$$

Diese beiden Gleichungen liefern die Pressung x in der Rauchkammer und die daselbst stattfindende Luftverdünnung $x - h$ als Function von dem Ueberdrucke h des Dampfes über die äußere Atmosphäre, und von dem Verhältnisse $\frac{F_1}{F} = m$ und $\frac{F_2}{F} = n$ des Schornsteins und Saugrohrs zur Blaserohrmündung. Außerdem kommen in diesen Gleichungen die beiden Werthe

$$\alpha = \frac{\gamma(1 + \xi)}{\gamma_1} \quad \text{und} \quad \beta = \frac{\gamma(1 + \xi)}{\gamma_2(1 + \xi_2)}$$

vor. Auf Grund zahlreicher Versuche fand nun Zeuner, daß diese beiden Werthe α und β von m und n unabhängig sind und mit der Dampf-

spannung h nur sehr langsam wachsen. Nach diesen Versuchen ergibt sich eine genügende Uebereinstimmung zwischen den Resultaten der Rechnung und Versuche, wenn man $\alpha = \beta$ und zwar

$\alpha = \beta = 1,463$	für Dampfspannungen von $1/2$ Atm. Ueberdruck
$\alpha = \beta = 1,588$	" " " 1 " "
$\alpha = \beta = 1,671$	" " " $1\frac{1}{2}$ " "

in die Rechnung einführt. Demgemäß gehen die Formeln (11) und (12) über in

$$x = \frac{\alpha(m^2 + 2n^2)}{\alpha(m^2 + 2n^2) - 2(m-1)} h \dots (13)$$

und

$$x - h = \frac{2(m-1)}{\alpha(m^2 + 2n^2) - 2(m-1)} h \dots (14)$$

d. h. die in der Rauchkammer erzeugte Luftverdünnung ist proportional mit dem Ueberdrucke des ausblasenden Dampfes über die Atmosphäre.

Nunmehr bestimmt sich auch die durch ein gewisses Dampfquantum D angefaugte Luftmenge L . Das in jeder Secunde durch das Saugrohr D , dessen Mündung F_2 ist, eintretende Luftvolumen ist mit Rücksicht auf (3):

$$V = F_2 v_2 = n F v_2 = n F \sqrt{\frac{\gamma_0}{\gamma_2} \frac{2g(x-h)}{1 + \xi_2}}$$

Das Gewicht L dieser Luftmenge beträgt, da γ_1 die Dichtigkeit des Gemenges in der Rauchkammer ist, $L = F_2 v_2 \gamma_1$, während das Gewicht des in der Secunde ausgeströmten Dampfes durch $D = F v \gamma_1$ gegeben ist, so daß man erhält [mit (3) und (4)]:

$$\frac{L}{D} = \frac{F_2 v_2}{F v} = n \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma_2} \frac{1 + \xi}{1 + \xi_2} \frac{x-h}{x}} = n \sqrt{\beta \frac{x-h}{x}}$$

Setzt man hierin für x und $(x - h)$ die Werthe aus (11) und (12) ein, so wird

$$\frac{L}{D} = \sqrt{\frac{2\beta n^2(m-1)}{\alpha m^2 + 2\beta n^2}} = \sqrt{\frac{2n^2(m-1)}{\frac{\alpha}{\beta} m^2 + 2n^2}}$$

Da nun nach dem Obigen $\frac{\alpha}{\beta} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1} (1 + \xi_2)$ ist, so hat man auch:

$$\frac{L}{D} = \sqrt{\frac{2n^2(m-1)}{\frac{\gamma_2}{\gamma_1} (1 + \xi_2) m^2 + 2n^2}} \dots (15)$$

Nun kann man, wenn t_2 die Temperatur der äußeren Atmosphäre und t_1 diejenige in der Rauchkammer ist, unter Vernachlässigung der geringen Druckdifferenz an beiden Stellen nach Gay-Lussac:

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{1 + 0,003665 t_1}{1 + 0,003665 t_2}$$

oder genau genug $\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = 1 + 0,003665 t_1$ setzen, so daß man erhält:

$$\frac{L}{D} = \sqrt{\frac{2 n^2 (m - 1)}{(1 + 0,003665 t_1) (1 + \xi_2) m^2 + 2 n^2}}$$

Setzt man der Kürze halber den Werth $\frac{(1 + 0,003665 t_1) (1 + \xi_2)}{2}$ gleich μ , so erhält man:

$$\frac{L}{D} = \sqrt{\frac{n^2 (m - 1)}{\mu m^2 + n^2}} = \sqrt{\frac{F_2^2 \left(\frac{F_1}{F} - 1 \right)}{\mu F_1^2 + F_2^2}} \dots \dots (16)$$

In dieser Gleichung kommen nur die Querschnitte der Blasrohrmündung F , der Saugröhre F_2 und der Esse F_1 , sowie eine gewisse Größe μ vor, welche von der Temperatur in der Rauchkammer und von dem Widerstande (ξ_2) abhängig ist, welchen die angesaugte Luft auf ihrem Wege durch den Kof und die Siederöhren findet, während die Dampfspannung nicht in der Gleichung auftritt. Es ergibt sich daher das überraschende Resultat, daß die angesaugte Luftmenge L immer dem Verbräuche an Dampf D proportional ist. Diese Eigenschaft des Blasrohrs entspricht einer großen Vollkommenheit desselben als Zugbeförderungsmittel, indem die angesaugte Luftmenge in gleichem Maße zu- und abnimmt, wie der bei verschiedener mechanischer Arbeit der Locomotive verbrauchte Dampf, also auch wie das zu verbrennende Feuerungsmaterial. Das Blasrohr wirkt daher gewissermaßen selbstregulirend und ohne Zuthun des Heizers.

Um indessen je nach Bedürfniß die Wirkung des Blasrohrs verändern zu können, giebt es mehrere und zwar wie die Gleichung (16) lehrt, vier verschiedene Mittel, indem eine Veränderung von einer der vier Größen F , F_1 , F_2 und μ vorgenommen wird.

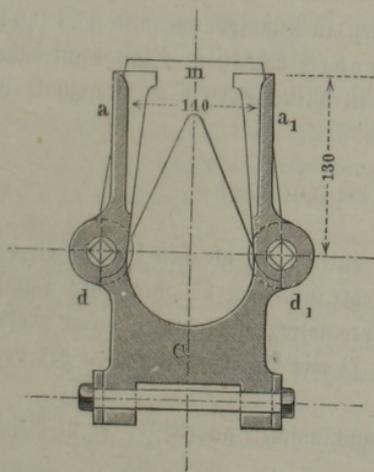
Am häufigsten wendet man zur Zugregulirung ein Blasrohr mit veränderlicher Mündung an, etwa indem man das conische Mundstück mittelst eines verschieblichen Conus mehr oder minder verengt, oder auch indem man nach Fig. 331 das Mundstück aus zwei klappenartig um Scharniere d beweglichen Backenstücken a bestehen läßt, welche einander mehr oder minder genähert werden können. Aus der Gleichung (16) ersieht man, daß die Luftmenge L

unter sonst gleichen Verhältnissen der Größe $\sqrt{\frac{F_1}{F}} - 1$ proportional ist, also durch eine Verengung des Blasrohrquerschnittes vergrößert wird. Beträgt z. B. der Querschnitt des Blasrohrs im ganz geöffneten Zustande $\frac{1}{8}$ des Essenquerschnittes F_1 , und man verengt ihn auf $\frac{1}{15}$ desselben, so verhalten sich die gesaugten Luftmengen in diesen beiden Fällen wie

$$\sqrt{8-1} : \sqrt{15-1} \text{ oder wie } 1 : 1,41.$$

Man muß indessen bemerken, daß die Steigerung des Zuges durch Verengung des Blasrohrs mit dem Nachtheile eines vermehrten Gegendruckes

Fig. 331.



auf die Rückfläche der Dampfbohlen verbunden ist, so daß eine solche Verengung nur innerhalb gewisser Grenzen anzuwenden ist. Wegen des mit einer verengten Blasrohröffnung vergrößerten Gegendruckes auf die Kolben regulirt man den Zug auch wohl dadurch, daß man die Saugöffnung F_2 veränderlich macht, z. B. indem man einzelne Reihen der Siederöhren durch Schirme in der Rauchkammer verdeckt, wie dieses Verfahren namentlich in England gebräuchlich ist. Auch durch eine Veränderung des Widerstandscoefficienten μ läßt sich der Luftzug reguliren. Dies geschieht häufig

durch eine verstellbare Klappe am Aschenfall, durch welche die Oeffnung für die zutretende Luft verändert werden kann. Auch hat man wohl durch jaloustieartig wirkende Schienen die Mündungen der Siederöhren in der Rauchkammer theilweise verengt, und schon eine höhere Brennmaterialschicht auf dem Roste erschwert der Luft den Durchgang und vergrößert den Werth von μ . Dieser Werth μ kann daher je nach diesen Verhältnissen sehr verschieden ausfallen, nach Zeuner darf man für die gewöhnlichen Locomotiven μ etwa zwischen 3 und 5 liegend annehmen. Es leuchtet ein und ist auch aus Gleichung (16) zu erkennen, daß mit einer Verengung des Querschnittes F_2 der Siederöhren sowohl wie mit einer Vergrößerung des Widerstandes μ nur eine Verschwächung des Luftzutrittes hervorgebracht werden kann, während eine Verengung der Blasrohrmündung F den Zug verstärkt. Durch eine Veränderung des Schornsteinquerschnittes F_1 ließe sich ebenfalls der Gleichung (16) zufolge eine Regulirung der Luftmenge erreichen, doch hat man von diesem Mittel wegen der Schwierigkeit der Ausführung keine Anwendung ge-

macht. In dieser Hinsicht sei nur bemerkt, daß man durch eine abgestumpft conische Form des Schornsteins, von Prüssmann angegeben, den Zug befördert hat, in welcher Beziehung auf die unten angegebene Quelle*) verwiesen werden mag.

In Betreff des Blasrohrdruckes ist zu bemerken, daß bei einem langsamen Gange der Locomotive das Austreten des Dampfes aus den Cylindern ein stoßweises ist, welches sich nur bei schneller Gangart der Maschine einem gleichförmigen Ausströmen nähert. Für die Größe des Blasrohrdruckes giebt Zeuner die empirische Formel:

$$n - 0,9410 = \left(\frac{D}{287 F} \right)^2,$$

worin n den mittleren Blasrohrdruck (totalen) in Atmosphären, also $n - 0,941$ nahezu den Ueberdruck des Blasrohrs bedeutet. Man kann daher, wenn h wie bisher diesen Ueberdruck in Millimetern Quecksilbersäule bedeutet, genügend genau

$$h = 760 \left(\frac{D}{287 F} \right)^2 = 0,009227 \frac{D^2}{F^2}$$

setzen, d. h. der Blasrohrüberdruck ist unter sonst gleichen Umständen dem Quadrate der Blasrohrmündung umgekehrt und dem Quadrate der Dampfmenge, also auch dem Quadrate der Locomotivgeschwindigkeit direct proportional, da die verbrauchte Dampfmenge D wie die Geschwindigkeit der Locomotive wächst.

Was die Luftverdünnung in der Rauchkammer anbetrifft, so ist dieselbe ($x - h$) nach Gleichung (14) durch

$$x - h = \frac{2(m - 1)}{\alpha(m^2 + 2n^2) - 2(m - 1)} h,$$

also proportional mit dem Blasrohrüberdrucke gegeben, es wird daher bei stoßweisem Austreten des Dampfes auch die Luftverdünnung und das Ansaugen periodisch veränderlich sein. Nach Clark's Versuchen pflegt man gewöhnlich das Verhältniß der Luftverdünnung in der Rauchkammer $x - h$ zu dem Blasrohrüberdrucke h zu

$$\frac{x - h}{h} = \frac{1}{14}$$

anzunehmen. Hinsichtlich näherer Untersuchungen über die Blasrohrwirkung muß auf das Zeuner'sche Werk verwiesen werden.

*) Handb. f. spec. Eisenbahntechnik, Bd. 3, Art. von Grove und Georg Meyer, S. 138 u. 351.

Die Dampfmaschine einer Locomotive ist immer eine direct wirkende §. 77. Hochdruckmaschine ohne Condensation mit zwei Cylindern, deren Kurbeln, auf einer Ase des Wagengestells (Triebaxe) befestigt, gegen einander um 90° ver- stellt sind, um durch Beseitigung von Todtlagen den Mechanismus in jeder Stellung in Bewegung setzen zu können. Die Cylindern sind fast ausnahms- weise horizontal in gleicher Höhe über den Schienen und mit diesen parallel gelagert; nur noch selten findet man gegen den Horizont geneigte Cylindern, abgesehen von den für secundäre Bahnen ausgeführten Locomotiven mit stehen- den Kesseln, bei denen die Cylindern vertical oder in schräger Richtung an- geordnet sind. Auf diese letzteren Maschinen soll bei den folgenden Be- sprechungen keine Rücksicht genommen werden, bei ihrer verhältnißmäßig ge- ringen Bedeutung genügt eine kurze Erwähnung am Schlusse dieses Capitels.

Die Anordnung zweier Cylindern macht die Anwendung eines besonderen Schwungrades unnöthig, um so mehr, als die ganze Masse des bewegten Trains auf Erzeugung einer gleichmäßigen Bewegung hinwirkt. In Betreff der Lage der Cylindern, welche immer zu beiden Seiten der Längsaxe des Kessels in gleichen Abständen von dieser angeordnet sind, unterscheidet man Maschinen mit außen und solche mit innen liegenden Cylindern, je nachdem dieselben außerhalb oder innerhalb der Triebräder gelegen sind. Es ist natürlich, daß bei innen liegenden Cylindern die Triebaxe mit zwei senk- recht zu einander stehenden Kröpfungen für den Angriff der Lenkerstangen versehen sein muß, während die Anordnung der Cylindern außerhalb der Trieb- räder gestattet, die Kurbelzapfen in den Naben der Triebräder selbst zu be- festigen, oder auf den Enden der Triebaxe besonders aufgesetzte Kurbeln an- zubringen. Bei der Anordnung innerer Cylindern sind wegen des geringeren Abstandes der beiden Cylindern von einander die aus der Verschiedenheit der Wirkung beider Lenkerstangen resultirenden Bewegungsförderung (s. §. 84) geringer als bei außen liegenden Cylindern, so daß im ersteren Falle die Loco- motiven einen ruhigeren Gang zeigen als im letzteren. Dagegen sind die höhere Lage des Kessels, die schwierigere Zugänglichkeit zu den Cylindern und Schiebern, sowie die Schwierigkeiten der Fabrication solider Kurbelaxen Uebelstände, welche der Anwendung innerer Cylindern im Wege stehen. Insbesondere ist die ge- ringere Solidität der gekröpften Ase ein Grund, warum man innen liegende Cylindern nur bei Güterzugmaschinen anwendet, bei denen die geringere Ge- schwindigkeit sie weniger bedenklich erscheinen läßt. Die Entfernung der bei- den Cylindern ist natürlich in beiden Fällen innerhalb enger Grenzen ein- geschlossen, bei Außencylindern durch die Spurweite und bei Innencylindern durch die Cylindernweite. Man hat bei letzterer Construction diese Entfer- nung bei 0,450 m lichtigem Cylinderdurchmesser bis auf das geringste Maß 0,510 m eingeschränkt, während diese Entfernung bei Außencylindern mit in den Radnaben befindlichen Kurbelzapfen etwa 2,090 m und bei besonders

aufgesetzten Außenkurbeln 2,420 m und selbst noch mehr beträgt. Die Durchmesser der Cylinder sind natürlich je nach der verlangten Leistung verschieden und betragen im Durchschnitt etwa 0,400 bis 0,450 m bei Schnellzug- und Personenzugmaschinen, 0,450 bis 0,500 m bei Güterzugmaschinen und 0,500 bis 0,550 m bei den schwersten Gebirgsmaschinen.

Die Cylinder sind bei der Mehrzahl der Locomotiven an dem vorderen Theile des Kessels (Rauchkammer) angebracht, und es liegt die Triebaxe zwischen der Rauchkammer und der Feuerbüchse, welche letztere früher meist als überhängende construirt wurde, derart, daß hinter derselben unter dem Führerstande eine Axe nicht angebracht war. In neuerer Zeit, seitdem man die Vortheile langer Rosten bei Steinkohlenfeuerung erkannte, hat man indessen vielfach auch hinter oder unter der Feuerbüchse eine Axe angeordnet, insbesondere für Personenzugmaschinen, während die langen Kessel der Güterzugmaschinen die Anordnung sämmtlicher Axen zwischen Rauchkammer und Feuerbüchse gestatten. Die Lagerung der Triebaxe hinter der Feuerbüchse war übrigens schon bei den Locomotiven von Crampton gewählt, bei denen die Cylinder etwa in der Mitte des Langkessels angebracht waren. Diese für Schnellzüge gewählte Anordnung gestattet zwar bei tiefer Lage des Kessels die Anwendung hoher Triebräder (von mehr als 2 m Durchmesser), wie sie für große Fahrgeschwindigkeiten erforderlich sind, die geringe Adhäsion beschränkt jedoch dieses System auf die leichtesten Züge. Bei den sechsradrigen Locomotiven mit überhängender Feuerbüchse wird in der Regel die Mittelaxe als Triebaxe benutzt, wozu dieselbe wegen ihrer großen Belastung besonders geeignet erscheint, doch wählt man auch wohl die Hinteraxe zur directen Aufnahme der Kraft, selten oder niemals indessen die Vorderaxe, welcher hauptsächlich die Function zufällt, die Locomotive in der Bahn zu leiten. Hieraus folgen gerade für diese Axe die stärksten Reactionen der Schienen in den Curven, während die Mittelaxe denselben in verhältnißmäßig geringerem Grade ausgesetzt ist.

Bei den gesteigerten Anforderungen an die Zugkraft der Locomotiven genügt in der Regel die Adhäsion der einen Triebaxe jetzt nicht mehr, denn da die Axenbelastung selten mehr als 14 Tonnen, meist weniger beträgt, so würde bei einem durchschnittlichen Reibungscoefficienten von $\frac{1}{7}$ zwischen Rad und Schiene die Zugkraft auf

$$\frac{14000}{7} = 2000 \text{ kg}$$

beschränkt sein. Um daher die zur Aeußerung einer größeren Zugkraft erforderliche Adhäsion an den Schienen zu erlangen, kuppelt man mit der Triebaxe auch noch andere Axen, indem man die letzteren mit Hilfe von Parallelkurbeln zwingt, an der Drehung der Triebaxe direct in gleichem

Betrage Theil zu nehmen, so daß im Falle eines Gleitens der Räder auf den Schienen auch an den Radumfängen dieser Kuppelaxen ein Reibungswiderstand überwunden werden muß, welcher von der Belastung derselben abhängt. Bei den sechsrädrigen Güterzugmaschinen verkuppelt man zu dem Zwecke in der Regel alle drei Axen mit einander, so daß das ganze Locomotivengewicht als Adhäsionsgewicht in Rechnung gestellt werden kann, während man bei den Gebirgsmaschinen oft auch noch das Gewicht des Tenders zu diesem Zwecke benutzt. Auch bei den Personenzugmaschinen ist in der Regel die Kuppelung einer zweiten Axen mit der Triebaxe erforderlich, und man pflegt meistens die Hinteraxe mit der in der Mitte gelegenen Triebaxe zu kuppeln, obwohl auch solche Fälle nicht selten sind, wo die vordere Axen als Kuppelaxe auftritt. Locomotiven mit freier Triebaxe ohne Kuppelung werden kaum mehr ausgeführt.

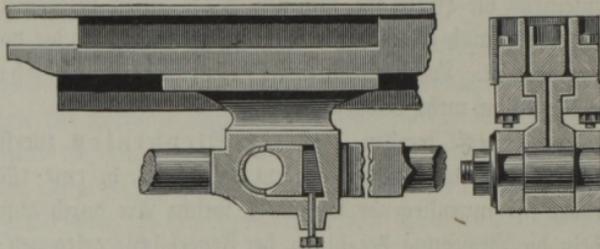
Es mag hier bemerkt werden, daß von Stephenson zuerst eine sogenannte Blindaxe als Triebaxe benutzt wurde, d. h. eine räderlose gekröpfte Triebaxe für innenliegende Cylinder, welche Axen durch außenliegende Parallelkurbeln die Bewegung der hinter der Feuerbüchse gelegenen Cramp-ton-Axen vermittelte. Diese Anordnung, welche seinerzeit (Preuß. Ostbahn) mehrfach zur Anwendung kam, zeichnete sich, da die Triebaxe hierbei dem Spiele von Federn nicht unterworfen ist, zwar durch ruhigen Gang der Maschinen aus, einer größeren Verbreitung stand aber wohl hauptsächlich die für größere Zugkräfte ungenügende Adhäsion im Wege.

Die Größe der Triebräder, mit welcher, wie leicht ersichtlich ist, diejenige sämmtlicher damit verkuppelten Räder genau übereinstimmen muß, richtet sich hauptsächlich nach den Zwecken der Maschine, d. h. ob dieselbe, wie die Personenzugmaschinen, besonders große Fahrgeschwindigkeit, oder wie die Güterzugmaschinen, große Zugkraft bei mäßiger Geschwindigkeit haben soll. Während demgemäß die Triebraddurchmesser bei Personen- und Schnellzugmaschinen etwa zwischen 1,5 und 2,1 m gelegen sind, geht man bei den Güterzugmaschinen damit von 1,5 auf 1,2 und selbst 1 m herab, da es hierbei mit Rücksicht auf den durch die beschränkte Cylinderlänge gegebenen Kurbelhalbmesser oder Kraftarm darauf ankommt, den Lastarm, d. h. den Triebradhalbmesser, möglichst klein zu halten. Die Laufräder haben immer geringere Durchmesser, welche etwa, den gewöhnlichen Wagenrädern entsprechend, zwischen 0,9 und 1,36 m liegen.

Hinsichtlich der sonstigen Anordnung der Dampfmaschine kann bemerkt werden, daß die Führung der Kreuzköpfe immer durch Coulissen oder Prismen geschieht, und zwar wendet man meist für jeden Kreuzkopf zwei Führungsprismen (eins oben und eins unten) an, zwischen denen der gegabelte Kreuzkopf sich führt. Dementgegen wandte man früher und wendet bei inneren Cylindern auch jetzt noch vier Führungsschienen an, zu jeder Seite

der Kolbenstange zwei über einander, wodurch wegen der geringeren Höhe des Kreuzkopfes die eckenden Wirkungen herabgezogen werden. Wegen der schwierigeren Montirung der vier parallel zu einander zu haltenden Schienen haben sich jedoch bei außen liegenden Cylindern, bei denen man in der Höhe weniger beschränkt ist, die Geradföhrungen mit nur zwei Linealen ziemlich allgemein eingeföhrt. Amerikanische Maschinen zeigen auch Geradföhrungen mit einem einzigen Lineale, natürlich von solcher Querschnittsgestalt, Fig. 332,

Fig. 332.



daß der Kreuzkopf nach oben wie nach unten am Ausweichen verhindert ist (wegen des Vorwärts- und Rückwärtsganges der Maschine).

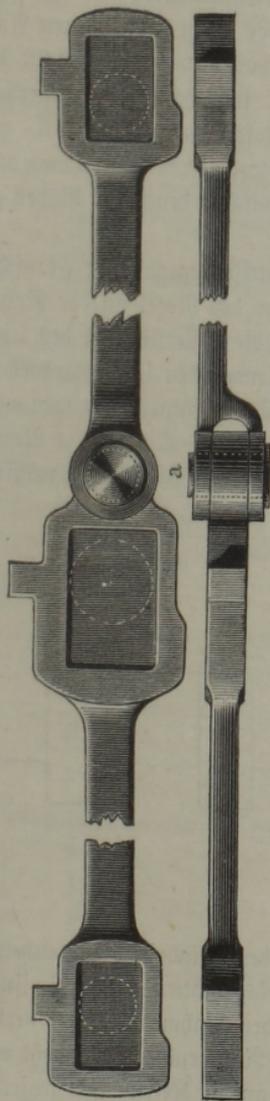
Was die Länge des Kolbenhubes und die damit in Verbindung stehenden Längen der Kurbel sowie der Lenkerstange anbetrifft, so kann man durchschnittlich den Kolbenhub l zwischen $1,4d$ und $1,5d$ bei Personenzugmaschinen und zwischen $1,2d$ und $1,3d$ bei Güterzugmaschinen annehmen, wenn d den Cylinderdurchmesser bedeutet. Das Verhältniß der Lenkerstangenlänge L zum Kurbelhalbmesser $r = \frac{l}{2}$ variirt bei den gewöhnlichen Ausföhrungen zwischen den Werthen $\frac{L}{r} = 5,5$ und 8 , je nachdem die mittlere oder die hintere Aye zur Triebabz gemacht ist.

Die Steuerung des Dampfes geschieht immer durch den bekannten Muschel-schieber, zu dessen Bewegung behufs des möglichen Umsteuerens für jeden Cylind eine Couliße (s. §. 81 über Locomotivsteuerungen) angewendet wird. Bei äußeren Cylindern liegen die beiden Schieberkasten sehr häufig innerlich der beiden die Aylager aufnehmenden Rahmen (siehe den folgenden Paragraphen), während bei Innencylindern die Schieberkasten entweder außerhalb der Cylind, aber noch innerhalb der Rahmen angeordnet sind, oder zwischen den Innencylindern liegen, so daß für beide Cylind eine gemeinschaftliche Dampfkammer angeordnet werden kann. In welcher Weise durch den Regulator die Zuföhrung von Dampf durch ein Gabelrohr gleichzeitig zu beiden Cylindern ermöglicht ist, wurde bereits oben (§. 74) an-

gegeben, ebenso wurde bemerkt, daß die Abführung des gebrauchten Dampfes durch ein anderes Gabelrohr nach dem Blasrohre geschieht. Selbstredend

ist die gleichzeitige Bewegung der beiden Steuerungscoulißen sowie das Oeffnen der an den Cylindern und Schieberkästen angebrachten Ausspritzhähne für condensirtes Wasser vom Führerstande aus durch geeignete Gestänge jederzeit zu bewirken. Früher fand sich auf der Triebaxe außer den Steuerungsexcentern meist ein besonderes Excentricum zur Bewegung einer Kesselspeisepumpe vor, der Symmetrie wegen waren auch wohl zwei solche Speisepumpen vorhanden. Neuerdings bedient man sich meistens zum Speisen des Kessels der Injecteure oder besonderer kleiner Dampf-pumpen (s. Cap. 4). Die Anordnung der Kuppelstangen findet immer außerhalb der Triebräder statt, zu welchem Ende in die Naben der Kuppelräder besondere Kurbelzapfen eingesetzt werden, während bei den Triebrädern von Außencylindermaschinen die Kurbelzapfen neben der Lenkerstange den Sitz für die Kuppelstangen haben. Die letzteren werden analog den Lenkerstangen aus Schmiedeeisen oder Gußstahl meist mit geschlossenen Kopflagern (siehe III, 1) angefertigt. Bei dreiarigen Locomotiven, bei denen alle Axen gekuppelt sind, setzt man häufig die Kuppelstange nach Fig. 333 aus zwei Theilen bei *a* scharnierartig zusammen, um Brüche zu vermeiden, welche in Folge von Unregelmäßigkeiten der Bahn bei einer durchgehenden starren Stange eintreten könnten.

Fig. 333.



Das Gestell. Zur Befestigung der Cylinder und Geradföhrungsstangen §. 78. dient bei Locomotiven ein aus Langträgern und Querverbindungen bestehendes rahmenartiges Gestell, mit welchem auch der Kessel verbunden ist, und welches sich mittelst der Tragsfedern auf die Axen der Locomotive stützt. Die

Haupttheile dieses Gestelles sind zunächst zwei (zuweilen auch wohl vier) schmiedeeiserne Langträger von 7 bis 9 m Länge, 25 bis 30 mm Eisenstärke und einer Querschnittshöhe, welche je nach der Construction etwa zwischen 0,4 und 0,9 m schwankt, wovon jedoch wegen der darin vorhandenen Ausschnitte die eigentliche Höhe des Materialquerschnitts meist nur 0,35 bis 0,40 m beträgt. Je nachdem diese Hauptträger innerhalb oder außerhalb der Räder angeordnet sind, unterscheidet man Maschinen mit *Innen-* und solche mit *Außenrahmen*, bei sehr schweren Locomotiven wendet man auch wohl innere und äußere Rahmen zugleich an, zwischen denen die Räder gelegen sind.

Die Hauptrahmen, an welche die Cylinder mittelst angegoßener Flanschen geschraubt werden, sind nur an einer Stelle, in der Regel an der Rauchkammer mit dem Kessel fest verbunden, während die Unterstützung des letzteren in seinem mittleren Theile und an dem Feuerkasten so angeordnet ist, daß eine Ausdehnung des Kessels in Folge der Temperaturänderungen möglich ist. Die feste Verbindung eines Rahmenbleches *A* mit dem Rauchkammerbleche *B* durch die Zwischenverbindung *C* zeigt Fig. 334, während

Fig. 334.

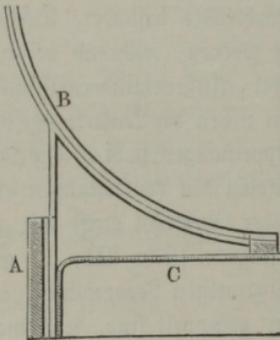
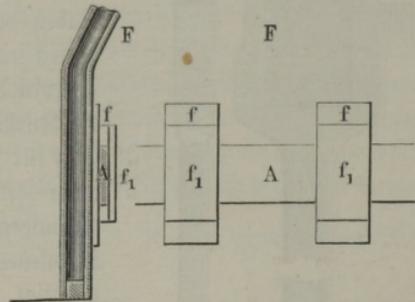


Fig. 336.

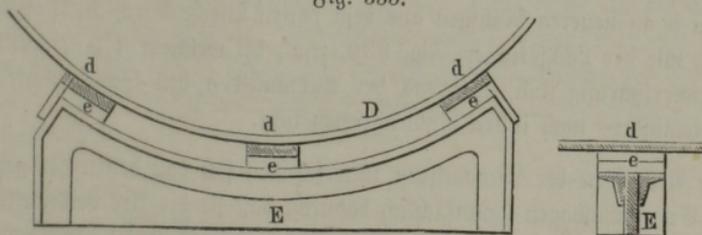


aus Fig. 335 die Art ersichtlich ist, in welcher der cylindrische Kesseltheil *D* mittelst der Auflagerplättchen *d* auf den Unterlagsplatten *e* des Zwischenträgers *E* verschiebbar aufruhet, welcher die beiden Rahmenbleche *A* verbindet. Die Stützung des Feuerkastens *F* durch die Rahmenbleche geschieht etwa in der Fig. 336 angedeuteten Art, indem die an die Kesselwand genieteten Führungsstücke *f* direct auf den Oberkanten der Rahmen *A* ruhen, und durch die Deckplatten *f₁* eine sichere Führung bei einer eintretenden Verschiebung gewährt ist.

Außerdem sind die Langträger vorn und hinten durch zwei eiserne Querstücke verbunden, von denen das vordere, die sogenannte *Bufferbohle*, zur Aufnahme der Buffer und eines Zughafens dient, während das hintere etwa

0,8 bis 1,0 m hinter dem Kessel angebrachte Querstück zur Stützung des Führerstandes und Aufnahme der Kuppelungsstange zwischen Locomotive und Tender dient. Zur Aufnahme der Achsbüchsen dienen die in neuerer Zeit

Fig. 335.



mit dem Rahmenbleche aus einem Stücke gearbeiteten Argabeln oder Achshalter, welche zur sicheren Führung der Achsbüchsen mit besonderen aus Gußeisen oder besser Stahl hergestellten Backenstücken armirt sind, die zur Verfestigung des durch den Verschleiß entstandenen Zwischenraumes durch Keilstellungen regulirbar gemacht sind.

In Fig. 337 und 338 ist ein Gestell von Sharp für eine dreiaxige Locomotive im Aufrisse und Grundrisse dargestellt, bei welchem die Argabeln

Fig. 337.

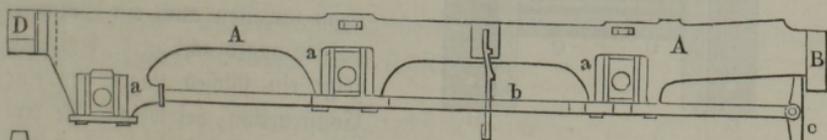


Fig. 338.

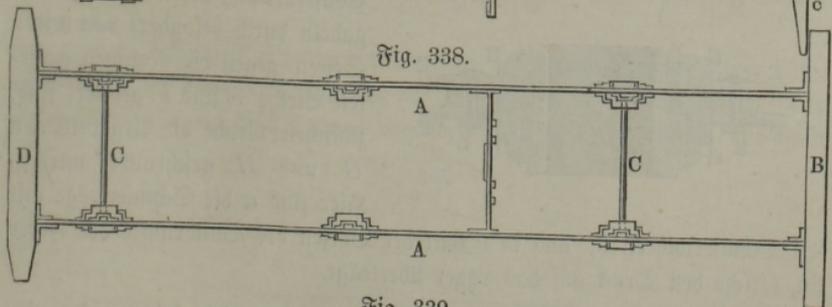
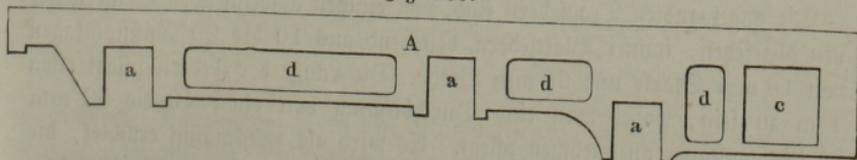


Fig. 339.

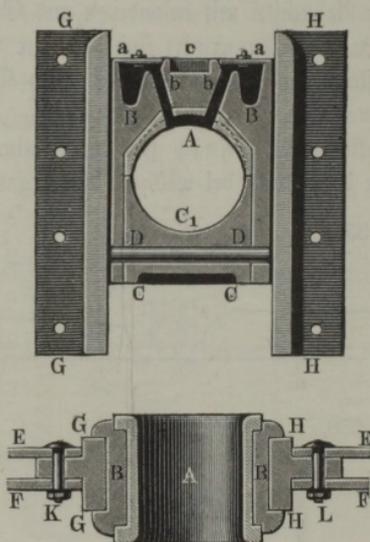


a mit dem Rahmen A aus einem Stücke bestehen, unterhalb aber noch durch die Verbindungsstangen b gegen einander abgesteift und mit den Bahn-

räumern *c* verbunden sind. *B* ist die Bufferbohle, *C* sind Querverbindungen, auf denen der cylindrische Kesseltheil ruht, und *D* ist das hintere, den Führerstand tragende Verbindungsstück. Dieses Querstück wird ebenso wie die Bufferbohle neuerdings von Eisen gemacht, auch werden die Verbindungsstangen *b* an neueren Rahmen aus dem vollen Bleche durch Ausstoßen dargestellt, wie der Längsträger, Fig. 339, zeigt, bei welchem *d* Ausschnitte zur Materialersparung sind, während der Ausschnitt *c* den Schieberkasten des Dampfcylinders nach innen hindurchtreten läßt.

Die Axbüchsen der Locomotiven unterscheiden sich von denen der gewöhnlichen Eisenbahnwagen hauptsächlich dadurch, daß sie die Axzweidei seitlich hindurchtreten lassen, da nur in seltenen Fällen äußere Schenkel der Locomotivaxen vorkommen, nämlich nur bei nicht gekuppelten Axen und bei äußeren Rahmen. Die Delung der Zapfen geschieht bei den Locomotivaxen wegen des beschränkten Raumes meistens von oben, und man schützt den Zapfen von unten gegen den Zutritt des Staubes durch einen Schutzdeckel, in welchem zuweilen auch ein Schmierpolster angebracht wird. Fig. 340 zeigt ein solches Lager für eine Construction, bei welcher die Axgabeln durch besondere von beiden Seiten gegen die Rahmen genietete Bleche *E* und *F* gebildet sind, zwischen welche die Axgabelbacken *G* und *H* geschraubt werden. Hier sind *a* die Schmiertröge mit den Schmierlöchern *b*, und in *c* tritt der Bolzen des Bundringes der Feder ein, welche den Druck auf das Lager überträgt.

Fig. 340.



axen vorkommen, nämlich nur bei nicht gekuppelten Axen und bei äußeren Rahmen. Die Delung der Zapfen geschieht bei den Locomotivaxen wegen des beschränkten Raumes meistens von oben, und man schützt den Zapfen von unten gegen den Zutritt des Staubes durch einen Schutzdeckel, in welchem zuweilen auch ein Schmierpolster angebracht wird. Fig. 340 zeigt ein solches Lager für eine Construction, bei welcher die Axgabeln durch besondere von beiden Seiten gegen die Rahmen genietete Bleche *E* und *F* gebildet sind, zwischen welche die Axgabelbacken *G* und *H* geschraubt werden.

Hier sind *a* die Schmiertröge mit den Schmierlöchern *b*, und in *c* tritt der Bolzen des Bundringes der Feder ein, welche den Druck auf das Lager überträgt.

Die angewandten Tragsfedern sind, von einigen abweichenden Constructionen abgesehen, immer Blattfedern, bestehend aus 10 bis 20 Gußstahlagen von 13 mm Stärke und 90 mm Breite. Die Länge der Federn pflegt etwa 1 m zu sein, wobei man eine Durchbiegung von etwa 40 bis 50 mm im Ruhezustande anzunehmen pflegt. Es wird als zweckmäßig erachtet, die Federn der Vorderaxe etwas stärker als die der anderen Axzweidei zu machen, derart, daß man bei den ersteren nur 48, bei den übrigen 55 kg höchste Faserspannung pro Quadratmillimeter zuläßt.

Die Anordnung der Federn ist aus Fig. 341 ersichtlich, woraus man auch die Vorrichtung zur Regulirung der Federspannung durch Umdrehung der Schraube *G* mit rechtem und linkem Gewinde erkennt. An den Bolzen *H* der Bügel *F* hängt hierbei der Rahmen, während die Federhülse *BC* sich mit dem Stifte *D* auf die Achsbüchse stützt. Durch eine Drehung der Spannschraube *G* läßt sich daher der Stützpunkt *D* relativ gegen den Schwerpunkt der Locomotive heben und senken und dadurch eine Regulirung der Belastung der Axen innerhalb gewisser Grenzen vornehmen, wie aus folgender Betrachtung hervorgeht.

Bei dem Vorhandensein von nur zwei Axen *A* und *B*, Fig. 342, ist die

Fig. 341.

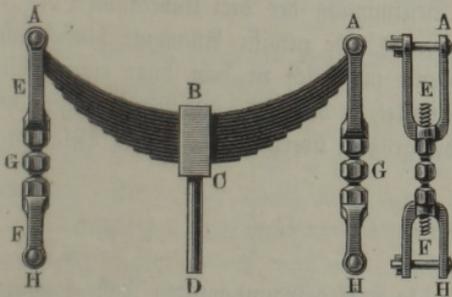
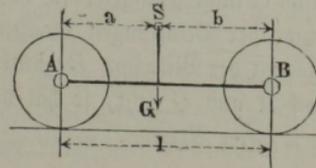


Fig. 342.

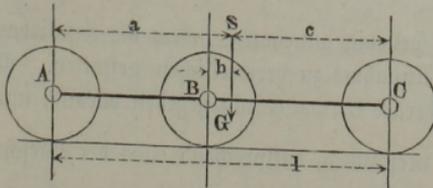


Größe der Axenbelastungen ohne Weiteres durch die Lage des Schwerpunktes *S* gegeben, indem man unter allen Umständen

$$A = G \frac{b}{l} \text{ und } B = G \frac{a}{l}$$

hat, woran sich durch Spannvorrichtungen der Federn nichts ändern läßt. Dagegen ist bei dem Vorhandensein dreier Axen *A*, *B*, *C*, Fig. 343, jeder Rahmen wie ein auf drei Stützen liegender Träger zu betrachten, und man

Fig. 343.



kann hierbei die Reactionen in den Stützpunkten im Allgemeinen nur unter Berücksichtigung der Elasticitätsverhältnisse des Trägers ermitteln, wie in I, §. 246 ausführlich gezeigt worden. Es wurde an gedachter Stelle auch der Einfluß besonders in Betracht gezogen, welchen die verticale Senkung

oder Hebung einer der Stützen auf die Größe der Stützreactionen, also auf die Vertheilung der Last auf die Stützpunkte ausübt. Da nun bei dem Locomotivgestelle die stellbaren Federgehänge nach Belieben ein Höher- oder Tieferlegen des Stützpunktes gestatten, so ist hierin die Möglichkeit einer Regulirung der Axenbelastung gegeben. Es seien A , B und C , Fig. 343, wieder die Belastungen der gleichbezeichneten Axen, und a , b , c deren Abstände von der durch den Schwerpunkt S gehenden verticalen Querebene, so hat man, unter G das Gewicht der Locomotive verstanden:

$$A + B + C = G \dots \dots \dots (1)$$

und

$$Aa + Bb = Cc \dots \dots \dots (2)$$

Da diese zwei Gleichungen zur Bestimmung der drei Unbekannten A , B und C nicht genügen, so läßt sich noch eine gewisse Annahme hinsichtlich einer der Belastungen machen. Denkt man sich zu dem Ende einmal die Federn der Mittelaxe B gänzlich entlastet, so daß das ganze Locomotivgewicht auf A und C ruht, so hat man die größten überhaupt möglichen Belastungen dieser Axen

$$A_1 = G \frac{c}{l} \text{ und } C_1 = G \frac{a}{l}.$$

Wenn dagegen die Federn von C so stark gespannt werden, daß A gänzlich entlastet wird, so ist:

$$A_2 = 0 \text{ und } C_2 = G \frac{b}{c}.$$

Man kann daher für A eine zwischen

$$A_2 = 0 \text{ und } A_1 = G \frac{c}{l}$$

oder für C eine zwischen

$$C_2 = G \frac{b}{c} \text{ und } C_1 = G \frac{a}{l}$$

gelegene Belastung beliebig annehmen, indem die regulirbaren Federspannungen jede derartige Annahme zu verwirklichen gestatten. Man setze etwa die Belastung der Vorderaxe $C = \alpha G$ als gegeben voraus, unter α einen Werth zwischen $\frac{b}{c}$ und $\frac{a}{l}$ verstanden, entsprechend etwa der Vorschrift der technischen Vereinbarungen, wonach bei dreiaxigen Locomotiven die Vorderaxe, wenn sie Laufaxe ist, eine Belastung nicht unter $\frac{1}{4} G$ und die hintere Axe, wenn sie als Laufaxe auftritt, eine Belastung von nicht weniger als $\frac{1}{5} G$ erhalten soll. Alsdann findet man A und B einfach aus den Momentengleichungen in Bezug auf die Axenmittel von B und A :

$$A(a - b) = C(b + c) - Gb$$

und

$$B(a - b) = Ga - Cl.$$

Sind zwei Axen, z. B. A und B , mit einander gekuppelt, in welchem Falle es mit Rücksicht auf möglichst gleiche Abnutzung der Radreifen wünschenswerth ist, beide Axen gleich zu belasten, so erhält man aus (1) und (2) durch Einsetzung von $A = B$:

$$A(a + b) = Cc = (G - 2A)c, \text{ also } A = B = G \frac{c}{a + b + 2c}$$

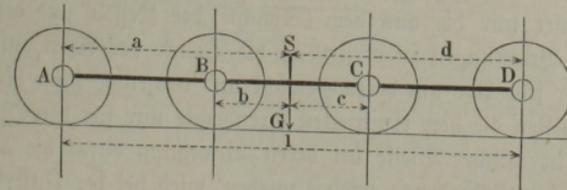
und

$$C = G - 2A = G \frac{a + b}{a + b + 2c}.$$

Sind alle drei Axen mit einander zu kuppeln, und man will die Belastungen gleich machen, so folgt aus (1): $A = B = C = \frac{1}{3}G$, und aus (2) die Bedingung: $a + b = c$. Liegt z. B. der Schwerpunkt hier über der Mittelaxe B , so erhält man $a = c$, d. h. gleiche Radentfernungen als Bedingung. In welcher Weise man durch richtige Wahl von a , b und c gewissen vorgeetzten Bedingungen genügen kann, ist durch vorstehende Untersuchungen erkenntlich, es muß nur festgehalten werden, daß die Belastungen der äußeren Axen A und C nur innerhalb der angegebenen Grenzen 0 und $G \frac{c}{l}$ bzw. $G \frac{b}{c}$ und $G \frac{a}{l}$ angenommen werden können.

Betrachtet man in ähnlicher Art eine vieraxige Locomotive, Fig. 344, so findet man zunächst die untere Grenzbelastung für jede Axe gleich Null, da hierbei, unter der Voraussetzung, daß der Schwerpunkt S zwischen die mittleren Axen B und C fällt, jede Axe vollständig entlastet werden kann, was bei dreiaxigen Locomotiven nur in Bezug auf zwei Axen gilt. Ferner ergibt

Fig. 344.



sich die größtmögliche Belastung für A und D bei gänzlicher Entlastung von B und C zu:

$$A_1 = G \frac{d}{l} \text{ und } D_1 = G \frac{a}{l},$$

während die Axe B bei Entlastung von A und C den größten Druck

$$B_1 = G \frac{d}{b+d}$$

und die Axc C bei Entlastung von B und D denjenigen

$$C_1 = G \frac{a}{a+c}$$

empfängt. Da hierbei vier Unbekannte und nur die beiden Gleichungen:

$$A + B + C + D = G \dots \dots \dots (3)$$

$$Aa + Bb = Cc + Dd \dots \dots \dots (4)$$

vorhanden sind, so darf man hinsichtlich der Drucke noch zwei willkürliche Annahmen machen, z. B. diejenigen $A=B$ und $C=D$. Mit diesen Voraussetzungen erhält man aus (3) und (4):

$$A + C = \frac{1}{2} G$$

und

$$A(a+b) = C(c+d) = (\frac{1}{2} G - A)(c+d)$$

oder

$$A = B = \frac{1}{2} G \frac{c+d}{a+b+c+d}$$

sowie

$$C = D = \frac{1}{2} G \frac{a+b}{a+b+c+d}.$$

Sollte auch $A = C$, also der Druck für alle Axen gleich sein, so wäre

$$A = B = C = D = \frac{1}{4} G$$

an die Bedingung geknüpft:

$$a + b = c + d.$$

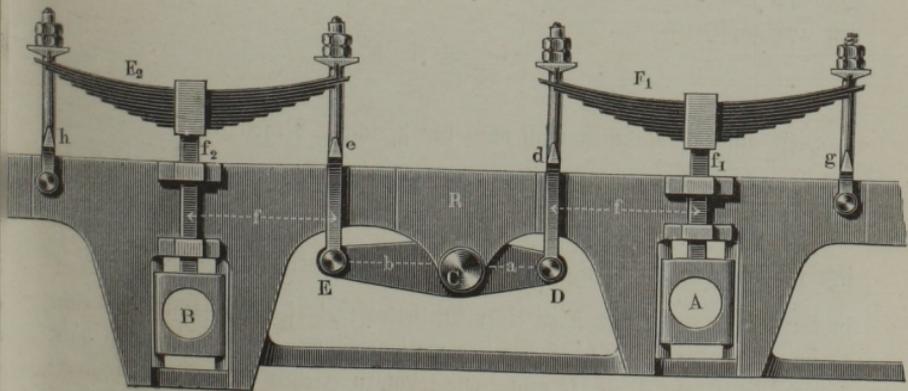
Wäre z. B. $b = c$, d. h. läge der Schwerpunkt in der Mitte zwischen den beiden Mittelaxen, so müßten auch die beiden Außenaxen gleichweit von dem Schwerpunkte S abgelegen sein, u. s. w. Unter den Axendrucke sind hier natürlich immer nur die aus dem Gewichte des Kessels und der Maschine herrührenden Belastungen zu verstehen, die Drucke der Axen auf die Schienen fallen für jede Axc um deren Gewicht und dasjenige ihrer Räder größer aus. Auch gelten die hier ermittelten Axendrucke nur für den Stillstand der Locomotive; in welcher Weise bei deren Bewegung durch die Kolbenkräfte Aenderungen der Räderdrucke erzeugt werden, wird bei der Untersuchung der Bewegung sich ergeben.

Wenn man, wie dies bei den älteren Locomotiven fast durchgängig der Fall war, jeder Achse ihre besondere, von den übrigen unabhängige Feder giebt, so kann durch eine Unebenheit der Bahn eine Feder leicht auf Kosten der anderen mehr oder minder belastet werden, indem z. B. ein Rad beim Anstoßen gegen einen Schienenvorsprung in einem Schienenstoße empor-

gehoben wird, was einer vermehrten Spannung seiner Feder gleichkommt. Ebenso wird eine mit der Zeit eintretende verschiedene Durchsetzung der Federn die Lastvertheilung ändern. Diesen Uebelständen zu begegnen, hat man schon früher die Federn der verschiedenen Axbüchsen derart unter sich in Verbindung gebracht, daß die gedachten auf einzelne Federn wirkenden Einflüsse auch auf die damit verbundenen anderen Federn übertragen werden. Man bedient sich dazu vornehmlich der sogenannten Federbalancier, d. h. zweiarmiger, zwischen zwei benachbarte Räder eingeschalteter Hebel, deren Drehpunkt mit dem Gestelle und deren Endpunkte mit den Federn der beiden Axbüchsen in Verbindung gebracht sind.

Eine bei Locomotiven mit freier Triebaxe häufige Anordnung ist durch Fig. 345 dargestellt, worin A die in der Mitte liegende Triebaxe und B die vordere Laufaxe ist. Die Federn F_1 und F_2 der beiden Axbüchsen stehen durch die inneren Federgehänge d und e mit den Endzapfen D und E eines

Fig. 345.



unter dem Rahmen angebrachten Balanciers in Verbindung, dessen Drehpunkt C sein Lager an dem Rahmen R findet, während die anderen Federgehänge g und h sich direct an den Rahmen anschließen. Die Wirkung dieser Anordnung erklärt sich folgendermaßen. Trifft das Rad der Axe A gegen einen Schienenvorsprung, so wird die Axbüchse von A emporgeworfen, wodurch eine entsprechend vergrößerte Durchbiegung der Feder F_1 und stärkere Belastung von A und damit eine verringerte Belastung von B herbeigeführt werden würde, wenn die Feder F_1 unabhängig von F_2 an dem Rahmen R angriffe, wie es bei den isolirten Federn der älteren Locomotiven der Fall war. In Folge der auf die Feder F_1 ausgeübten Stoßkraft wird aber durch das Gehänge d der Balancier entsprechend um C gedreht, wodurch die Feder F_2 durch das niedergehende Gehänge e abwärts gezogen wird, während die Feder

F_1 entsprechend nach oben ausweichen kann. Es ist hierbei nur nöthig, die Federbüchsen lose mit concaven Vertiefungen auf die abgerundeten Federstützen f_1 und f_2 zu stellen, um den Federn die zu der gedachten Wirkung erforderlichen kleinen Schwingungen zu gestatten. Den Balancier DE macht man in dem Falle, wo man es mit einer freien Triebaxe A zu thun hat, ungleicharmig, um der Triebaxe eine größere auf Adhäsion wirkende Belastung zukommen zu lassen, während man bei einer Kuppelung der Axen A und B durch einen gleicharmigen Balancier die Belastung beider Axen gleich groß erhält.

Um die Wirkung dieser Aufhängung zu verstehen, seien A und B die auf die Arbüchsen der gleichbezeichneten Axen wirkenden Drücke, dann kommen wegen der symmetrischen Form der Federn in den Gehängen d und g die Kräfte $\frac{A}{2}$ und in den Gehängen e und h diejenigen $\frac{B}{2}$ zur Wirkung. Bezeichnet man nun die Hebelarme des Balanciers CD mit a und CE mit b , so hat man $\frac{1}{2}Aa = \frac{1}{2}Bb$, und den Druck des Balanciers gegen seinen Drehzapfen:

$$C = \frac{A + B}{2}.$$

Diese auf den Rahmen nach oben hin gerichtete Reaction

$$C = \frac{A + B}{2}$$

setzt sich mit den gleichfalls am Rahmen angreifenden Zugkräften $\frac{A}{2}$ und $\frac{B}{2}$ in den Gehängen g und h zu einer Mittelkraft $A + B$ zusammen, welche einem ebenso großen Theile des Locomotivgewichtes das Gleichgewicht hält. Diese Mittelkraft $A + B$ geht, wie leicht zu ersehen ist, nur bei symmetrischer Anordnung, d. h. für $a = b$, durch den Drehpunkt C des Balanciers. Bei ungleicher Länge der Hebelarme a und b liegt die Mittelkraft um eine Größe x von dem Drehpunkte C nach der Seite des kürzeren Hebelarmes a entfernt, welche Größe sich einfach aus

$$A(f + a - x) = B(f + b + x)$$

bestimmt, wenn f den horizontalen Arm der beiden gleichlangen Federn bedeutet. Setzt man hierin $B = A \frac{a}{b}$, so erhält man aus:

$$Ab(f + a - x) = Aa(f + b + x)$$

die Größe $x = f \frac{b - a}{a + b}$, also positiv, wenn, wie hier angenommen, $b > a$ ist und gleich Null für $a = b$. Diese Reactionssumme $A + B$ auf beide

Axen findet man nun aus der bekannten Lage des Schwerpunktes der Locomotive und der Lage der dritten Axe einfach nach den Gesetzen der Zer-

Fig. 346.

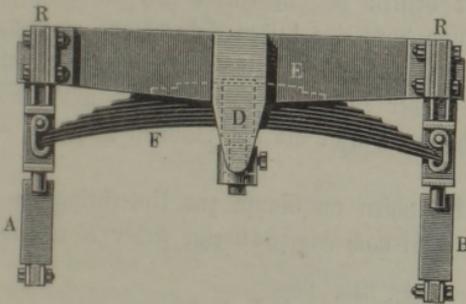


Fig. 347.

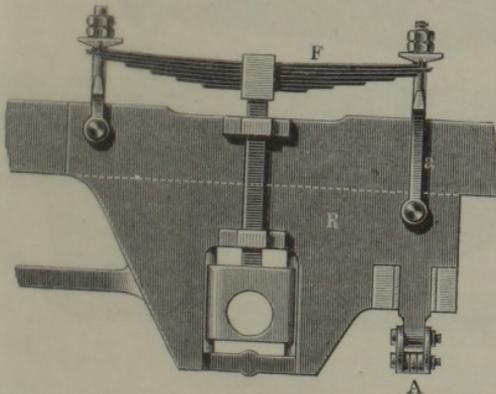
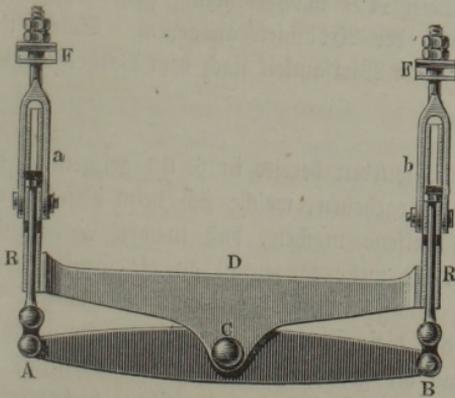


Fig. 348.



legung paralleler Kräfte. Es ist aus dem Ganzen übrigens klar, daß die Anordnung des Balanciers *C* die Möglichkeit ausschließt, durch größere oder geringere Anspannung einer der Federn F_1 und F_2 eine Regulirung der Axendrucke *A* und *B* hervorzubringen, da jede Spannung einer Feder durch den Balancier die andere Feder in Mitleidenschaft bringt. Für die Größe der Axenbelastungen ist daher außer dem Verhältnisse der Balancierarme wesentlich nur die Schwerpunktslage und die Lage der dritten Axe maßgebend.

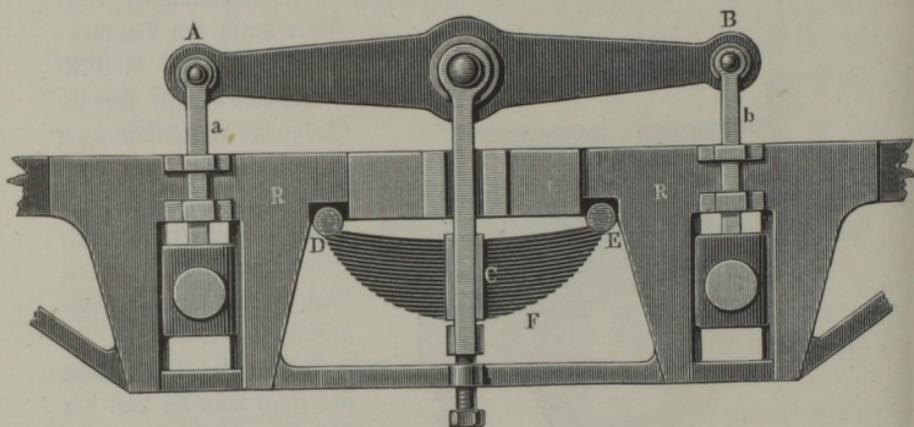
Auf diese dritte Axe überträgt man die Last des Kessels meistens durch eine Quersfeder *F*, Fig. 346, deren Enden sich auf die Axbüchsen *A* und *B* stützen, während ihr Bundering durch die Gehänge *D* mit einer Traversen *E* in Verbindung steht, welche zwischen die Rahmen *R* geschraubt ist.

Anstatt der Quersfeder ordnet man zuweilen auch wohl einen Querbalancier *AB*, Fig. 347 und Fig. 348, an, dessen Drehpunkt *C* mit den Rahmen

R durch die Traverse *D* in Verbindung steht, während die Enden *A* und *B* durch die Federgehänge *a*, *b* auf die beiderseits über den Achsbüchsen angebrachten Federn *F* wirksam sind. Durch diese Einrichtungen bezweckt man, die Locomotive über der dritten Ase in einem einzigen Punkte zu unterstützen, so daß hierdurch und durch die beiden Federbalanciers der anderen Axen die ganze Maschine in drei Punkten getragen wird, wodurch man einer ungleichen Belastung der Räder einer und derselben Ase wirksam begegnet, was bei einer Unterstützung in mehr als drei Punkten nicht der Fall sein würde.

Oft fehlt es oberhalb der Achsbüchsen an Raum zur Unterbringung der Federn, in welchem Falle man wohl nach Fig. 349 eine Feder *F* mit ihren

Fig. 349.

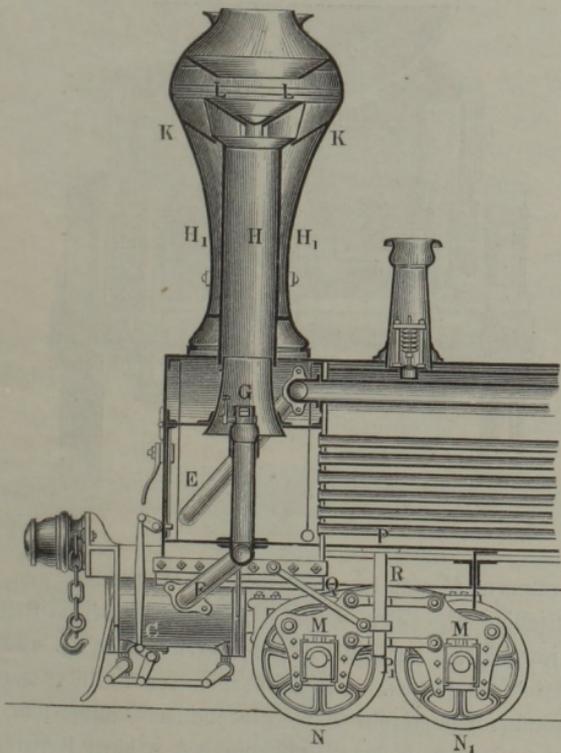


Enden *D* und *E* direct unter den Rahmen *R* legt, deren Bundring *C* mit einem oberhalb gelagerten Balancier *AB* in Verbindung steht, von dessen Enden die Druckstangen *a* und *b* der Achsbüchsen ausgehen. Solche und ähnliche Anordnungen werden in ihrer Wirksamkeit nach dem Vorhergehenden leicht verständlich sein.

- §. 79. **Bewegliche Gestelle.** Es wurden bereits in §. 69 gelegentlich der Wagengestelle die Uebelstände hervorgehoben, welche sich beim Durchfahren von Bahnkrümmungen dadurch geltend machen, daß in den Curven die Umdrehungsebenen der Räder nicht mehr tangential an die Schienen gerichtet sind, sondern um einen gewissen Winkel δ davon abweichen. Es wurde auch daselbst angegeben, daß diese Abweichung um so größer ausfällt, je größer der Radstand ist, und die gedachten Uebelstände namentlich bei dreiaxigen Wagen wegen des großen Radstandes derselben hervortreten.

Hierin liegt einer der Hauptgründe, warum man in neuerer Zeit den vier-
rädri- gen Wagen den Vorzug vor den sechsrädri- gen eingeräumt hat. Bei
den Locomotiven ist man jedoch, von den nur ausnahmsweise gebrauchten
vierrädri- gen Maschinen abgesehen, durch die Verhältnisse genöthigt, drei und
selbst mehr Axen anzuwenden, für welche die äußerste Entfernung ziemlich
beträchtlich ausfällt, besonders in den Fällen, wo man, um bei langer Feuer-
büchse das Ueberhängen derselben zu vermeiden, eine Aze hinter der

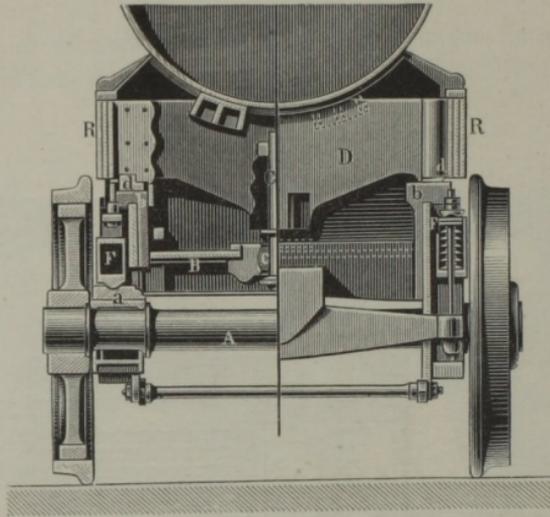
Fig. 350.



Feuerbüchse anordnet. Hinsichtlich der Stabilität ist überhaupt ein großer
Radstand nur günstig, und um denselben anwenden zu können, ohne die
Schwierigkeiten der Curvenbefahrung zu vergrößern, hat man sich vielfach
bemüht, den Locomotiven Gestelle zu geben, welche mit einer gewissen Be-
weglichkeit begabt sind, vermöge deren sie sich leicht den zu durchzufahrenden
Curven anschmiegen. Es wurde bereits früher angegeben, daß zu demselben
Zwecke die langen amerikanischen Wagen mit je zwei vierrädri- gen Dreh-
gestellen versehen werden, von denen jedes einzelne wegen seines geringen
Radstandes ($1\frac{1}{2}$ bis $1\frac{3}{4}$ m) sich ohne wesentliche Pressung den Curven
anschmiegt.

Auch bei den amerikanischen Locomotiven findet sich fast ausschließlich ein solches Drehgestell, aber natürlich nur in einmaliger Ausführung und zwar vorn unter der Rauchkammer, denn die hinteren Räder, welche von der Dampfmaschine in Umdrehung versetzt werden, müssen eine feste Lagerung an dem Rahmen der Locomotive erhalten, welcher auch die Dampfzylinder und Bewegungstheile trägt. Ein solches Drehgestell ist aus Fig. 350 (a. v. S.) ersichtlich. Man erkennt hieraus, wie die beiden Laufaxen N und N_1 mit

Fig. 351.

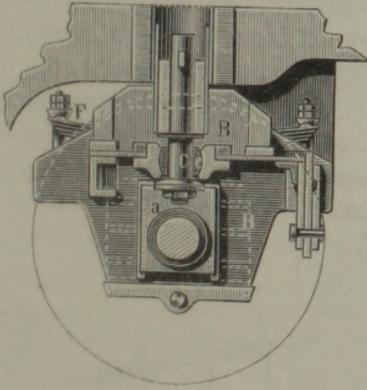


ihrem Gestellrahmen M und den Reibnagel PP_1 drehbar sind, welcher an dem Kessel befestigt ist. Der Rahmen R ruht hierbei mittelst stählerner Platten auf jeder Seite auf einer Feder, deren Enden (s. auch Fig. 276) sich auf die Achsbüchsen stützen. In C ist einer der Cylinder gezeichnet, von welchem das Dampfabgangrohr F die gebrauchten Dämpfe nach dem Blase-rohre G führt, während E die Zuführung des frischen Kesseldampfes vermittelt. Der Schornstein H ist hierbei mit dem Klei'n'schen Funkenfänger versehen, welcher im Wesentlichen aus einem zwischen die Regelmäntel K und L eingesetzten Leitschauflsystem besteht, welches den durchziehenden Rauch in eine drehende Bewegung versetzt, in deren Folge mitgeführte glühende Kohlentheilchen in den Raum zwischen der eigentlichen Esse H und dem Mantel $H_1 H_1$ niederfallen.

Da bei der Anwendung dieses amerikanischen zweiaxigen Drehsthemels ein beträchtlicher Theil des Locomotivgewichtes, welcher auf diese beiden Laufaxen drückt, nicht durch Adhäsion zur Wirkung kommt, so hat man mit Erfolg anstatt des zweiaxigen Drehsthemels einen solchen mit einer Axe zur

Verwendung gebracht. Die einfachste Construction dieser Art ist die von Nowotny angegebene, welche durch die Figuren 351 und 352 erläutert ist. Die Laufaxe *A* findet hierbei ihre Arzbüchsen *a* in einem Quergestelle *B*, welches mittelst des Kugellagers *c* um den Zapfen *C* sich drehen, und

Fig. 352.



auch auf demselben sich etwas in verticaler Richtung verschieben kann. Der Zapfen *C* ist an dem die Rahmen *R* verbindenden Querstücker *D* befestigt, welches letztere sich mit den beiden Stützplatten *d* auf zwei andere Stützplatten *b* des drehbaren Rahmens *B* stützt. Die Federn *F* für die Laufaxe sind ebenfalls an dem drehbaren Rahmen *B* angebracht, welcher die Arzbüchsen *a* enthält. Von Interesse ist hierbei die einfache Art, in welcher die drehbare Laufaxe in der geraden Bahnstrecke sich von

selbst senkrecht zu der Maschinenaxe stellt. Um dies zu erreichen, sind nämlich die Stützflächen, in welchen sich die Stücke *d* und *b* berühren, abge-

Fig. 353.

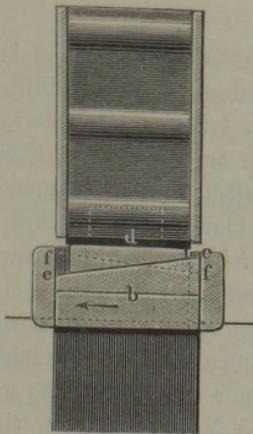
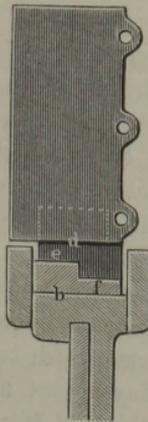


Fig. 354.



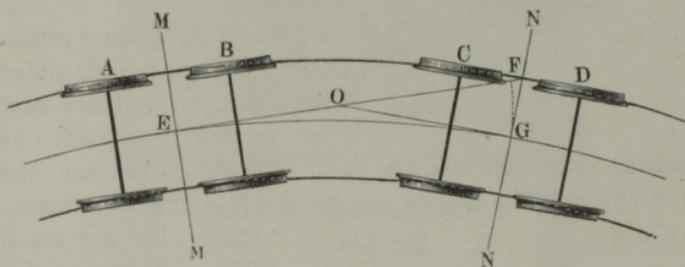
schragt, wie aus den Figuren 353 und 354 ersichtlich ist. Die Platte *d* ruht hierbei auf der Unterlage *b* bei der normalen Stellung der Axe *A*, d. h. in gerader Bahnstrecke, auf den beiden geneigten Ebenen *ee* und *ff*. Erhält nun aber die Axe beim Eintritte in eine Curve durch den Seitendruck der Schiene gegen den Spurkranz eine Tendenz, sich um den Mittelzapfen zu drehen, so wird, wenn die Stützplatte *b* etwa in der Richtung des Pfeiles sich unter *d* hin-

wegzieht, die Stützfläche *ff* frei und die geneigte Ebene *ee* hebt die Stütze *d* und damit das betreffende Kesselgewicht ein wenig empor. In Folge des hierdurch auf die schrägen Flächen *ee* der Unterlagsplatte *b* ausgeübten Druckes wird der Axe fortwährend die Tendenz ertheilt, sich normal zur Maschinenaxe zu stellen, welcher Tendenz sie auch Folge leistet, sobald die Bahncurve

wieder in eine Gerade übergeht, in welchem Falle die Schienen einen Seitendruck nicht mehr gegen die Spurkränze ausüben. Dieses Mittel geneigter Auflageflächen findet bei derartigen Drehschemeln ziemlich häufige Anwendung, um die Axen in der geraden Bahn wieder normal einzustellen.

Zur leichteren Passirung der Curven genügt es übrigens noch nicht, daß man dem Drehschemel nur eine Drehung um seinen Reibnagel ertheilt, vermöge deren sich seine Aze resp. die Mittellinie zwischen seinen beiden Axen in die Richtung des Curvenradius stelle, sondern es ist dazu auch eine seitliche Verschiebung des Reibnagels in der Richtung dieses Curvenradius erforderlich, wie folgende Betrachtung ergibt. Es seien *A* und *B*, Fig. 355, die steifen (nicht beweglichen) Axen einer Locomotive, und *C* und *D* die

Fig. 355.



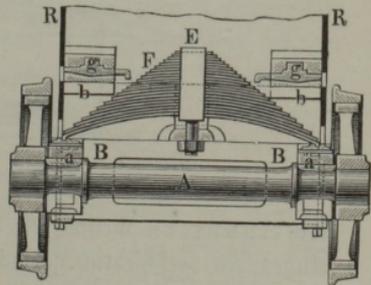
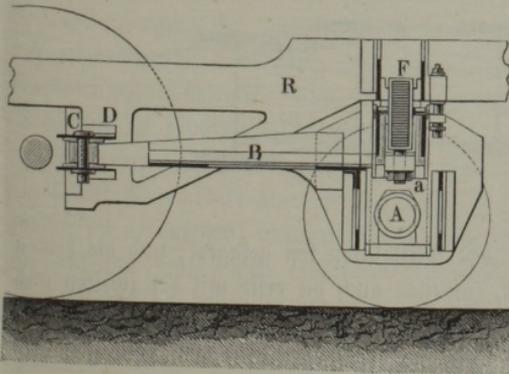
Laufaxen des beweglichen Vordergestelles, *MM* und *NN* seien die in den Mitten zwischen den Axen zu diesen parallelen Geraden. Wenn die Mittellinie *MM* des festen Gestelles *AB* sich richtig in den Curvenradius eingestellt hat, so steht die Längsaxe der Locomotive in der Tangente *EF* der mittleren Bahncurve im Punkte *E*. Das Vordergestell der Axen *C* und *D* muß nun ebenfalls eine solche Stellung annehmen können, daß die Mittellinie *NN* in die Richtung des Curvenradius in *G* sich stellt, der Mittelpunkt dieses Vordergestelles muß aber ferner in der mittleren Bahncurve, also in *G* gelegen sein, darf also nicht in der Locomotivaxe *F* befestigt sein. Man erkennt hieraus, daß die Beweglichkeit des ganzen Systems eine solche sein muß, vermöge deren dem Drehschemel nicht nur eine Verdrehung um den Winkel der beiden Curvenradien *MM* und *NN*, sondern auch eine Seitenverschiebung um den Betrag *FG* gestattet ist. Da man nun immer eine Drehung und eine zu der Drehaxe senkrechte Verschiebung zu einer einzigen Drehung um eine verlegte Drehaxe zusammensetzen kann (s. Thl. I, 1. Einleitung, §. 4), so hat man hiervon Gebrauch gemacht, indem man das Vordergestell *CD* nicht um einen in seiner Mitte gelegenen Zapfen *G*, sondern um einen Zapfen drehbar macht, welcher bei *O* mit der Locomotive fest

verbunden ist. Die Lage O dieses Oscillationspunktes ergibt sich nach dem Vorstehenden einfach in dem Durchschnittspunkte der beiden in E und G an die mittlere Bahncurve gelegten Tangenten EF und GO .

Nach diesem Princip ist das einaxige Drehgestell von Bissel, Fig. 356 und Fig. 357, construirt, bei welchem die Laufaxe A ihre Achsbüchsen a in dem Lenkrahmen B findet, welcher um den an der Traverser D des Rahmens R befestigten Zapfen C schwingen kann. Eine gemeinschaftliche Quersfeder F , welche sich mit ihren Enden auf die Achsbüchsen a stützt, empfängt an ihrem mit dem Lenkrahmen fest verschraubten Bunde E die

Fig. 356.

Fig. 357.

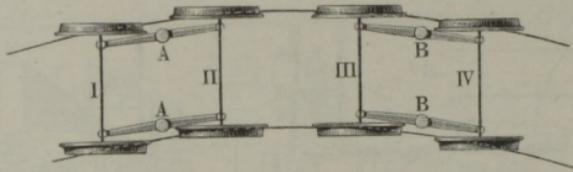


Belastung des Kessels vermittelt der Stützplatten g , welche sich mit keilförmig geneigten Auflagerflächen auf die am Lenkrahmen B befestigten Stützplatten b setzen. Man erkennt hieraus, wie bei einer seitlichen Schwingung des Lenkrahmens nach der einen oder anderen Seite durch die geneigten Stützflächen eine geringe Erhebung des vorderen Kesseltheiles veranlaßt wird, in Folge deren die Achse sich in der geraden Bahnlinie von selbst wieder normal einstellt. Dieses Drehgestell ist für Bahnstrecken von 300 m Curvenradius (Bergisch-Märkische Bahn) in Gebrauch, das seitliche Spiel des Gestelles beträgt 50 mm, und die Neigungen der Stützflächen sind so normirt, daß ein Druck der Schiene gegen den Spurkranz von 20 Ctr. genügt, um das Gestell aus seiner normalen Lage zur Seite zu schwenken.

Bei allen Constructionen der Locomotiven mit drehbarem Laufgestelle kann der auf dieses Gestell entfallende Theil des Locomotivgewichtes nicht zur Adhäsionserzeugung ausgenutzt werden. Man wendet daher Drehgestelle meist nur für Personenzugmaschinen an, bei denen die geringere Zugkraft nicht die volle Adhäsion der Locomotive nöthig macht. Bei Güterzugmaschinen dagegen, bei denen man zur Erreichung genügender Adhäsion alle drei oder vier Axen kuppelt, muß wegen der unveränderlichen

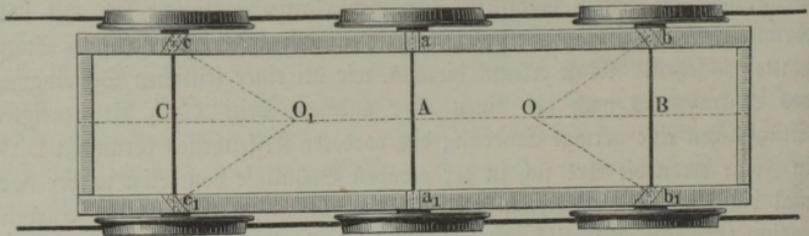
Länge der Kuppelstangen natürlich der Parallelismus der Axen gewahrt bleiben. Um solche Maschinen dennoch zum Befahren von Curven einigermaßen zu befähigen, bedient man sich öfter des Mittels, den Axen eine Verschiebbarkeit nach ihrer Länge zu ertheilen. Bei dreiaxigen Locomotiven (Sechskuppler) pflegt man häufig die mittlere Ase fest zu lagern, während man die Endaxen verschiebbar macht, und es werden sich diese daher in Curven durch die Reaction des äußeren Schienenstranges gegen die Spurkränze entsprechend nach innen verschieben. Zuweilen macht man bei Sechskupplern auch nur die eine Außenaxe verschiebbar. Ebenso hat man bei

Fig. 358.



Achtkupplern vielfach die beiden Mittelaxen fest gelagert, und die beiden Außenaxen verschieblich gemacht, zuweilen auch die erste mit der zweiten und die dritte mit der vierten Ase durch Balanciers A und B, Fig. 358, derart in Verbindung gebracht, daß sie sich nach entgegengesetzten Richtungen ver-

Fig. 359.



schieben können, so daß in Curven die mittleren Axen sich nach außen, die Endaxen nach innen verschieben. Zur selbstthätigen Normalstellung der Axen in der geraden Bahn bedient man sich in der Regel der geneigten Stützflächen zwischen den Achsbüchsen und den Federstützen. Auch hat man zu dem letzteren Zwecke (Caillot) wohl horizontale Blattfedern angewandt. Die Kuppelzapfen werden dabei meistens kugelförmig gestaltet, um der geringen Neigungsänderung der Kuppelstangen Rechnung zu tragen, der Parallelismus aller gekuppelten Axen muß aber, wie schon erwähnt, unter allen Umständen gewahrt bleiben, wenn nicht starke Pressungen und selbst Brüche hervorgerufen werden sollen.

Wenn indessen die Axen nicht mit einander verkuppelt sind, so kann man durch die Verschiebung der Arbüchsen in ihren Argabeln gleichzeitig in sehr einfacher Art eine Drehung der Axen erzielen, um dieselben nach dem Curvenradius einzustellen. Diese von Wöhler ausgeführte ebenso einfache wie sinnreiche Construction ist aus Fig. 359 zu ersehen. Hier ist die Mittelaxe A als freie Triebaxe in festen Arbüchsen $a a_1$ unverschiebbar gelagert, während die beiden Laufaxen B und C verschiebbliche Arbüchsen $b b_1$ und $c c_1$ haben. Die Führungsflächen in den Argabeln sind aber nicht normal gegen die Längensaxe der Locomotive, sondern derart schräg und convergirend angeordnet, daß eine Verschiebung einer Endaxe nach der Seite eine Convergenz dieser Axe gegen die Mittelaxe A zur Folge hat. Man erkennt übrigens bei näherer Betrachtung, daß die von einer Außenaxe wie B angenommene Bewegung aus einer Drehung und Verschiebung sich zusammensetzt, und wird man, um diese Bewegung richtig zu erhalten, die Neigung der Führungsflächen entsprechend zu wählen haben, wofür folgende Betrachtung den Anhalt geben kann. Eine Verschiebung der Axe kann man in jedem Augenblicke als eine Drehung um das Momentancentrum oder den Pol O ansehen, welchen man in dem Durchschnittspunkte der in b und b_1 auf den Führungen errichteten Normalen erhält. Die schrägen Führungen wirken daher genau wie ein um O drehbarer Bisselarm, und man hat also nach dem oben Angeführten O und O_1 in die Mitten zwischen A und B resp. A und C zu legen. Auch bei dieser Construction sind in der mehrfach erwähnten Weise geneigte Druckflächen benutzt, um die Axen in der geraden Bahn wieder normal zu stellen.

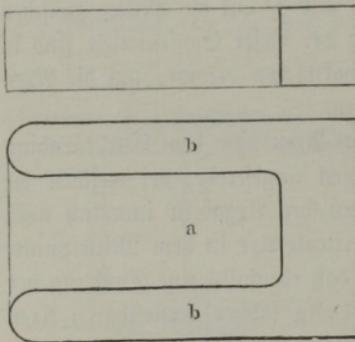
Derselbe Zweck der radialen Einstellung der Axen nach dem Curvenradius wird auch durch die Adams'schen Arbüchsen angestrebt, bei welchen die Arbüchsen äußerlich und die Führungsflächen der Argabeln innerlich nach einem Cylindermantel geformt sind, dessen verticale Axe in dem Mittelpunkte der benachbarten festen Axe gelegen ist, so daß ebenfalls eine Drehung der Axen eintreten kann. Daß die Verkuppelung solcher verstellbaren Axen wegen der unveränderlichen Länge der Kuppelstangen nicht möglich ist, wurde bereits angegeben, man wird daher inuner denjenigen Theil des Gewichtes, welcher auf diese verstellbaren Axen entfällt, für die Erzeugung von Adhäsion unbenutzt lassen müssen.

Es kann in Betreff dieser letzten Bemerkung indessen angeführt werden, daß es doch gelungen ist, Locomotiven zu construiren, welche, obwohl sie mit beweglichen Radgestellen versehen sind, doch mit voller Adhäsion arbeiten. Die Möglichkeit dieser Construction beruht nämlich darauf, daß die beweglichen Radgestelle nicht als bloße Laufwerke, sondern als Motorgestelle ausgeführt wurden, d. h. daß jedes dieser Gestelle auch die Dampfmaschine aufnimmt, von welcher aus die in dem betreffenden Gestelle befindlichen, mit

einander verkuppelten Axen ihre Bewegung empfangen. Vermöge dieser Anordnung wird die mit dem beweglichen Gestelle fest verbundene Betriebsmaschine an allen Bewegungen des Drehschemels gleichmäßig Antheil nehmen, daher der Bewegungsmechanismus in seinen Functionen nicht gestört wird. Es sind hauptsächlich zwei solcher Constructionen in neuerer Zeit unter dem Namen des Meyer'schen und des Fairlie'schen Systems bekannt geworden, wobei indeß bemerkt werden muß, daß beide Constructionssysteme schon den Concurrnzlocomotiven zu Grunde gelegen haben, welche im Jahre 1851 bezw. von Günther in Wiener Neustadt und von Cockerill in Seraing zur Semmering-Concurrnz gesandt wurden. Ein Näheres hierüber siehe im Folgenden unter Locomotivtypen.

§. 80. **Tender.** Zur Aufnahme eines für längere Zeit (mehrere Stunden) ausreichenden Wasser- und Brennmaterialquantums dient der unmittelbar mit der Locomotive gekuppelte Tender oder Munitionswagen. Derselbe ist ein vier- oder sechsrädriger Eisenbahnwagen mit einem in neuerer Zeit fast allgemein aus Eisen gebildeten Gestelle, welches einen aus Eisenblech bestehenden Wasserbehälter trägt und genügenden Raum zur Aufnahme des erforderlichen Brennmaterials darbietet. Während das Wasserquantum des

Fig. 360.



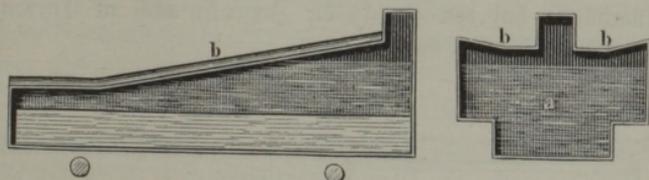
Tenders in früherer Zeit meist nicht über 4000 Liter betrug, führt man jetzt, den gesteigerten Leistungen der Locomotiven entsprechend, den Wasserbehälter häufig mit einem Gehalt von 8,5 cbm und darüber aus. Bei den älteren Tenders und vielfach auch noch bei den neueren erhält der Wasserbehälter im Grundrisse die Hufeisenform, Fig. 360, so daß das Brennmaterial in dem mittleren Theile *a* und über den seitlichen Wangen *b* seinen

Platz findet. Da hierbei der Schwerpunkt des Wasserkastens sehr hoch zu liegen kommt, so hat man neuerdings auch vielfach dem Wasserbehälter eine prismatische Form gegeben, z. B. nach Fig. 361, wobei der Theil *a* zwischen den Rahmen hängt, während die Decke *b* des Wasserkastens nicht nur nach vorn geneigt, sondern auch nach der Mitte vertieft ist, um das Herabgleiten des Brennmaterials zu befördern. Die größten Räume für das Brennmaterial sind natürlich bei den Tenders für Holz- und Torffeuerung wegen der voluminösen Beschaffenheit dieser Materialien erforderlich, zuweilen wird bei Torffeuerungen selbst noch ein besonderer Magazinwagen für Torf mitgeschleppt.

Der Tender muß besonders kräftig construirt sein, da er die ganze Zug-

kraft der Locomotive auf den dahinter gehängten Wagenzug zu übertragen hat. Demgemäß muß er an beiden Enden mit entsprechenden Zug- und

Fig. 361.



Stoßvorrichtungen versehen sein, und zwar ist das hintere Ende mit Buffern und einer Kuppelung, ähnlich denen der gewöhnlichen Wagen, versehen, wäh-

Fig. 362.

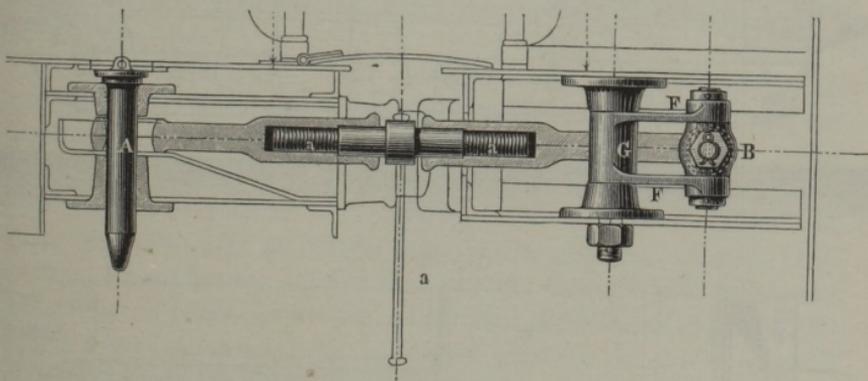
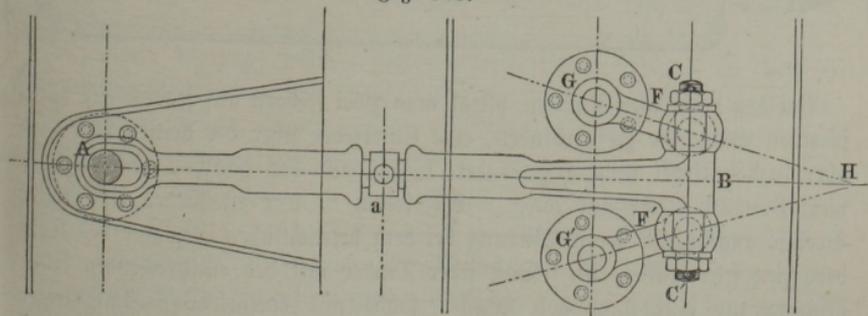


Fig. 363.



rend das Vorderende mit der Locomotive durch eine besondere Kuppelschiene mittelst Bolzen verbunden wird, welche durch die Augen an den Enden dieser Schiene gesteckt werden. Eine sehr empfehlenswerthe, in Frankreich und Belgien vielfach angewandte Tenderkuppelung ist die Stradal'sche, in den Figuren 362 und 363 dargestellte *).

*) Aus Peggoldt, Transportmittel.

Spannvorrichtung *aa* versehene Kuppelschiene durch den Bolzen *A* mit dem Tender verbunden, während das andere Ende *B* durch die Gelenkglieder *F* an die am Führerstande der Locomotive festen Bolzen *G* angeschlossen ist. Letztere Anordnung hat den Zweck, die Zugkraft auch in Curven in der Richtung der Maschinenaxe auszuüben.

Fig. 364.

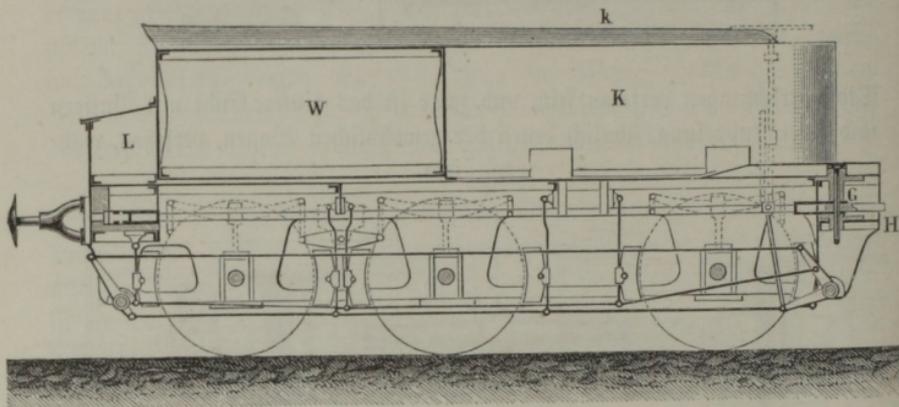
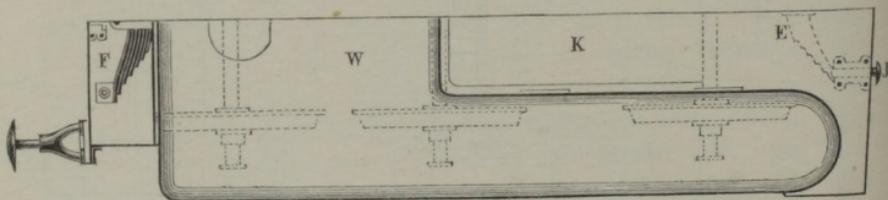


Fig. 365.



Bei den dreiaxigen Tendern pfllegt man zwei Federn auf jeder Seite durch je einen Balancier zu verbinden, eine Quersfeder über der dritten Ase wird aber in der Regel nicht angewendet, so daß also das ganze Tendergestell in vier Punkten unterstützt wird. An jedem Tender ist ferner eine solide Bremse angebracht, deren Wirkung bei dem beträchtlichen Gewichte des Tenders eine sehr kräftige ist. Daß jeder Tender mit der entsprechenden Füllöffnung zur Aufnahme von Wasser sowie mit einem Wasserstandszeiger (Glasröhre oder Schwimmer) versehen ist, bedarf nur der Erwähnung. Die beiden Speisevorrichtungen der Locomotive stehen jede für sich mit dem Wasserkasten durch besondere Saugröhren in Verbindung, welchen mit Hilfe von Kugelgelenken und Stopfbüchsen die erforderliche Biegsamkeit ertheilt ist. Wenn der Tender zum Vorwärmen durch Dampf eingerichtet ist, so wird der (gebrauchte oder frische) Dampf durch abstellbare Wärmeröhren in die Saugleitungen geführt. Die ganze Anordnung ersieht sich am besten

aus den Figuren 364 und 365, welche einen gebräuchlichen Tender einer gekuppelten Personenzugmaschine vorstellen. Hier bedeutet *W* den hufeisenförmigen Wasserbehälter, welcher im Innern den Raum *K* für die Kohlen bildet, der durch den auf den Wasserkasten gesetzten, nach außen geschweiften Rand *k* noch besonders vergrößert wird. Von den drei Axen sind die Federn der mittleren und hinteren auf jeder Seite durch einen Balancier verbunden. Die Quersfeder *F* am hinteren Ende dient zur Aufnahme der gewöhnlichen Wagenkuppelung, während an die Quersfeder *E* die Kuppelstange *H* der Locomotive mit Hilfe des Kuppelungsbolzens *G* angeschlossen ist, wobei gleichzeitig die Federenden gegen die Stoßbuffer *J* sich stemmen. Die Einrichtung der Bremse, welche jedes Rad beiderseits mit Bremsklößen preßt, ist nach dem in §. 71 über Bremsen Gesagten aus der Figur erklärlich. Der an der hinteren Stirnwand des Tenders befindliche Behälter *L* dient als Werkzeugkasten.

Wenn die Mitführung eines größeren Wasser- und Brennmaterialquantums unter Umständen nicht erforderlich ist, z. B. beim Rangiren auf Bahnhöfen und beim Befahren kurzer Strecken, so pflegt man einen besondern angehängten sogenannten Schlepptender nicht anzuwenden, indem man auf der Locomotive selbst kleinere Behälter anordnet, welche dem geringeren Bedürfnisse an Wasser und Kohlen genügen. Solche Locomotiven, bei welchen der gedachte Wasserbehälter bald oberhalb, bald unterhalb, bald zu beiden Seiten des cylindrischen Kesseltheiles angebracht ist, heißen Tenderlocomotiven. Dieselben gewähren für den Rangirdienst insbesondere noch den Vortheil, daß sie beim Hin- und Rückfahren nicht angewendet zu werden brauchen, wie es für die Locomotiven mit Schlepptendern nöthig ist.

Ein anderer Vorzug, welcher den Tenderlocomotiven eigen ist, besteht darin, daß das Munitionsgewicht (Wasser und Kohlen) hierbei, soweit es auf Kuppelaxen drückt, zur Erzeugung von Adhäsion verwendet wird, daher die Ausübung größerer Zugkräfte gestattet. Dies ist der Grund, warum man schwere Güterzugmaschinen mit drei und vier gekuppelten Axen häufig als Tenderlocomotiven construirt und dabei oft ganz erhebliche Wasserbehälter anordnet (zwischen 4 und 8 cbm). Für Bahnlinien mit starken Steigungen, wo es auf Erzeugung möglichst großer Adhäsion vorzugsweise ankommt, ist die Mitbenutzung des Tendergewichtes zu diesem Zwecke ganz besonders wichtig, und es ist daher an Gebirgsmaschinen als unerläßliche Bedingung diejenige zu stellen, daß sie Tenderlocomotiven sein sollen.

In dieser Beziehung sind besonders die älteren Semmeringmaschinen nach dem System Engerth bemerkenswerth, bei welchen der Rahmen der Locomotive mit demjenigen des Tenders durch einen verticalen Zapfen zusammengeschlossen war, und bei welchen die beiden gekuppelten Axen des Tenders

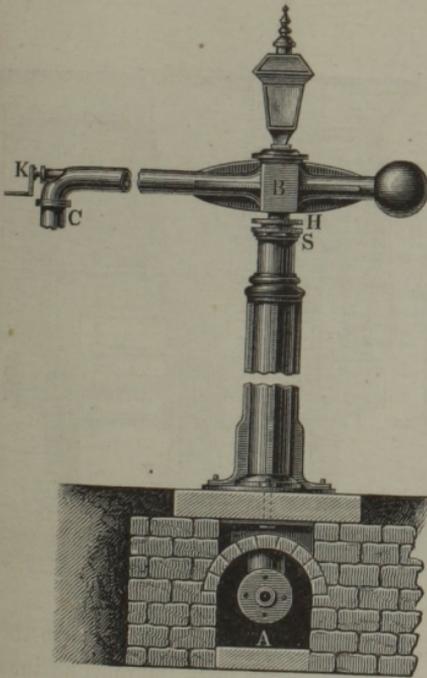
von der Triebaxe der Locomotive, welche ihrerseits mit den noch vorhandenen beiden anderen Maschinenaxen gekuppelt war, ihre Bewegung durch eine Verbindung dreier Zahnräder empfang. Hierdurch entstand eine Verkuppelung aller fünf Axen, zwei des Tenders und drei der Maschine, deren Belastung daher vollständig zur Adhäsionserzeugung benutzt wurde. Nur die Uebelstände des Zahnradbetriebes veranlaßten ein Aufgeben dieser Bewegungsübertragung, dagegen behielt man bei den späteren Engerth-Maschinen (s. unten) die erwähnte Kuppelung der Maschine und des Tenders durch einen Bolzen bei, welcher zufolge die weit überhängende Feuerkiste des Kessels durch die vordere Tenderaxe gestützt wird. Man kann demgemäß bei dieser Anordnung den Tender als ein um den Kuppelungsbolzen drehbares Hintergestell (Wisselgestell) ansehen, dessen Belastung natürlich nach dem Wegfall des Zahnradbetriebes nicht auf Adhäsion wirkt.

In ähnlicher Art ist auch der Tender mit der Maschine bei der Berglocomotive „Steyerdorf“ (System Fink) in Verbindung gebracht, nur geschieht dabei die Bewegungsübertragung zwischen der hinteren (Trieb-) Axe der Locomotive mit der vorderen Tenderaxe durch eine über der letzteren gelagerte Blindaxe, welche mit jenen ersteren Axen durch ein System von Parallellenkurbeln auf jeder Seite verbunden ist. Vermöge dieser Anordnung und der Kuppelung der drei Maschinenaxen unter sich, sowie der beiden Tenderaxen mit einander wird auch hier das ganze Gewicht von Maschine und Tender zur Erzeugung von Adhäsion wirksam gemacht. Schließlich kann bemerkt werden, daß man auch (in England und Belgien) den Tender mit einer besonderen zweicylindrigen Dampfmaschine versehen hat, für welche die eine Tenderaxe als Triebaxe dient, während die andere Tenderaxe mit der ersteren gekuppelt ist. Den zum Betriebe nöthigen Dampf empfängt diese Maschine aus dem Locomotivkessel, während der gebrauchte Dampf durch ein Röhrensystem im Innern des Tenders geführt wird, um daselbst durch seine Condensation eine Vorwärmung des Tenderwassers zu bewirken. Die Bedienung der Maschine geschieht durch dasselbe Personal, welches die Locomotive überwacht. Außer in Belgien (Grand Central Belge) und auf einigen englischen Bahnen sind solche Motortender nicht zur Anwendung gekommen.

Die Erneuerung des Wasservorraths geschieht nach Erforderniß auf den sogenannten Wasserstationen, welche zu dem Ende mit Wasserkränen nach Art von Fig. 366 versehen sind. Das durch die Röhre *A* von den betreffenden Reservoiren zugeführte Wasser gelangt durch das verticale Standrohr *AB* nach dem in einer Stopfbüchse *S* drehbaren Schnabel *BC* und fließt durch die Mündungen *C* in die Füllöffnung des Tenders. Durch die Kurbel *K* oder eine sonstige Vorrichtung wird ein entsprechendes Absperrventil bewegt. Mit diesem Wasser einnehmen ist immer ein Zeitaufenthalt von 5 bis 15 Minuten verbunden,

und man hat, um denselben zu vermeiden, auf englischen Bahnen mit Erfolg eine Einrichtung angewendet, welche die Einnahme des Wassers während der

Fig. 366.



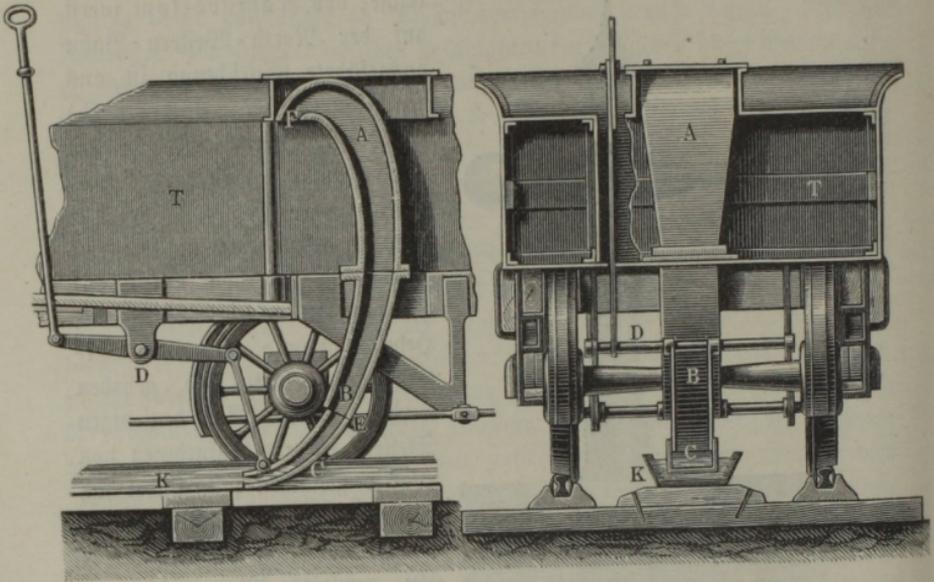
Fahrt ermöglicht. Diese sinnreiche, von Ramsbottom zuerst auf der North-Western-Bahn ausgeführte Einrichtung ist aus den Figuren 367 u. 368 (a. f. S.) ersichtlich. Hierbei geht von dem Wasserraum des Tenders *T* nach unten ein verjüngtes Rohr *AB* aus, an dessen unterem Ende ein Mundstück *C* drehbar um *E* angebracht ist, welches durch eine Hebelverbindung *D* nach Erforderniß gesenkt und gehoben werden kann. An denjenigen Stellen, wo ein Aufnehmen von Wasser geschehen soll, findet sich nun zwischen den Schienen eine canal förmige gußeiserne Rinne *K* von größerer Länge (400 m), welche fortwährend mit Wasser gefüllt erhalten wird. Wenn daher bei der Passirung des Tenders das Mundstück *C* des Schöpf-

rohres zum Eintauchen in das Wasser dieser Rinne gebracht wird, so wird vermöge der Geschwindigkeit *v* des Rohres das Wasser in demselben in ähnlicher Art zum Aufsteigen gezwungen, wie dies bei der Pitot'schen Röhre (Thl. I, §. 519) der Fall ist. Bezeichnet man mit *h* die verticale Höhe der Ausgüßmündung *F* über dem Wasserspiegel der Rinne, so würde, unter μ den Widerstandscoefficienten des Rohres *AC* verstanden, eine Geschwindigkeit $v = \sqrt{2gh(1 + \mu)}$ genügend sein, um das Wasser bis zur Höhe des Ausgüßes *F* emporzuwerfen. Nimmt man die Höhe *h* etwa gleich 3 m an und setzt einen Widerstandscoefficienten $\mu = 0,5$ voraus, so würde die mindestens erforderliche Geschwindigkeit des Zuges zu $v = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3 \cdot 1,5} = 9,4$ m erforderlich sein. Da die Geschwindigkeit der Personenzüge immer größer zu sein pflegt, so wird der hierdurch erzeugte Ueberdruck das Wasser mit einer großen Geschwindigkeit durch den Ausgüß *F* in den Tender treiben. Um diese Eintrittsgeschwindigkeit möglichst herabzuziehen, ist daher der Ausgüßöffnung *F* ein Querschnitt gegeben, welcher die Schöpfmündung *C* gegen zehnmal enthält. Das durch diesen Apparat in den Tender geförderte

Wasser ergab sich auf der genannten Bahn bei den Schnellzügen zu 5000 Liter in 20 Secunden. Diese Einrichtung, welche neben der Zeit-

Fig. 367.

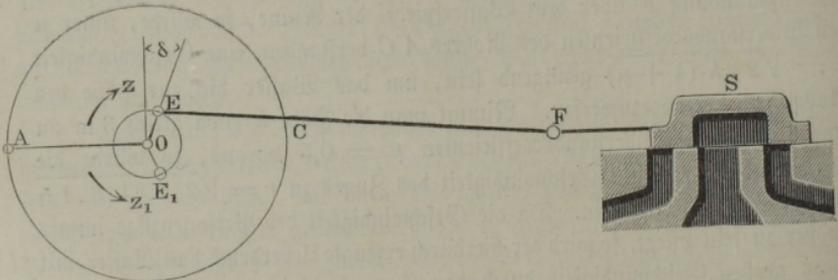
Fig. 368.



ersparniß auch den Vortheil gewährt, daß die Tender erheblich kleiner werden können, hat sich gut bewährt, in Deutschland dürfte ihrer Einführung indeß der strengere Winter im Wege stehen.

§. 81. Locomotivsteuerungen. Die regelrechte Vertheilung des Dampfes vor und hinter dem Kolben jedes Cylinders geschieht bei allen Locomotiven

Fig. 369.



durch den gewöhnlichen einfachen Nuschelschieber, wie er in Thl. II bei Besprechung der Dampfmaschinen specieller behandelt worden ist. Zum besseren Verständnisse der Locomotivsteuerungen möge davon hier nur das Folgende

wiederholt werden. Ist O , Fig. 369, die Welle einer Dampfmaschine, deren Kolbenbewegung die Richtung AC habe, so hat man den Excenter E , welcher die Bewegung des Schiebers S bewirkt, gegen die Kurbel OA um einen Winkel $90^\circ + \delta$ in der Richtung der Bewegung vorangehen zu lassen, wenn δ den Voreilungswinkel bedeutet. Ueber den Zweck und die Größe des Voreilungswinkels δ bei gewöhnlichen Dampfmaschinen ist in Thl. II das Nähere angegeben. Für eine Drehung der Welle O rechtsum im Sinne des Pfeils z muß daher der Mittelpunkt des Steuerexcenters in der Todtlage OA der Kurbel die Lage E , dagegen für die entgegengesetzte Drehung im Sinne des Pfeils z_1 die Lage E_1 erhalten.

Hieraus ergibt sich sogleich, daß man Locomotivmaschinen nach Belieben links- um und rechtsum wird bewegen können, wenn man für jeden Schieber zwei verschiedene excentrische Scheiben in den Stellungen E und E_1 anordnet, von denen man jeder einzelnen die Bewegung des Schiebers übertragen kann. In der That beruhen fast alle Locomotivsteuerungen auf diesem Princip der Wirkung zweier Excenter, wenn auch solche Steuerungen vorkommen, welche nur eines Excenters bedürfen, worüber im Folgenden ein Näheres angegeben werden wird. Die Möglichkeit, nach Belieben dem einen oder dem anderen Excenter die Schieberbewegung zu übertragen, erreichte man bei den ersten Locomotiven dadurch, daß man nach Fig. 370 die Enden der beiden Excenterstangen zu Gabeln DD_1 ausbildete, in deren Einschnitt sich der Zapfen E eines um K schwingenden Hebels EF einlegte, welcher Hebel an seinem anderen End-

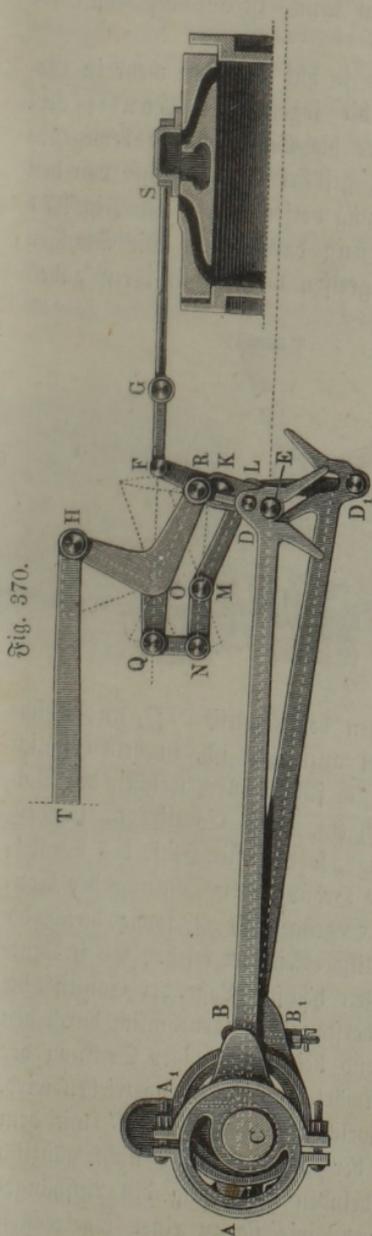
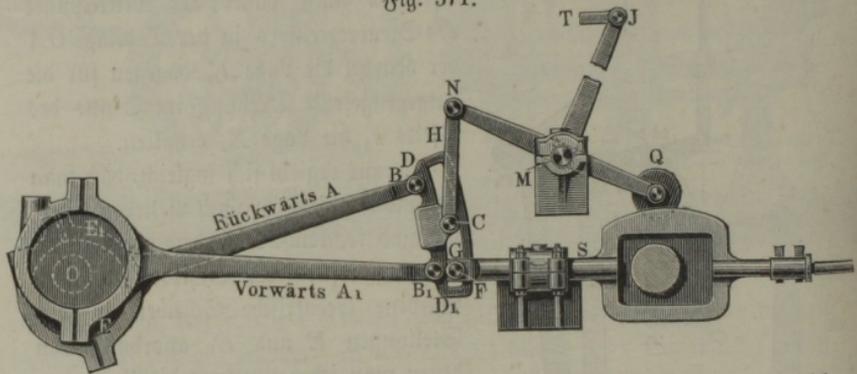


Fig. 370.

zapfen F die Schieberstange GS bewegte. In welcher Weise durch die vom Führer bewegte Zugstange T eine Schwingung der beiden um O und M drehbaren Hebel HQR und NL und damit ein Ausheben der einen Gabel und Einrücken der anderen veranlaßt werden kann, ist aus der Figur ersichtlich.

Diese Gabelsteuerung findet man heute so gut wie nicht mehr in Gebrauch, statt dessen haben sich allgemein die sogenannten Couliissensteuerungen eingebürgert, bei welchen der die Schieberstange bewegende Bolzen in einem Rahmen, der Couliisse, geführt wird, welcher von den beiden Excentern in eine schwingende Bewegung versetzt wird. In Fig. 371 ist die Stephenson'sche Couliissensteuerung dargestellt. Die Stangen A und A_1 der beiden Excenter E und E_1 greifen hierbei mit ihren gabel-

Fig. 371.

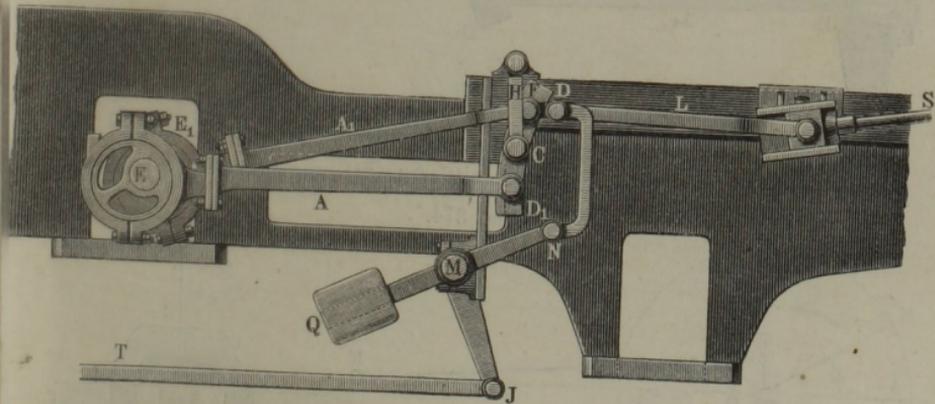


förmigen Köpfen B und B_1 an den Augen der Couliisse DD_1 an, welche als ein um die Mitte C drehbarer Hebel anzusehen ist, in dessen schlitzförmiger Durchbrechung der Gleitblock G sich führt, durch welchen der Bolzen F für die Schieberstange S hindurchgeht. Die Couliisse ist in dem Punkte C an zwei Hängestangen H gehängt, so daß mit Hülfe des Winkelhebels JMN durch die Zugstange T eine Hebung oder Senkung der Couliisse geschehen kann, welche durch das Gegengewicht Q sowie durch die zur Welle O concentrische Form der Couliisse erleichtert wird. Es ist deutlich, daß bei der in der Figur gezeichneten höchsten Lage der Couliisse die Bewegung des Bolzens F und der Schieberstange S vornehmlich durch den Vorwärtsexcenter E_1 bewirkt wird, während bei vollständiger Senkung der Couliisse die Schieberstange von dem Rückwärtsexcenter E angetrieben wird. In der mittleren Couliissenstellung, in welcher der Gleitblock G mit dem Aufhängepunkte C zusammenfällt, wird der Schieber zwar nicht gänzlich still stehen, sondern an der um N pendelnden Bewegung des Aufhängepunktes C Theil nehmen; eine Bewegung, wie sie zu einer regelrechten Dampfvertheilung erforderlich ist, wird dem Schieber dabei aber nicht er-

theilt, so daß diese mittlere Lage der Coulisse einem Stillstande der Maschine entspricht. In den Zwischenstellungen der Coulisse zwischen der mittleren und den äußersten Lagen wird eine Vorwärts- oder Rückwärtssteuerung der Maschine erreicht werden, je nachdem die untere oder obere Bogenhälfte der Coulisse mit dem Gleitblocke *G* in Berührung tritt. Hierbei ist es eine vorzügliche Eigenschaft der Coulisse, sowohl für den Vorwärtsgang wie für den Rückgang ein veränderliches Expansionsverhältniß zu erzeugen, je nach dem verschiedenen Betrage, um welchen die Coulisse aus ihrer mittleren Lage gebracht wird, wie sich aus der folgenden Untersuchung der Bewegung ergeben wird.

Anstatt die Coulisse durch den Stellhebel zu senken und zu erheben, hat man bei einer anderen Anordnung (Steuerung von *Good*) die Coulisse *DD₁* in dem Punkte *C*, Fig. 372, mittelst der Hängeschiene *H* fest aufgehängt,

Fig. 372.



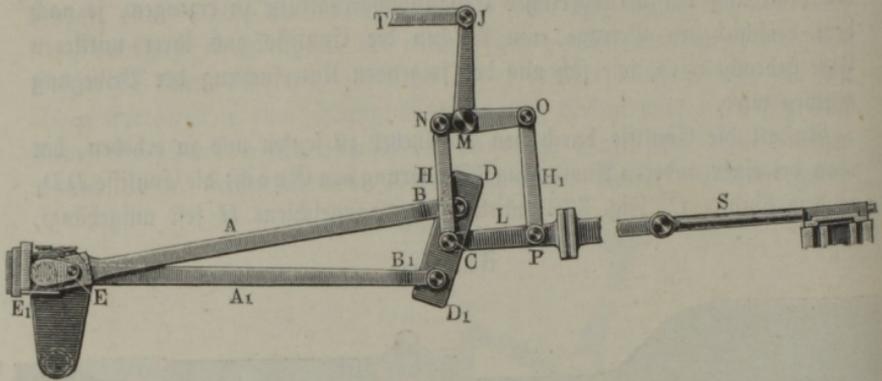
und zwischen den Bolzen *F* des Gleitstückes und der Schieberstange *S* eine besondere Lenkerstange *L* eingeschaltet, welche durch den Hebel *JMN* gehoben oder gesenkt werden kann. Hierbei erhält die Coulisse eine Krümmung entgegengesetzt derjenigen der Stephenson'schen, und zwar ist die Länge der Lenkerstange *L* als Krümmungshalbmesser für die Coulisse zu wählen. Diese Anordnung, welche, wie die folgende Untersuchung zeigen wird, hinsichtlich der Dampfvertheilung gewisse Vortheile vor der Stephenson'schen gewährt, erfordert wegen der eingeschalteten Lenkerstange eine größere Constructionslänge und ist daher nicht in allen Fällen bequem anwendbar.

Endlich hat man auch den Steuerungsmechanismus so angeordnet, daß durch das Stellzeug gleichzeitig ein Heben der Coulisse *D* durch die Stange *NC*, Fig. 373 (a. f. S.), und ein Senken der Lenkerstange *L* durch die Stange *OP* stattfindet, bei welcher Construction unter gewissen Verhältnissen die Coulisse eine gerade Form erhält. Diese von *Allan* angegebene Con-

struction, für welche die leichtere Ausführbarkeit der Coulisse spricht, bedarf, ebenso wie die Gooch'sche, einer größeren Constructionslänge, wegen der vorhandenen Lenkerstange.

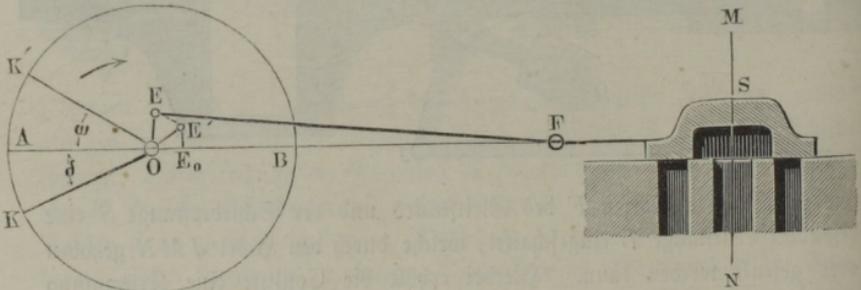
Um die Bewegungsverhältnisse der Coulissensteuerungen zu untersuchen, sei von dem einfachen Muschelschieber *S*, Fig. 374, ausgegangen, welcher

Fig. 373.



seine Bewegung von dem gewöhnlichen Excenter *E* der Kurbelwelle *O* erhält. Es sei der Schieber in seiner mittleren Stellung vorausgesetzt, so daß

Fig. 374.



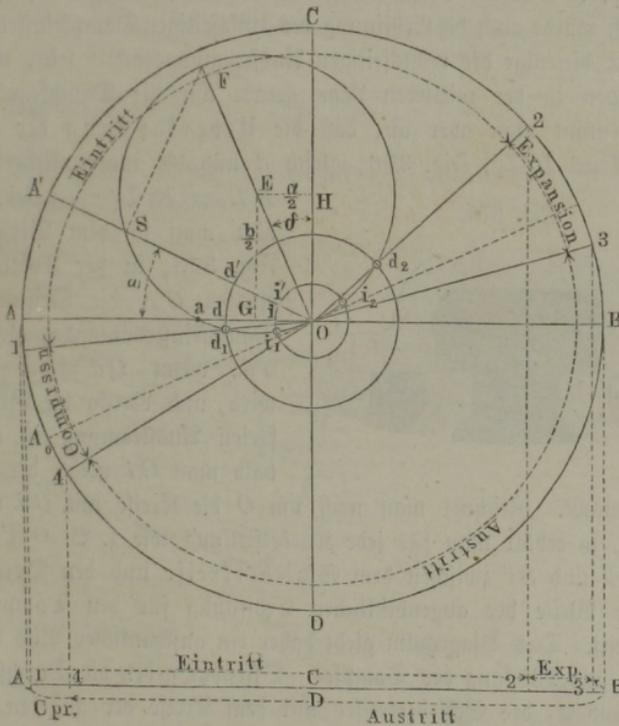
seine Mitte *S* in die Mittellinie *MN* des Schieberspiegels hineinfällt. Die dieser mittleren Lage entsprechende Stellung des Excenters kann man dann, da die Länge $l = EF$ der Excenterstange gegen die Excentricität $r = OE$ immer sehr groß ist, in *OE* senkrecht zu der Richtung *OF* der Schieberbewegung annehmen, ohne einen merklichen Fehler zu begehen. In dieser vorausgesetzten mittleren Schieberstellung steht bekanntlich die Kurbel *OK* noch um einen gewissen Winkel, den Voreilungswinkel, von dem toten Punkte zurück, und es mögen *A* und *B* die toten Punkte, daher $AOK = \delta$ der Voreilungswinkel sein. Denkt man sich nunmehr die Kurbel in ihrem Bewegungssinne gedreht, so daß sie eine Lage *OK'* einnimmt, welche von

dem todtten Punkte um den beliebigen Winkel $AOK' = \omega$ absteht, so ist der Mittelpunkt E des Excenters in eine Lage E' gelangt, so daß $EOE' = \delta + \omega$ ist. Der Punkt F und daher der Schieber S hat sich daher aus dessen mittlerer Lage um die Größe

$$s = OE_0 = r \sin(\delta + \omega)$$

seitlich verschoben, da, wie schon erwähnt, die Excenterstange l immer so groß gegen r ist, daß man das Verhältniß $\frac{r}{l}$ vernachlässigen kann. Man hat also für irgend eine Drehung ω der Kurbel, von einem todtten Punkte aus

Fig. 375.



gerechnet, die Verschiebung des Schiebers von seiner mittleren Stellung aus durch

$$s = r \sin(\delta + \omega)$$

gefunden.

Diese Größe läßt sich nach Zeuner*) leicht graphisch darstellen, wenn man in Fig. 375 an die Todtlage OA der Kurbel den Winkel $AOF = 90^\circ - \delta$ anträgt, und über der Geraden OF mit dem Durchmesser

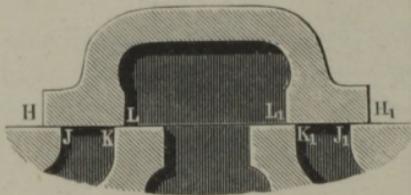
*) Zeuner, Die Schiebersteuerungen.

$OF = r$ gleich der Excentricität des Excenters einen Kreis, den sogenannten Schieberkreis, beschreibt. Denkt man sich die Kurbel von der Todtlage OA um einen beliebigen Winkel $AOA' = \omega$ in die Lage OA' gedreht, so ist die in diese Richtung fallende Sehne OS des gedachten Kreises gleich dem Wege s , um welchen der Schieber aus seiner mittleren Stellung nach rechts geschoben ist, denn man hat nach der Figur immer

$$OS = OF \cos FOS = r \cos(90^\circ - \delta - \omega) = r \sin(\delta + \omega) = s.$$

Die mittlere Stellung des Schiebers erhält man z. B. in derjenigen Kurbellage OA_0 , welche den Schieberkreis tangirt, während in der Todtlage der Kurbel OA die Verschiebung des Schiebers durch Oa gegeben ist. Ebenso groß würde auch die Eröffnung des linksseitigen Dampfeinströmungschanals sowie diejenige des rechtsseitigen Ausströmungschanals sein, wenn die Schieberlappen in der mittleren Lage gerade nur die Dampfcanäle verdeckten. Nimmt man aber an, daß die Ueberlappung der äußeren Kanten $HJ = H_1J_1$, Fig. 376, gleich d und die innere Ueberlappung

Fig. 376.



$KL = K_1L_1 = i$ sei, so erhält man in dem Diagramme, Fig. 375, in der Todtlage der Kurbel OA die Deffnung des Dampfeinströmungschanals gleich ad , wenn $Od = d$ gemacht wird, und ebenso die Größe der freien Ausströmung in ai , sobald man Oi gleich der inneren

Deckung i macht. Zeichnet man noch um O die Kreise mit Od und Oi als Radien, so erhält man für jede Kurbellage wie z. B. OA' in den Strecken Sd' und Si' zwischen dem Schieberkreise und den Deckungskreisen die Weite der augenblicklichen Eröffnung für den Dampfeintritt bzw. Austritt. Das Diagramm giebt daher ein anschauliches Bild von der Vertheilung und Wirkung des Dampfes. Offenbar geben die Durchschnittspunkte d_1 und d_2 des Schieberkreises mit dem Kreise der äußeren Ueberdeckung die Kurbellagen $O1$ und $O2$, in welchen der Dampfeintritt beginnt und bzw. aufhört, während man ebenso in Oi_1 die Stellung $O3$ der Kurbel erhält, in welcher der Dampf anfängt auszutreten und die Kurbellage i_2O4 dem Ende des Austrittes angehört. Demgemäß entspricht der Winkel $2O3$ der Expansionswirkung des Dampfes, insofern der Dampfeintritt in der Kurbellage $O2$ aufhört und der Austritt erst in der Stellung $O3$ beginnt, wogegen während der Kurbeldrehung um den Winkel $4O1$ eine Compression stattfindet, da in der Stellung $O4$ der Austrittschanal geschlossen ist, und erst in $O1$ neuer Dampf zugeführt wird.

Aus der Figur erkennt man beiläufig, daß diese beiden Winkel immer von gleicher Größe sind.

Ein ganz analoges Diagramm, wie es hier für die einfache Excenterbewegung gefunden worden, gilt auch für die Coulissensteuerungen, wie sich aus der folgenden Ermittlung ergibt.

Die oben gefundene Gleichung für die Bewegung des Schiebers aus der mittleren Lage $s = r \sin(\delta + \omega)$ kann man auch schreiben:

$$s = r \sin \delta \cos \omega + r \cos \delta \sin \omega = a \cos \omega + b \sin \omega,$$

wenn man die für eine vorliegende Steuerung constanten Größen $r \sin \delta = a$ und $r \cos \delta = b$ setzt. Diese Größen a und b haben auch eine geometrische Bedeutung, indem sie nach Fig. 375 die doppelten Coordinaten des Schieberkreismittels

$$EH = \frac{r}{2} \sin \delta = \frac{a}{2} \quad \text{und} \quad EG = \frac{r}{2} \cos \delta = \frac{b}{2}$$

darstellen. Wenn daher bei der Coulissensteuerung der Weg s des Schiebers sich ebenfalls durch eine Formel

$$s = A \cos \omega + B \sin \omega$$

Fig. 377.

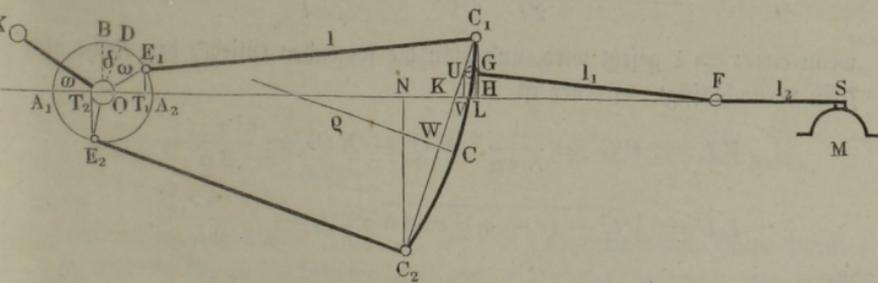
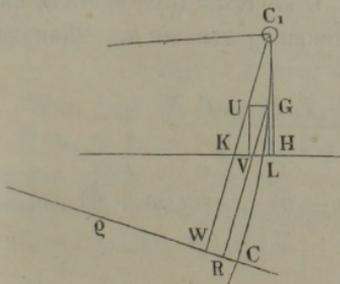


Fig. 377a.



ausdrücken läßt, so wird auch hierfür in derselben Art das Diagramm durch einen Schieberkreis gebildet werden, dessen Mittelpunkt die rechtwinkeligen

Coordinaten $\frac{A}{2}$ und $\frac{B}{2}$ hat.

Um den Weg s des Schiebers von dessen Mittellage aus bei einem beliebigen vom toten Punkte aus gerechneten Drehungswinkel ω der Kurbel

zu bestimmen, sei in Fig. 377 der allgemeinste Fall angenommen, d. h. gleichzeitig eine Senkung der Coulisse um LC und eine Hebung der Lenker-

stange FG um LG vorgenommen. Es möge C der Mittelpunkt der Coulisse, c deren halbe Länge CC_1 und ρ ihr Krümmungsradius sein; die Bogenlänge, oder was bei der geringen Krümmung der Coulisse nahe dasselbe ist, die Sehne CL sei mit e_1 und diejenige CG mit e bezeichnet, und α sei der Winkel $C_2 C_1 H$, welchen die Sehne $C_1 C_2$ der Coulisse mit der Normalen $C_1 H$ zur Schieberbewegung OF bildet. Da dieser Winkel immer nur klein sein wird, so kann man mit hinreichender Genauigkeit $\cos \alpha = 1$ setzen. Ferner sei l die Länge einer Excenterstange $E_1 C_1 = E_2 C_2$, l_1 diejenige der Schieberstange GF und l_2 die Länge der Schieberstange von F bis zur Schiebermitte MS , während r die Excentricität und δ den Voreilungswinkel BOD jedes Excenters bedeuten soll.

Man hat nun zunächst für irgend eine Drehung der Kurbel um den Winkel $A_1 O K = \omega$ den Abstand der Schiebermitte S von der Welle O :

$$OS = OT_1 + T_1 H - HV + VL + LF + FS.$$

Diese einzelnen Strecken drücken sich nun folgendermaßen aus:

$$OT_1 = r \sin(\omega + \delta),$$

$$\begin{aligned} T_1 H &= \sqrt{l^2 - [(c - e_1) \cos \alpha - r \cos(\omega + \delta)]^2} \\ &= l - \frac{(c - e_1)^2}{2l} + \frac{(c - e_1) r \cos(\omega + \delta)}{l}, \end{aligned}$$

wenn $\cos \alpha = 1$ gesetzt wird, und man die folgenden Glieder der Reihe als klein vernachlässigt. Ferner ist

$$VL = UG = \frac{1}{\cos \alpha} (WC - RC) = \frac{c^2 - e^2}{2\rho},$$

$$LF = \sqrt{l_1^2 - (e - e_1)^2 \cos^2 \alpha} = l_1 - \frac{(e - e_1)^2}{2l_1},$$

und

$$FS = l_2.$$

Den Abschnitt HV hat man $HV = C_1 U \sin \alpha = (c - e) \sin \alpha$, und es handelt sich daher zunächst um die Bestimmung von $\sin \alpha$. Man hat nach der Figur:

$$\sin \alpha = \frac{NH}{C_1 C_2} = \frac{T_2 T_1 + T_1 H - T_2 N}{2c}$$

und

$$\begin{aligned} T_2 T_1 &= T_2 O + OT_1 = r \sin(\omega - \delta) + r \sin(\omega + \delta) \\ &= 2r \sin \omega \cos \delta, \end{aligned}$$

ferner war

$$T_1 H = l - \frac{(c - e_1)^2}{2l} + \frac{c - e_1}{l} r \cos(\omega + \delta),$$

und ebenso ist:

$$T_2 N = \sqrt{l^2 - [(c + e_1) - r \cos(\omega - \delta)]^2}$$

$$= l - \frac{(c + e_1)^2}{2l} + \frac{c + e_1}{l} r \cos(\omega - \delta),$$

daher folgt

$$NH = 2r \sin \omega \cos \delta + \frac{4ce_1}{2l} - \frac{2e_1}{l} r \cos \omega \cos \delta - \frac{2c}{l} r \sin \omega \sin \delta$$

und

$$\sin \alpha = \frac{NH}{2c} = \frac{r}{c} \sin \omega \cos \delta + \frac{e_1}{l} - \frac{e_1 r}{cl} \cos \omega \cos \delta - \frac{r}{l} \sin \omega \sin \delta.$$

Setzt man diesen und die obigen Werthe in den Ausdruck für OS ein, so erhält man nach entsprechender Reduction:

$$OS = r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - ee_1}{cl} \cos \delta \right) \cos \omega + r \left(\frac{e}{c} \cos \delta - \frac{e - e_1}{l} \sin \delta \right) \sin \omega$$

$$+ l + l_1 + l_2 + \frac{c^2 - e^2}{2q} - \frac{c^2 - 2ee_1 + e_1^2}{2l} - \frac{(e - e_1)^2}{2l_1},$$

oder

$$OS = A \cos \omega + B \sin \omega + C,$$

wenn man

$$r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - ee_1}{cl} \cos \delta \right) = A,$$

$$r \left(\frac{e}{c} \cos \delta - \frac{e - e_1}{l} \sin \delta \right) = B$$

und

$$l + l_1 + l_2 + \frac{c^2 - e^2}{2q} - \frac{c^2 - 2ee_1 + e_1^2}{2l} - \frac{(e - e_1)^2}{2l_1} = C$$

setzt.

Wenn man in diesem Ausdrucke für OS entsprechend den todtten Punkten A_1 und A_2 für ω die Werthe Null und π einführt, so erhält man die den todtten Punkten entsprechenden Abstände der Schiebermitte S von O zu

$$OS_1 = A \cos 0 + B \sin 0 + C = A + C$$

und

$$OS_2 = A \cos \pi + B \sin \pi + C = -A + C.$$

Nun wird die Länge l_2 der Schieberstange immer auf gleiches Voreilen, d. h. so regulirt, daß die Schiebermitte S in den Todtlagen um genau gleiche Größen von der Mitte M des Schieberspiegels nach beiden Seiten hin absteht, demzufolge die Entfernung OM der Mitte des Schieberspiegels von der Ase durch

$$OM = \frac{OS_1 + OS_2}{2} = C$$

gegeben ist. Folglich ergibt sich schließlich die einem Drehungswinkel ω

der Kurbel zukommende Verschiebung s des Schiebers aus seiner mittleren Stellung zu

$$s = OS - OM = A \cos \omega + B \sin \omega.$$

Hiermit ist bewiesen, daß auch bei den Coulissensteuerungen ebenso wie bei der einfachen Excentersteuerung die Bewegung des Schiebers durch die Polarcoordinaten eines durch den Axenpunkt O gehenden Schieberkreises dargestellt ist, dessen rechtwinkelige Coordinaten bezw. durch

$$\frac{1}{2} A = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c^2 - e e_1}{c l} \cos \delta \right)$$

und

$$\frac{1}{2} B = \frac{r}{2} \left(\frac{e}{c} \cos \delta - \frac{e - e_1}{l} \sin \delta \right)$$

gefunden werden. Diese Beziehung gilt ganz allgemein für die Coulissen von Stephenson, Gooch und Allan, und es mögen für diese verschiedenen Constructionen die Eigenthümlichkeiten hier nur kurz angedeutet werden.

Bei der Stephenson'schen Coulisse wird nur die Coulisse um e bewegt, daher ist immer $e_1 = e$, und da die Schieberschubstange fortfällt, auch $l_1 = 0$, demgemäß hat man die Entfernung der Schieber Spiegelmitte M von der Aze O hier:

$$OM = C = l + l_2 + \frac{c^2 - e^2}{2 \rho} - \frac{c^2 - e^2}{2 l} = l + l_2 + \frac{c^2 - e^2}{2} \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{l} \right).$$

Damit diese Bedingung der gleichen Voreilung in den todten Punkten für jede beliebige Coulissenstellung, d. h. für jeden Werth von e erfüllt sei, hat man $\frac{1}{\rho} - \frac{1}{l} = 0$ oder $\rho = l$ zu machen, d. h. die Coulisse ist, wie schon oben angedeutet wurde, nach einem Krümmungshalbmesser gleich der Länge der Excenterstangen zu krümmen.

Was die Bewegung des Schiebers durch die Stephenson'sche Coulisse anbetrifft, so wird dieselbe, wie schon angeführt, in der oben durch Fig. 375 veranschaulichten Art durch einen Schieberkreis dargestellt, welcher indeß mit der Stellung der Coulisse seine Lage und seinen Halbmesser ändert. Es ergeben sich nämlich mit $e = e_r$ die Coordinaten für den Mittelpunkt E dieses Kreises, Fig. 378, zu

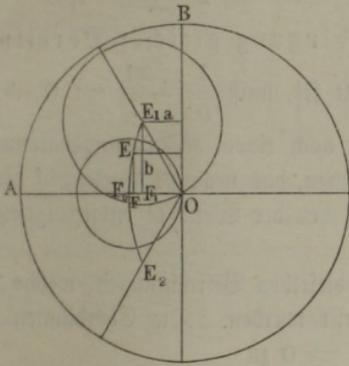
$$a = \frac{A}{2} = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c^2 - e^2}{c l} \cos \delta \right)$$

und

$$b = \frac{B}{2} = \frac{r}{2} \frac{e}{c} \cos \delta.$$

Denkt man sich diesen Kreis für jede Lage der Coulisse, also für alle Werthe von e zwischen $+c$ und $-c$ gezeichnet, so werden die Mittelpunkte E aller dieser Kreise eine gewisse von Zeuner die Centralcurve genannte Linie festlegen, von welcher im vorliegenden Falle leicht zu erkennen ist, daß sie eine Parabel zur Axe OA sein muß, indem die Abscissen b wie die ersten Potenzen und die Ordinaten a wie die Quadrate einer und derselben Veränderlichen e zunehmen. Für die praktische Anwendung des Diagramms kann man anstatt dieser Parabel füglich den Kreisbogen einführen, welcher durch die drei Mittelpunkte

Fig. 378.



$E_0 E_1$ und E_2 hindurchgeht, die der Mittelstellung der Coulisse ($e = 0$) und deren beiden äußersten Stellungen ($e = \pm c$) entsprechen. Man findet durch Einführung dieser Werthe von e die Coordinaten des Punktes E_0 zu

$$a_0 = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right) \text{ und } b_1 = 0,$$

sowie von E_1 und E_2 zu

$$a_1 = \frac{r}{2} \sin \delta \text{ und } b_1 = \frac{r}{2} \cos \delta,$$

also erhält man für die äußersten Stellungen der Coulisse dieselben Schieberkreise, welche gelten würden, wenn die betreffenden Excenter den Schieber direct bewegen würden. Leicht ist es, mit Hilfe der Parabel oder des dafür gesetzten Kreises $E_1 E_0 E_2$ auch den Mittelpunkt des Schieberkreises für jede Zwischenstellung der Coulisse zu finden. Denkt man sich nämlich dieselbe aus der Mittelage um eine beliebige Größe $e = nc$ bewegt, so erhält man den fraglichen Mittelpunkt E einfach dadurch, daß man die Ordinate

$$EF = n E_1 F_1 = n \frac{r}{2} \cos \delta$$

macht, wie aus dem Ausdrucke

$$b = \frac{r}{2} \frac{e}{c} \cos \delta$$

sofort folgt.

Bei der Steuerung von Gooch hängt die Coulisse ganz fest, daher hat man $e_1 = 0$ und folglich

$$OM = C = l + l_1 + l_2 + \frac{c^2 - e^2}{2q} - \frac{c^2}{2l} - \frac{e^2}{2l_1}$$

$$= l + l_1 + l_2 + \frac{c^2}{2} \left(\frac{1}{q} - \frac{1}{l} \right) - \frac{e^2}{2} \left(\frac{1}{q} + \frac{1}{l_1} \right).$$

Damit auch diese Gleichung als Bedingung gleicher Voreilung in den todten Punkten für jedes e erfüllt sei, muß $\frac{1}{q} + \frac{1}{l_1} = 0$, d. h. $q = -l_1$ sein. Die Coulisse ist daher nach einem Krümmungshalbmesser gleich der Schieberstange l_1 zu krümmen, das negative Vorzeichen deutet an, daß der Krümmungsmittelpunkt auf der der Welle O entgegengesetzten Seite gelegen ist.

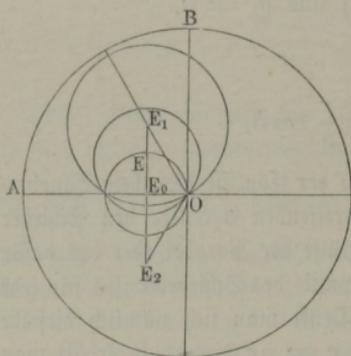
In Betreff der Schieberkreise gelten dieselben Betrachtungen, welche für die Stephenson'sche Coulisse angestellt wurden. Die Coordinaten der Schieberkreise bestimmen sich hier mit $e_1 = 0$ zu

$$a = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right)$$

und

$$b = \frac{r}{2} \left(\frac{c}{l} \cos \delta - \sin \delta \right).$$

Fig. 379.



Da die Abscisse a von e ganz unabhängig ist, so folgt, daß die Centralcurve hier eine auf der Axe OA , Fig. 379, im Abstände

$$OE_0 = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right)$$

senkrechte Gerade $E_1E_0E_2$ ist. Für die äußersten Coulissenstellungen ($e = c$) hat man die Ordinate

$$b_1 = E_0E_1 = \frac{r}{2} \left(\cos \delta - \frac{c}{l} \sin \delta \right).$$

Bei der Allan'schen Steuerung ist wegen der geraden Coulisse $q = \infty$ zu setzen, daher man

$$OM = C = l + l_1 + l_2 - \frac{c^2 - 2ee_1 + e_1^2}{2l} - \frac{(e - e_1)^2}{2l_1}$$

erhält.

Damit diese Größe von der Stellung der Coulisse unabhängig sei, muß $\frac{2ee_1 - e_1^2}{2l} - \frac{(e - e_1)^2}{2l_1} = 0$ sein. Setzt man hierin $\frac{e}{e_1} = n$, so schreibt sich diese Bedingung auch

$$\frac{2n-1}{2l} - \frac{(n-1)^2}{2l_1} = 0,$$

woraus

$$n = \frac{e}{e_1} = 1 + \frac{l_1}{l} \pm \sqrt{\left(1 + \frac{l_1}{l}\right) \frac{l_1}{l}}$$

oder

$$\frac{e - e_1}{e_1} = \frac{l_1}{l} \left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{l_1}{l}}\right).$$

Nur wenn die Bewegungen $e - e_1$ der Lenkerstange und e_1 der Couliße dieses Verhältniß zu einander haben, ist die Voreilung in den beiden todten Punkten für jede Coulißenstellung von gleicher Größe.

Der Schieberweg wird auch hier durch die Polarcoordinaten eines Schieberkreises dargestellt, dessen Mittelpunkt die Coordinaten hat:

$$a = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{e^2 - n e_1^2}{c l} \cos \delta \right)$$

und

$$b = \frac{r}{2} \left(\frac{n e_1}{c} \cos \delta - \frac{(n-1) e_1}{l} \sin \delta \right).$$

Diese Coordinaten legen als Centralcurve ebenfalls eine Parabel fest, für welche man mit genügender Annäherung den Kreisbogen setzen kann, welcher durch die Mittelpunkte E_0 und $E_1 E_2$ geht, welche der mittleren und bezw. den äußersten Stellungen der Couliße entsprechen. Für die mittlere Coulißenstellung oder $e = e_1 = 0$ hat man

$$a_0 = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right), \text{ und } b_0 = 0$$

und für die äußersten Coulißenlagen, d. h. für $e = c$, also $e_1 = \frac{c}{n}$ wird

$$a_1 = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \frac{n-1}{n} \cos \delta \right)$$

und

$$b_1 = \frac{r}{2} \left(\cos \delta - \frac{c}{l} \frac{n-1}{n} \sin \delta \right).$$

Aus dem Vorstehenden erkennt man, daß die Bewegung des Schiebers in der Mittelstellung der Couliße keineswegs zu Null wird, vielmehr ist in dieser Lage bei allen drei Coulißen die Bewegung des Schiebers durch einen Schieberkreis dargestellt, dessen Halbmesser $a_0 = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right)$ gegeben ist, und dessen Mittelpunkt auf der Geraden OA gelegen ist, d. h. also,

größerer Cylinderdurchmesser und sonstiger Maschinenabmessungen zur Erzielung eines gewissen Effectes, als sie erforderlich sein würden bei Anwendung eines besonderen zweiten Schiebers zur Regulirung der Expansion, womit eine starke Compression nicht verbunden ist. Dieser Nachtheil, zu dessen Vermeidung man bei stationären Maschinen fast allgemein einen besonderen Expansionschieber anwendet, kommt bei Locomotiven deswegen weniger in Betracht, weil für den gewöhnlichen Fall eines mäßigen Kraftverbrauches die Cylinder doch hinreichend große Dimensionen haben, da dieselben mit Rücksicht auf die durch die Steigungsverhältnisse der Bahn bedingte viel größere maximale Leistungsfähigkeit der Locomotive bemessen sind. Dies ist der Hauptgrund, warum man bei Locomotiven fast ganz allgemein zur Veränderung der Expansion sich nur der Couliße bedient, und die complicirtere Anordnung eines besonderen Expansionschiebers da wieder beseitigt hat, wo sie versucht wurde.

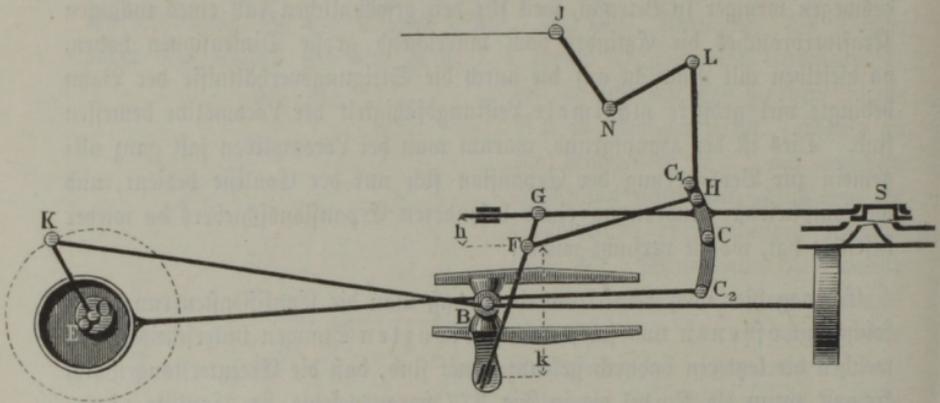
Es mag hier noch bemerkt werden, daß man die Coulißensteuerungen in solche mit offenen und solche mit gekreuzten Stangen unterscheidet, von welchen die letzteren dadurch gekennzeichnet sind, daß die Excenterstangen sich kreuzen, wenn die Kurbel die in Fig. 377 vorausgesetzte, der Couliße abgewandte Lage OK einnimmt. Eine Couliße mit gekreuzten Stangen würde man also erhalten, wenn man in der gedachten Figur E_1 mit C_2 und E_2 mit C_1 durch Excenterstangen verbände. Die im Vorstehenden für offene Excenterstangen durchgeführten Rechnungen gelten insgesammt ohne Weiteres auch für die gekreuzten Stangen, sobald man überall $-c$ anstatt $+c$ einführt.

Von den Coulißensteuerungen, welche zum Betriebe nur eines einzigen Excenters bedürfen, sei hier nur derjenigen von Heusinger von Waldegg gedacht, welche vielfach, insbesondere an belgischen Locomotiven, Anwendung gefunden hat. Hier empfängt die Stange GS des Schiebers, Fig. 381 (a. f. S.), ihre Bewegung durch einen Hebel GD , dessen eines Ende D , mit dem Kreuzkopfe B der Dampfmaschine verbunden, an dessen hin- und hergehender Bewegung Theil nimmt, während ein anderer Punkt F dieses Hebels durch die Stange HF von einer um den festen Mittelpunkt C schwingenden Couliße $C_1 C_2$ bewegt wird. Die Schwingung dieser Couliße wird durch einen Excenter E veranlaßt, welcher unter einem Winkel $KOE = 90^\circ$ gegen die Kurbel OK gestellt ist. Je nachdem durch den Stellhebel JNL der Gleitblock H der Couliße nach einem Punkte ober- oder unterhalb von deren Mitte C geführt wird, dreht sich die Maschine rechts- oder links-um. Eine nähere Untersuchung zeigt, daß auch diese Schieberbewegung wie die vorigen durch einen Schieberkreis dargestellt wird, indem sich die Größe s der Verschiebung des Schiebers aus dessen Mittelstellung durch

$$s = \frac{h}{k} R \cos \omega + \frac{h+k}{k} \frac{e}{c} r \sin \omega = A \cos \omega + B \sin \omega$$

ausdrückt, unter e die Verschiebung des Gleitblockes H , unter R die Kurbellänge und unter h und k die in der Figur damit bezeichneten Verticalabstände verstanden.

Fig. 381.



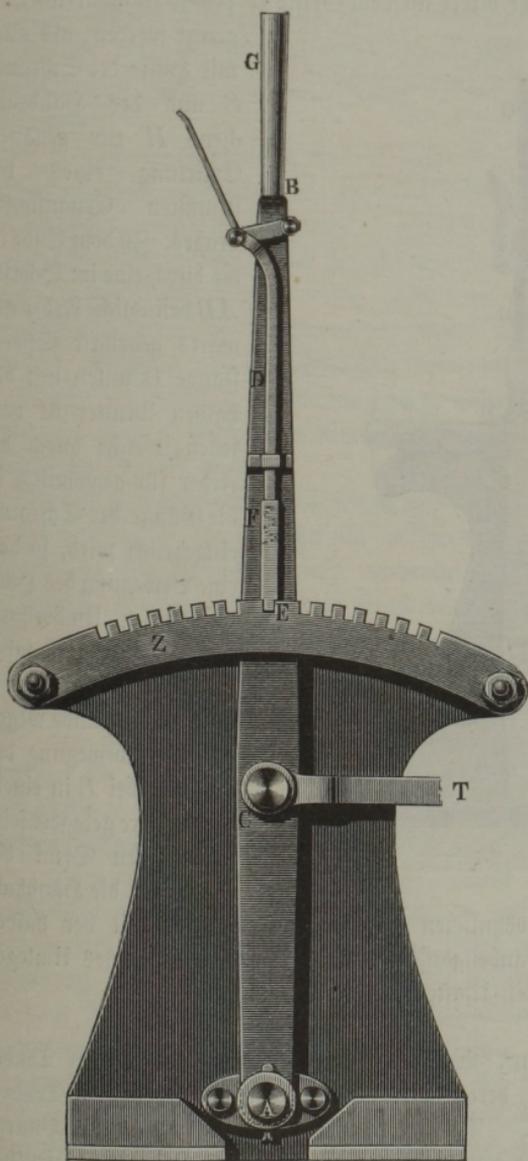
Die Centralcurve ist hier, da $a = \frac{1}{2} A$ von e unabhängig ist, eine im Abstände $a = \frac{h}{2k} R$ vom Mittelpunkte auf der Axe senkrechte Gerade, analog wie bei der Steuerung von Gooch.

Bei diesen beiden Steuerungen von Gooch und H. von Waldegg ist wegen der geradlinigen Centralcurve, wie leicht zu ersehen ist, die Deffnung der Dampfcanäle in den Todtlagen der Kurbel oder die sogenannte Voröffnung von constanter Größe für alle Couliissenstellungen, was als ein besonderer Vorzug dieser Steuerungen anzusehen ist.

Zum Umsteuern der Maschine ist zur rechten Seite des Führerstandes der Steuerhändel angebracht, ein um den Drehpunkt A , Fig. 382, drehbarer Hebel AB , an welchen in C die Zugstange T angeschlossen ist, deren Bewegung eine unter dem Kessel gelagerte Steuerwelle in Schwingung setzt, von welcher in der aus den Figuren 371 bis 373 ersichtlichen Weise die Couliissen beider Cylinder gleichzeitig gehoben oder gesenkt werden. Dabei entspricht der Verticalstellung des Händels AB die mittlere oder Todtlage der Couliisse, während eine Neigung des Händels nach vorn oder hinten bezw. den Vorwärts- oder Rückwärtsgang der Maschine veranlaßt. Um dabei den Händel in der ihm gegebenen Stellung festzustellen, dient die Sperrstange D , die bei F mit einer Schraubenfeder versehen ist, welche das untere Ende E in den betreffenden Einschnitt des gezahnten Bogens Z ein-

drückt, der mit dem Kessel verbunden ist. Dieser Bogen ist mit einer größeren Anzahl von Zähnen zur Erzielung der den verschiedenen Couliffen-

Fig. 382.



stellungen entsprechenden Expansionsgrade versehen. In welcher Weise die Auslösung der Sperrstange *D* durch den Druck der Hand beim Ergreifen der Handhabe *G* erfolgt, bedarf keiner näheren Erläuterung.

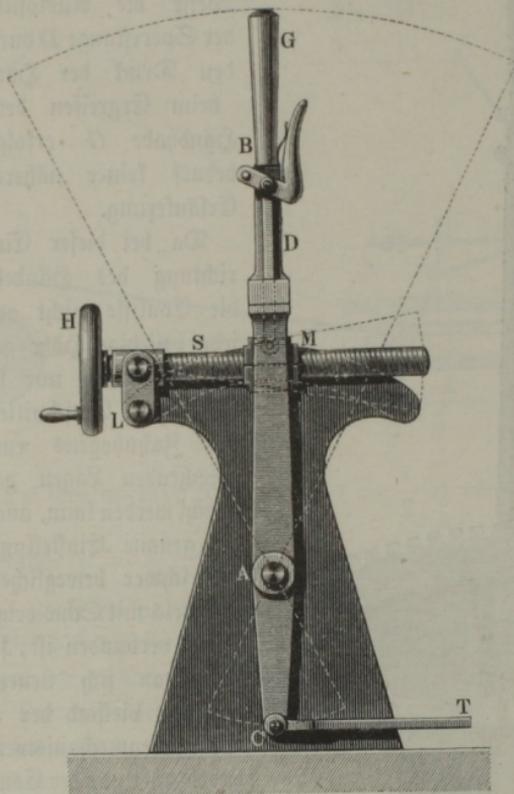
Da bei dieser Einrichtung des Händels die CouliFFE nicht auf jede beliebige Höhe gestellt, sondern nur in die den Einschnitten des Zahnbogens entsprechenden Lagen gebracht werden kann, auch die genaue Einstellung des schwer beweglichen Händels mit Schwierigkeiten verbunden ist, so hat man sich neuerdings vielfach der Schraubenmechanismen zur Verstellung der Couliffen bedient, wodurch die Einstellung nicht nur für jede Lage der CouliFFE, sondern auch mit größerer Leichtigkeit zu bewirken ist. Um aber das Umsteuern mit größerer Schnelligkeit ermöglichen zu können, als die Schrauben-

bewegung dies gestattet, hat man bei den besseren Einrichtungen den Händel beibehalten, und ihn mit der Schraubenbewegung combinirt. Als in

dieser Beziehung vorzüglich kann die von Vespaire erfundene und in Belgien fast ganz allgemein angewandte Anordnung, Fig. 383, gelten.

Der um *A* drehbare Händel *AB*, an welchen bei *C* die Zugstange *T* angeschlossen ist, kann sowohl direct an dem Griffe *G* behufs Umsteuerns um-

Fig. 383.



gelegt werden, als auch mit Hilfe der Schraube *S* und des Handrädchens *H* zur genauen Erzielung eines bestimmten Expansionsgrades. Zu dem Ende ist die durch eine im Schafte *AB* befindliche Feder abwärts gedrückte Sperrstange *D* unten mit der halben Mutter *M* versehen, welche durch die Feder für gewöhnlich in die Gänge der Schraube eingedrückt wird, so daß eine Bewegung des Händels durch Umdrehung der Schraube *S* möglich ist. Die letztere muß zu dem Ende wegen der Bogenbewegung des Händels bei *L* in einem Scharniere gelagert sein. Durch den Druck der Hand auf die Handhabe

G wird wie bei dem gewöhnlichen Händel die Stange *D* mit der halben Mutter *M* aus den Schraubengängen gelöst, so daß ein directes Umlegen des Händels behufs schnellen Umsteuerns geschehen kann.

- §. 82. **Locomotivbremsung.** Wie schon in §. 80 erwähnt, ist jeder Tender mit einer Bremse versehen, deren Wirksamkeit wegen des erheblichen Tendergewichtes eine kräftige ist. Diese Bremsen sind fast immer als Backenbremsen für Handbewegung construirt, und unterscheiden sich nicht wesentlich von den gewöhnlichen Wagenbremsen, wie sie in §. 71 besprochen wurden. Derartige Backenbremsen hat man auch an den Locomotiven und zwar zuerst an den Tenderlocomotiven wegen Wegfalls der Tender angebracht, und zwar

hat man hierbei auch das Anziehen der Bremsflöge durch den Druck des Dampfes gegen einen besonderen kleinen Dampfkolben (Dampfbremsen) oder durch den Druck comprimierter Luft (Luftbremse von Westinghouse) erzeugt. Ebenso hat man nach dem Heberlein'schen Systeme die lebendige Kraft der bewegten Locomotive zur Erzeugung des erforderlichen Bremsdruckes angewandt. Hierüber ist schon in Thl. III, 1, §. 177 ein Näheres mitgetheilt.

Alle diese Backenbremsen sind insofern als genügend zu betrachten, als durch dieselben bei geeigneter Construction der höchste überhaupt mögliche Bremsseffect erreicht werden kann, sobald nämlich sämtliche Räder der Locomotive bis zu demjenigen Drucke gebremst werden, welcher dem Grenzzustande des Gleitens nahe liegt. Wie schon in §. 71 erwähnt, muß ein wirkliches Gleiten oder Feststellen der Räder auf alle Fälle vermieden werden, da, abgesehen von der schädlichen Abnutzung, dann der Bremswiderstand, d. h. also die Reibung der Bewegung, wesentlich kleiner ist, als die Reibung der Ruhe, welcher der Bremswiderstand unmittelbar vor dem Gleiten gleichgesetzt werden muß.

Bei allen Reibungsbremsen jedoch geht die in den bewegten Massen vorhandene lebendige Kraft nicht nur verloren, sondern dieselbe wird noch auf Zerstörung des Bremsmaterials verwendet. Um diesen letzteren Uebelstand zu vermeiden, und die lebendige Kraft wieder nutzbar zu machen, hat man sich bei Locomotiven wohl der Anwendung von sogenanntem *Contredampf* bedient, d. h. des Mittels, durch Rückwärtslegung des Steuerhändels während des Vorwärtsganges der Maschine die Schieber so zu bewegen, daß sie eine dem Rückwärtsgange entsprechende Vertheilung des Dampfes veranlassen. In Folge dessen wirkt der Dampf nicht mehr treibend, sondern widerstehend auf den Kolben, indem nunmehr die lebendige Kraft des bewegten Zuges die Bewegung erzeugt. Aus der Dampfmaschine ist nunmehr eine Compressionspumpe geworden, indem der Kolben hinterhalb aus dem Ausblaserohre Luft ansaugt, welche er bei der Umkehr in den Kessel hineinpreßt. In Folge davon tritt eine beträchtliche Erhöhung der Kesselspannung ein und gleichzeitig eine starke Erhitzung der Cylinder, da die Kolben die heißen mit Asche und Schlackenstücken verunreinigten Verbrennungsgase aus der Rauchkammer ansaugen. Nach kurzer Wirkung des Contredampfes sind daher in der Regel die Kolben, Stopfbüchsen und Schieberflächen undicht geworden, und deshalb wendet man das Mittel des Bremsens durch Contredampf gar nicht, oder etwa nur im höchsten Nothfalle an. Welche Bremswirkung man durch die Anwendung von Contredampf erreichen kann, ist leicht zu ersehen. Im günstigsten Falle läßt sich der Bremswiderstand so hoch treiben, daß der Grenzfall des Gleitens der Trieb- und Kuppelungsräder nahe liegt, das auf den Laufträgern

lastende Gewicht geht aber für die Bremswirkung verloren. Hierbei ist vorausgesetzt, daß durch die Wirkung des Contredampfes die Räder noch nicht fest gestellt, oder gar nach rückwärts gedreht werden (umhauen), denn in diesem Falle ist der Widerstand des Bremsens kleiner und der Uebelstand der schädlichen Abnutzung wird nicht nur nicht vermieden, sondern tritt sogar in erhöhtem Maße auf, indem nun nicht allein die lebendige Kraft des zu hemmenden Zuges, sondern auch die Arbeit des die Räder rückwärts drehenden Dampfes auf Abnutzung der Radbandagen und Schienen wirkt. Aus diesen Gründen ist die Anwendung des Contredampfes in der hier gedachten Art den Führern mit Recht untersagt.

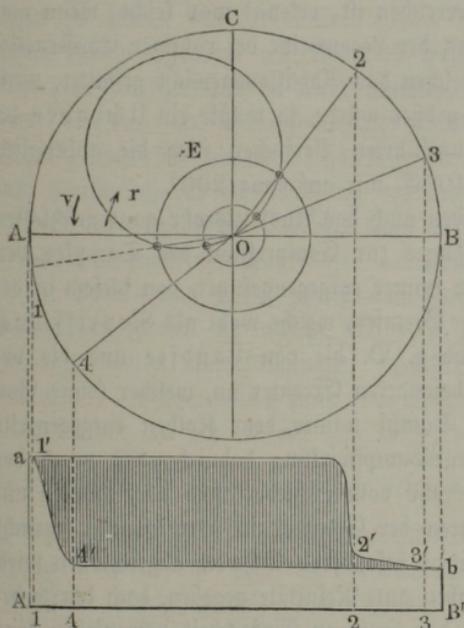
Um die mit dem Ansaugen der Feuergase verbundenen Uebelstände der Contredampfwirkung zu vermeiden, hat Le Chatelier beim Contredampfgeben ein Gemisch von Dampf und Wasser aus dem Kessel in das Abgangrohr geführt, um anstatt der Feuergase dieses Gemisch durch die Kolben anzusaugen. Der hierdurch erzielte Erfolg ist ein recht befriedigender gewesen, indem die bei der Compression des angesaugten Gemisches erzeugte Wärme wesentlich zur Verdampfung des eingeführten Wassers verwendet wird, so daß in Folge der großen latenten Wärme des Wassers die Temperaturerhöhung nur eine mäßige ist. Hierdurch ist das Bremsen mit Gegendampf von seinen Hauptübelständen befreit worden. Die entsprechende Einrichtung besteht einfach in einem Hahne mit zwei Bohrungen, von welchen die eine mit dem Dampfraume, die andere mit dem Wasserraume des Kessels in Verbindung steht, und einer Verbindungsröhre zwischen diesem Hahne und den tiefsten Punkten der Abgangsröhren beider Cylinder. Zum Bremsen hat man nur den Steuerhebel zurückzulegen und den besagten Hahn so weit zu öffnen, daß aus dem Schornsteine ein leichter Dampfnebel entweicht, in welchem Falle ein Ansaugen der Feuergase nicht stattfindet. Die durch diese Bremswirkung aufgehobene lebendige Kraft wird hierbei, wie schon erwähnt, hauptsächlich in Wärme umgesetzt und zur Verdampfung von Wasser verwendet.

Die Bremswirkung des Gegendampfes ist in derselben Weise zu bestimmen, wie die Arbeit des Dampfes bei dem normalen Gange der Maschine, indem man die während eines Kolbenlaufes von den beiden Kolbenflächen jedes Kolbens verrichteten Arbeiten von einander subtrahirt. So ermittelt man auch diesen Bremseffect in ähnlicher Weise durch Indicatordiagramme, wie dies hinsichtlich der Leistung von Dampfmaschinen geschieht. In Fig. 384 ist die Wirkung des Contredampfes durch das Diagramm veranschaulicht. Hier ist wieder OA die Stellung der Kurbel im todten Punkte und OE der Schieberkreis, welcher der für den Rückwärtsgang gestellten Coullisse entspricht, der Rückwärtsgang sei durch den Pfeil r ausgedrückt. In Wirklichkeit aber geht die Kurbel entgegen-

gesetzt in der Richtung des Pfeiles v um. Nach dem über das Schieberdiagramm (Fig. 375) Gesagten ergibt sich nun, daß die Vertheilung des Dampfes auf die eine Kolbenfläche wie folgt vor sich geht.

Es findet statt während der Kurbelbewegung durch den Bogen:

Fig. 384.



A 1, Eintritt des Kesseldampfes, welcher treibend wirkt, die Spannung dieses Dampfes möge durch $A'a$ ausgedrückt sein;

1 4, Expansion dieses Dampfes von der Spannung 1 1' auf diejenige 4 4';

4 B, Ansaugen des Gemischtes Dampf und Wasser aus dem Ausblaserohr, die Spannung dieses Gemischtes wird etwa 1 Atmosphäre $B'b$ betragen;

B 3, Austreten des Dampfes aus dem Cylinder;

3 2, Compression des in dem Cylinder enthaltenen Dampfes;

2 A, Repressionswirkung, d. h. Einpressung des vor dem Kolben befindlichen Dampfes in den Kessel, wobei die erzeugte Wärme wesentlich zur Verdampfung des eingeführten Wassers verwendet wird. Aus dem in der Figur gezeichneten Diagramm erkennt man, daß die treibende Wirkung hinter dem Kolben durch die Fläche $A'a 1' 4' b B'$, und die widerstehende Leistung vor dem Kolben durch die Fläche $B'b 3' 2' a A'$ dargestellt ist. Man erhält daher in bekannter Art in der schraffirten Fläche als Differenz die Darstellung der Bremsarbeit, welche bei einer Kurbeldrehung von jeder Kolbenseite ausgeübt worden ist; die gesammte Bremswirkung beider Cylinder ist daher für jede Umdrehung der Triebaxe proportional mit dem Vierfachen jener Fläche.

Die auf der sächsischen Staatsbahn angestellten Versuche ergaben u. A. durch indicatorische Messungen den durchschnittlichen Bremswiderstand zu 6,4 kg pro Quadratcentimeter Kolbenfläche, während daselbst der mittlere

auf Bewegung der Locomotive wirkende Druck nur 6 kg beträgt. Hieraus folgt, daß der durch Contredampfgeben erreichbare Bremswiderstand im Vergleich von 6,4 : 6 oder um etwa 7 Proc. größer ausfiel, als die maximale, von der Maschine auszuübende Zugkraft. Daß aber eine wesentlich größere Bremskraft überhaupt nicht zu erreichen ist, erkennt man leicht, wenn man bedenkt, daß die maximale Zugkraft der Locomotive bei richtiger Construction denjenigen Werth haben wird, welchen das Adhäsionsgewicht gestattet, wenn daher die Bremskraft beträchtlich größer würde, so müßte ein Umhauen der Räder stattfinden. Bei den angeführten Versuchen stieg die anfängliche Temperatur der Cylinder von 140° C. nur auf etwa 200°.

Man hat beim Contredampfgeben auch das Austrittsrohr ganz geschlossen, wobei die lebendige Kraft des Zuges zur Compression des Dampfes verbraucht wird, welcher, dem Kolben immer entgegengesührt, von diesem in den Kessel zurückgepreßt wird. Solche Bremsen, welche wohl als Repressionsbremsen bezeichnet werden, sind z. B. die von Landsee und die von Kraus. Ersterer wendet einen besonderen Excenter an, welcher (ohne Vorrichtung) so gestellt ist, daß der Dampf immer dem Kolben entgegentritt. Kraus dagegen erreicht die Gegendampfwirkung dadurch, daß durch den Regulator das Dampzuführungsrohr vom Schieberkasten abgeschlossen und dagegen mit den Exhaustionsröhren der Cylinder in Verbindung gebracht, während das Blaserohr durch einen besonderen Schieber abgeschlossen wird. Auch diese Repressionsbremsen haben gute Resultate gegeben, doch dürfte der Le Chatelier'sche Hahn wegen der größeren Einfachheit vorzuziehen sein. Es kann hier noch bemerkt werden, daß bei der de Bergue'schen Luftdruckbremse durch den Abschluß des Regulators gleichzeitig ein auf dem Kessel befindlicher Luftbehälter mit den Austrittsröhren der Cylinder verbunden wird, während ebenso durch den Verschuß des Blaserohres gleichzeitig der Schieberkasten mit der atmosphärischen Luft in Verbindung gesetzt wird. Demgemäß wirken die Dampfcylinder als Compressionspumpen, welche die aus dem Freien angefangte Luft in den gedachten Luftbehälter pressen. Letzterer ist mit einem bei bestimmtem Drucke sich öffnenden Sicherheitsventile versehen, durch dessen geeignete Belastung man den Bremswiderstand auf eine bestimmte Größe beschränken kann.

§. 83. **Zugkraft der Locomotiven.** Die Wirkungsweise des Dampfes auf die Kolben der Locomotiven ist durchaus nicht verschieden von derjenigen bei stehenden Dampfmaschinen, und es kann daher dieserhalb auf die ausführlichen Untersuchungen des zweiten Theiles verwiesen werden.

Ist die wirkende Dampfspannung gegeben und ermittelt man aus der Stellung der Coullisse nach dem in §. 81 über die Steuerung Gesagten den Grad der Füllung, so läßt sich in derselben Weise wie bei stehenden Dampf-

Maschinen die mechanische Arbeit berechnen, welche von beiden Kolben während einer Umdrehung der Triebaxe auf diese übertragen wird. Aus der Umdrehungszahl dieser Aze per Secunde ergibt sich dann unmittelbar die Leistung der Maschine in Pferdekraften, wobei indeß bemerkt werden kann, daß man die Stärke der Locomotiven in der Regel nicht nach Pferdekraften anzugeben pflegt, sondern als Maßstab hierfür meist das Gewicht, insbesondere das Adhäsionsgewicht der Locomotive annimmt, insofern mit diesem Gewichte die von der Dampfmaschine höchstens auszuübende mechanische Leistung in einem bestimmten Verhältnisse steht.

Auch hinsichtlich der Verwandlung der alternirenden Kolbenbewegung in die rotirende Bewegung der Triebaxe kann auf das in Thl. III, 1, Cap. VI über das Kurbelgetriebe Angeführte verwiesen werden, und zwar gelten wegen der Anwendung zweier zu einander senkrechten Kurbeln für die Locomotivmaschinen speciell die in Thl. III, 1, §. 146 u. folg. über die doppelte Kurbel angeführten Untersuchungen. Hinsichtlich des Ungleichförmigkeitscoefficienten δ der Locomotive kann bemerkt werden, daß dieser Werth unter allen Umständen ein sehr kleiner sein wird, da in dem Ausdrucke für denselben von der Form $\delta = C \frac{Qr}{m}$ der Nenner m die auf den Kurbelarm r

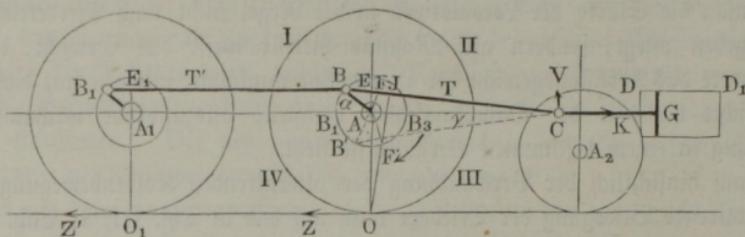
reducirten bewegten Massen darstellt, worin daher in dem vorliegenden Falle das ganze Eigengewicht nicht nur der Locomotive und ihres Tenders, sondern auch des angehängten Trains enthalten ist. Man kann daher die Bewegung der Maschine als eine fast vollkommen gleichförmige ansehen.

Dagegen macht die Locomotive eine besondere Untersuchung nöthig in Betreff der Bewegung, welche der Maschine als Ganzes mitgetheilt wird, und zwar sowohl was das eigentlich beabsichtigte regelrechte Fortrollen auf den Schienen, wie auch die unregelmäßigen secundären Bewegungen oder Störungen anbetrifft. Diese Verhältnisse zu prüfen, sei mit K die von der Kolbenstange CG , Fig. 385 (a. f. S.), auf den Kreuzkopf C übertragene Zugkraft bezeichnet, welche man erhält, wenn man von dem auf den Kolben wirkenden Dampfdruck die schädlichen Reibungswiderstände sowie den zur Beschleunigung der schwingenden Massen erforderlichen Beschleunigungsdruck M (s. Thl. III, 1, §. 151) abzieht. Auf den Deckel D des Dampfcylinders hat man dann eine gleiche und entgegengesetzte Kraft $-K$ wirkend zu denken, welche wegen der Befestigung des Cylinders an dem Rahmen direct auf diesen übergeht. Die Kraft K der Kolbenstange ruft in dem Kreuzkopfe C eine nach oben gerichtete Verticalkraft $V = K \tan \gamma$ und in

der Lenkerstange BC eine Zugkraft $T = \frac{K}{\cos \gamma}$ hervor, wenn unter γ der Abweichungswinkel ACB der Lenkerstange von der Horizontalen AC verstanden wird. Die verticale Kraft V geht vom Kreuzkopfe auf die Führung

und den Kessel über, während die Stangenkraft T auf den Kurbelzapfen B übertragen wird. In Folge dieser Zugkraft T werden in dem Lager der

Fig. 385.



Triebhaxe A sowie an dem Stützpunkte O des Triebrades auf den Schienen gewisse Drucke erzeugt, welche sich, unter der Voraussetzung, daß die Kurbel ebene ABC mit der Radebene und derjenigen des Rahmens zusammenfällt, wie folgt ermitteln.

Die verticale, abwärts wirkende Componente der Stangenkraft $-V = K \tan \alpha$ geht direct durch die Axe und das Triebrad auf die Schienen über, indem dadurch der Druck in O vergrößert wird. Außerdem müssen die Schienen auch noch mit einer horizontalen Kraft Z widerstehen, welche nur vermöge der Reibung von ihnen geäußert werden kann, und die daher einen Betrag bis zu der Größe φN annehmen kann, wenn N den Normaldruck des Rades in O und φ den Reibungscoefficienten vorstellt. Die wirkliche Größe dieser Horizontalkraft findet sich durch Gleichsetzung der Momente für A als Mittelpunkt aus:

$$T \cdot AF = Z \cdot AO,$$

oder, unter r und R die Halbmesser AB der Kurbel und AO des Triebrades und unter α den Drehungswinkel der Kurbel vom äußeren toten Punkte B_1 verstanden:

$$\frac{K}{\cos \gamma} r \sin ABC = Z \cdot R,$$

woraus

$$Z = K \frac{r}{R} \frac{\sin(\alpha - \gamma)}{\cos \gamma}$$

folgt.

Nimmt man O als Momentenmittelpunkt an, so erhält man in gleicher Art die horizontale Kraft H , mit welcher die Axe gegen die Gabeln des Rahmens wirkt, aus

$$T \cdot OJ = H \cdot AO$$

oder

$$\frac{K}{\cos \gamma} [r \sin (\alpha - \gamma) + R \cos \gamma] = H \cdot R$$

zu

$$H = K \frac{r \sin (\alpha - \gamma)}{R \cos \gamma} + K = Z + K.$$

Diese von der Ase A auf den Rahmen übertragene Kraft H wirkt auf denselben nach vorwärts, entgegen der auf den Cylinderdeckel D drückenden Dampfkraft K , und es verbleibt daher die den Rahmen ergreifende resultirende

$$H - K = K \frac{r \sin (\alpha - \gamma)}{R \cos \gamma} = Z$$

als Zugkraft übrig. Die Zugkraft stimmt daher mit der am Umfange des Triebrades bei O auftretenden horizontalen Schienenreaction Z genau überein und findet daher ihre Grenze in dem Betrage φN der daselbst im Falle des Gleitens stattfindenden Reibung, so daß man hat

$$\max. Z = \varphi N.$$

Diese Rechnung ist gefunden worden für den Hingang des Kolbens, oder für die Drehung der Kurbel vom äußeren todten Punkte B_1 durch B nach B_3 . Für den Rückgang oder die Kolbenverschiebung von D_1 nach D sei der Winkel $\alpha = B_3 A B'$ vom inneren Todtpunkte B_3 aus gerechnet, dann hat man wieder

$$T \cdot A F' = Z \cdot A O,$$

oder, da hier

$$A F' = r \sin (\pi - \alpha - \gamma) = r \sin (\alpha + \gamma) \text{ ist,}$$

$$Z = K \frac{r \sin (\alpha + \gamma)}{R \cos \gamma},$$

und die horizontale Lagerkraft

$$H = K - Z.$$

Dieser Druck H wirkt hier nach rückwärts auf den Rahmen, während der Dampfdruck K auf den vorderen Deckel D_1 vorwärts treibend wirkt, und man erhält daher die Zugkraft hier zu

$$K - H = Z = K \frac{r \sin (\alpha + \gamma)}{R \cos \gamma}.$$

Man kann daher die aus der Wirkung eines Cylinders hervorgehende Zugkraft allgemein gleich

$$Z = K \frac{r \sin (\alpha \mp \gamma)}{R \cos \gamma} = K \frac{r}{R} (\sin \alpha \mp \cos \alpha \tan \gamma),$$

oder, wenn man annähernd $\tan \gamma = \sin \gamma = \frac{r}{l} \sin \alpha$ annimmt,

$$Z = K \frac{r}{R} \sin \alpha \left(1 \mp \frac{r}{l} \cos \alpha \right)$$

setzen, wo das obere Zeichen für den Hingang, das untere für den Rückgang des Kolbens gilt.

Das Resultat bleibt wesentlich ungeändert, wenn die Triebaxe A mit einer anderen Axe A_1 oder mehreren anderen gekuppelt wird. Bezeichnet etwa T' in diesem Falle die in der Kuppelstange BB_1 wirkende Zugkraft, so wird die horizontale Schienenkraft in O_1 durch

$$Z' = T' \frac{A_1 E_1}{A_1 O_1} = T' \frac{r}{R} \sin \alpha,$$

und die auf den Rahmen in A_1 wirkende Horizontalkraft durch

$$H' = T' + Z' = T' \left(1 + \frac{r}{R} \sin \alpha \right)$$

ausgedrückt.

Dagegen berechnet sich nunmehr für die Axe A , für welche die Verticalkraft nach wie vor

$$V = K \tan \gamma$$

bleibt, die horizontale Schienenkraft Z'' durch

$$T r \sin(\alpha - \gamma) - T' r \sin \alpha = Z'' R$$

zu

$$Z'' = K \frac{r}{R} \frac{\sin(\alpha - \gamma)}{\cos \gamma} - Z'$$

und die horizontale Lagerkraft in A zu

$$H'' = T \cos \gamma - T' + Z'',$$

folglich die resultirende Rahmenkraft

$$H' + H'' - K = T' + Z' + T \cos \gamma - T' + Z'' - K = Z' + Z''.$$

Die Zugkraft ist daher hier gleich der Summe der an allen gekuppelten Rädern auftretenden Reactionen und auch hier ist die Möglichkeit der Uebertragung an die Bedingungen geknüpft, daß

$$Z' < \varphi N_1 \quad \text{und} \quad Z'' < \varphi N_2$$

ist, welche Bedingungen, wie leicht ersichtlich ist, erfüllt sein werden, sobald die gesammte Zugkraft Z kleiner als $\varphi(N_1 + N_2)$ ist.

Man erkennt hieraus, wie die Kuppelung der Räder die Möglichkeit an die Hand gibt, eine größere Zugkraft zu erzeugen, wozu selbstverständlich eine entsprechend größere Kolbenkraft K erfordert wird.

Für die Rückwärtsbewegung der Locomotive gelten dieselben Resultate mit dem einzigen Unterschiede, daß dabei der vom Kreuzkopfe auf die Führung übertragene Verticaldruck abwärts gerichtet ist.

Die vorstehende Ermittlung ergiebt, daß die von einem Kolben auf die Locomotive geäußerte Zugkraft von der Kolbenstellung abhängig während

jeder Umdrehung sehr verschiedene Werthe annimmt, welche von $Z = 0$ in den toden Punkten zu einem Maximum in einer mittleren Lage zunehmen.

Die gefundene Formel

$$Z = K \frac{r \sin(\alpha - \gamma)}{R \cos \gamma} \quad \text{oder} \quad \frac{Z}{K} = \frac{1}{R} \frac{r \sin(\alpha - \gamma)}{\cos \gamma}$$

zeigt, da nach der Figur der Abschnitt auf dem verticalen Radius

$$AE = AB \frac{\sin ABE}{\sin AEB} = \frac{r \sin(\alpha - \gamma)}{\cos \gamma}$$

ist, daß sich immer die Zugkraft Z zur Kolbenkraft K verhält, wie der Abschnitt AE , welchen die Lenkerstange auf dem verticalen Kurbelradius abschneidet, zum Radhalbmesser. Diese Eigenschaft stimmt daher mit derjenigen überein, welche in Thl. III, 1, §. 139 hinsichtlich der Umfangskraft für das gewöhnliche Kurbelgetriebe gefunden wurde, und man kann daher auch sagen, die Zugkraft Z sei in jedem Augenblicke ausgedrückt durch die auf den Radumfang reducirte Umfangskraft $\frac{r}{R} U$ des Kurbelgetriebes. Das Maximum

der Zugkraft wird sich daher unter Voraussetzung einer constanten Kolbenkraft K in denjenigen Kurbellagen einstellen, in welchen die Lenkerstange den Kurbelkreis berührt. In Thl. III, 1, §. 139 wurde hierüber ein Näheres mitgetheilt und u. A. dieser Winkel für ein Lenkerstangenverhältniß $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$

zu $101^\circ 20'$ gefunden. Die Zugkraft Z der Locomotive setzt sich nun zusammen aus den beiden Zugkräften Z_1 und Z_2 der beiderseitigen Dampfcylinder. Will man über die Veränderlichkeit dieses Werthes in einem besonderen Falle ein Urtheil gewinnen, so läßt sich dies am besten durch eine graphische Ermittlung erlangen, welche mit Benutzung eines den Dampfdruck anzeigenden Indicatorgrammes und unter Berücksichtigung der Beschleunigungskraft M in der Weise zu entwerfen ist, welche in Thl. III, 1, §. 153 für die Bestimmung des resultirenden Umfangedruckes einer zweicylindrigen Maschine angegeben wurde. Man erhält dann wie in der dortigen Figur (377) eine Curve, deren Ordinaten die Größe des resultirenden Umfangedruckes U , oder der resultirenden Zugkraft $Z = \frac{r}{R} U$ angeben,

und kann daraus in bekannter Weise auch die mittlere Zugkraft $Z = \frac{F}{\pi R}$ finden, wenn F die zwischen jener Curve und der Abscissenaxe von der Länge $2r$ enthaltene Fläche darstellt u. s. w.

Diesen allgemeinen Fall durch die Rechnung zu verfolgen, würde sehr umständlich und ohne praktischen Werth sein. Um indessen die Verhältnisse

im Wesentlichen zu erläutern, sei eine constante Kolbenkraft vorausgesetzt, welche Annahme auch bei der stattfindenden Expansion nicht sehr von der Wirklichkeit abweichen dürfte, da der Einfluß der Beschleunigungskraft M der schwingenden Massen bei schnellgehenden Maschinen bekanntlich eine wesentliche Ausgleichung des wirksamen Kolbendruckes erzeugt (s. Thl. III, 1, §. 151 u. f.).

Unter dieser Voraussetzung, daß K unveränderlich sei, ergibt sich leicht, daß die Zugkraft der Locomotive während jeder Umdrehung in denjenigen vier Punkten einen kleinsten Werth annimmt, in welchen eine der Kurbeln in einem todten Punkte steht. Dieser Minimalwerth bestimmt sich zu

$$Z_{\min} = K \frac{r}{R}.$$

Dagegen nimmt Z seine relativ größten Werthe in denjenigen Augenblicken an, in denen die Kurbeln um 45° von den todten Punkten entfernt sind. Diese Werthe von Z sind von einander verschieden je nach der Stellung der Kurbeln und zwar ist für eine Bezeichnung der Quadranten in der in Fig. 385 angedeuteten Weise die Größe von Z aus folgendem Schema ersichtlich:

Die Kurbeln stehen in der Mitte der Qua- dranten	$Z =$
I und II	$K \frac{r}{R} \sqrt{2}$
II und III	$K \frac{r}{R} \left(\sqrt{2} + \frac{r}{l} \right)$
III und IV	$K \frac{r}{R} \sqrt{2}$
VI und I	$K \frac{r}{R} \left(\sqrt{2} - \frac{r}{l} \right)$

Die mittlere Zugkraft Z_0 , welche für den Beharrungszustand dem Widerstande des Zuges gleich sein muß, ergibt sich durch

$$Z_0 2 \pi R = 2 K 4 r \text{ zu } Z_0 = \frac{4}{\pi} K \frac{r}{R}.$$

Man erkennt hieraus, daß man bei Güterzugmaschinen und Berglocomotiven durch einen kleinen Triebradhalbmesser R und eine große Länge r des Kurbelarmes die Zugkraft thunlichst groß machen wird, während bei

Schnellzugmaschinen durch hohe Triebräder eine möglichst große Geschwindigkeit erreicht werden kann, ohne die Umdrehungszahl der Maschine pro Minute zu sehr zu steigern.

Störungen. In Folge der Schwankungen, welchen die Zugkraft zwischen §. 84. den Werthen

$$Z_{max} = K \frac{r}{R} \left(\sqrt{2} \pm \frac{r}{l} \right) \text{ und } Z_{min} = K \frac{r}{R}$$

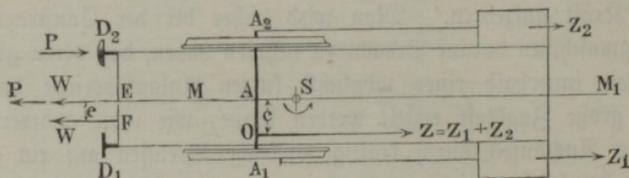
unterworfen ist, wird die Locomotive bei jeder Umdrehung der Triebaxe abwechselnd viermal eine Beschleunigung und ebenso oft eine Verzögerung erleiden, welche Erscheinung man mit dem Namen des Rückens bezeichnet. Die hierdurch erzeugten Geschwindigkeitsänderungen sind indessen bei der bedeutenden Masse des Zuges im Vergleiche zu den Schwankungen der Zugkraft so unerheblich, daß man die Fortbewegung der Locomotive im Beharrungszustande als eine gleichförmige ansehen darf. Für den Anlauf und den Auslauf der Locomotive gelten die überhaupt für Maschinen gültigen Bemerkungen, wonach die überschüssige Zugkraft im Anfange der Bewegung so lange auf Beschleunigung der Massen wirken wird, bis der mit der Geschwindigkeit wachsende Zugwiderstand der mittleren Zugkraft Z_0 gleich geworden ist, während im Auslaufe der Maschine die natürlichen und künstlichen (Brems-) Widerstände die in den bewegten Massen vorhandene lebendige Kraft aufzehren. Man wird daher bei der Construction von Schnellzugmaschinen darauf Bedacht zu nehmen haben, daß deren große Geschwindigkeit innerhalb einer möglichst kurzen Anlaufperiode durch entsprechend große Zugkraft erzielt werden könne, wie man andererseits die Dauer des Auslaufes durch kräftig wirkende Bremsen auf ein relatives Minimum herabziehen wird.

Wenn die durch die Dampfholben beiderseits in der Locomotive erzeugten Zugkräfte Z_1 und Z_2 immer von gleicher Größe wären, so würde deren Mittelkraft Z in der Symmetrieebene der Locomotive liegen, in welcher auch deren Eigengewicht G und der Zugwiderstand $W = Z_0$ wirksam sind. Es würde dann, vorausgesetzt, daß die Cylinder- oder Triebaxe mit dem Zughaken in gleicher Höhe (im Mittel 1 m über der Schienenoberkante) gelegen wäre, durch die Zugkraft lediglich eine Vorwärtsbewegung der Locomotive erzeugt werden, welche mit der oben gedachten unbedeutenden Geschwindigkeitsänderung des Rückens behaftet wäre. Diese beiden Bedingungen sind nun aber nicht erfüllt. Meistens liegt der Zughaken höher als die Triebaxe, daher der Widerstand W und die Zugkraft Z ein Kräftepaar bilden, welches die Locomotive um eine durch den Schwerpunkt gehende horizontale Queraxe derartig zu drehen strebt, daß dadurch eine theilweise Entlastung der vor

dem Schwerpunkte gelegenen Axen und eine Mehrbelastung der hinteren Axen eintritt. Vermöge der Tragfedern ist dem Obertheile der Locomotive eine solche geringe Drehung gestattet. Bei Triebrädern von mehr als 1 m Halbmesser würde natürlich die Einwirkung des dann entgegengesetzt drehenden Kräftepaars die Vorderräder belasten und die Hinterräder entlasten. Auch die Höhenlage des Schwerpunktes der Locomotive übt in dieser Weise einen Einfluß auf die Axenbelastungen aus, und zwar wird, da dieser Schwerpunkt immer höher als die Triebaxe gelegen ist, bei einer Beschleunigung der Locomotive, wie beim Anfahren, durch die Trägheit eine Entlastung, und bei einer Verzögerung, also beim Bremsen, eine Mehrbelastung der Vorderräder eintreten.

Diese gedachten, durch die ungleiche Höhenlage der Kraftangriffspunkte erzeugten Wirkungen sind indessen in den meisten Fällen nur unerheblich gegen die sonstigen, durch die Verschiedenheit der auf beiden Seiten wirkenden Kräfte hervorgerufenen Störungen. Da die Zugkräfte Z_1 und Z_2 auf beiden Seiten der Locomotive nach dem Vorstehenden im Allgemeinen von verschiedener Größe sind, so liegt deren Resultirende Z auch nicht in der verticalen Mittelebene MM_1 der Maschine, Fig. 386, in welcher deren Schwerpunkt S liegt und in welcher auch der Widerstand W des Zughafens E wirksam ist. Vielmehr hat die Mittelkraft $Z = Z_1 + Z_2$ von

Fig. 386.



dieser Mittelebene einen gewissen Abstand nach der einen oder anderen Seite, je nachdem Z_1 oder Z_2 den größeren Werth hat. Da nach dem Vorstehenden die Zugkraft einer Kurbel in ihrer Todtlage gleich Null ist, so fällt in diesem Augenblicke die Mittelkraft Z in die Ebene der anderen Kurbel hinein, woraus sich ergibt, daß bei jeder Umdrehung der Triebaxe der Angriffspunkt der Mittelkraft zweimal den Weg $A_1 A_2$ zwischen den beiden Kurbelenebenen hin und zurück durchläuft. In Folge dieser excentrischen Wirkung der resultirenden Zugkraft Z entsteht durch die Wirkung des Kräftepaars, welches Z mit dem Widerstande W bildet, eine Tendenz der Locomotive, sich um eine durch ihren Schwerpunkt S gehende verticale Axe abwechselnd nach den entgegengesetzten Richtungen zu drehen, und zwar wird die Locomotive in Folge dessen während jeder Umdrehung der Triebaxe zwei Doppelschwingungen vollführen, deren Amplitude wesent-

lich durch den Spielraum beschränkt ist, welchen die Spurkränze zwischen den Schienen finden. Offenbar ist die Größe des Ausschlagswinkels dieser Schwingungen bei einem gewissen Spielraume der Spurkränze um so geringer, je größer der Abstand der Endaxen ist, so daß ein großer Abstand in dieser Hinsicht günstig auf die Ruhe der Bewegung wirkt.

Die Größe des Drehungsmomentes, welches diese unter dem Namen des Schlingerns oder Schlingelns bekannten Störungen der Bewegung veranlaßt, ist leicht bestimmt. Denkt man jede der Zugkräfte Z_1 und Z_2 unter Hinzufügung des betreffenden Kräftepaars parallel ihrer Richtung von A_1 und A_2 nach der Mittelebene A versetzt, so erhält man außer der resultirenden Zugkraft $Z = Z_1 + Z_2$, welche den Widerstand W überwindet, noch zwei Kräftepaare von entgegengesetzter Drehungsrichtung, deren Momente bezw. $Z_1 \cdot AA_1$ und $Z_2 \cdot AA_2$ sind, so daß das resultirende Moment sich, wenn unter $2b = A_1A_2$ die Entfernung der Kurbelebenen verstanden wird, zu

$$(Z_1 - Z_2) b$$

bestimmt.

Dieses Moment ist Null, wenn $Z_1 = Z_2$ ist, was unter Voraussetzung einer constanten Kolbenkraft K , und wenn man das Verhältniß $\frac{r}{l}$ als klein außer Acht läßt, in denjenigen vier Kurbelstellungen der Fall ist, in welchen die Kurbeln um 45° von ihren Todtpunkten abstehen. Dagegen nimmt das Drehmoment seinen größten Werth $\pm K \frac{r}{R} b$ in den vier Stellungen an, in welchen eine der Kurbeln eine Todtlage einnimmt. Aus dem Ausdrucke für das drehende Moment $(Z_1 - Z_2) b$ erkennt man sogleich den Einfluß des Abstandes $2b$ der Kurbelebenen, und daß bei inneren Cylindern wegen des kleineren Abstandes b die Tendenz zum Schlingern in viel geringerem Maße auftreten wird, als bei äußeren Cylindern.

Aus Fig. 386 ist auch leicht zu erkennen, in wiefern man das Schlingern der Maschine dadurch mäßigen kann, daß man mittelst der Kuppelungsschraube bei E die Buffer $D_1 D_2$ der Locomotive kräftig gegen die des Tendlers oder ersten Wagens preßt. Wenn dies nämlich geschehen ist, so ist klar, daß die Zugkraft Z in der Kuppelungsvorrichtung E nur eine Spannung hervorrufen kann von derselben Größe Z , so lange das Drehmoment $(Z_1 - Z_2) b$ gleich Null ist, d. h. so lange die resultirende Zugkraft Z in die Mittelebene MM hineinfällt. Ist dies aber nicht der Fall, wirkt z. B. die Zugkraft Z in einem Punkte O im Abstände $AO = c$ von der Mittelebene, so wird durch die angestrebte und zum Theil eintretende Drehung um S (im Sinne des Pfeils) ein Anpressen der Buffer D_2 stattfinden, in

Folge deren der Wagenzug auf den Locomotivbuffer D_2 eine nach vorwärts gerichtete Pressung ausübt, welche mit P bezeichnet sein mag. Dadurch ist natürlich auch die Spannung der Kuppelungsschraube um denselben Betrag P gesteigert, so daß die Resultirende der beiden Wirkungen in E und D_2 nach wie vor gleich dem unveränderten Werthe des Widerstandes $W = Z$ geblieben ist. Diese Resultirende der beiden entgegengesetzten Kräfte in E und D_2 geht aber offenbar durch einen Punkt F auf derjenigen Seite der Mittelebene MM_1 , auf welcher die Zugkraft Z gelegen ist. Bezeichnet man etwa diesen Abstand EF mit e , so ist das drehende Moment von der ursprünglichen Größe Zc durch die Wirkung der Buffer auf diejenige $Z(c - e)$ herabgezogen. Hierdurch erklärt sich die bekannte Thatsache, daß das Schlingeln der Locomotive durch entsprechend kräftiges Anspannen der Buffer gemildert wird, und ähnliche Betrachtungen dürften auch für die Verbindung der gewöhnlichen Waggons beim Durchfahren von Curven gelten. Wenn sich in solcher Weise das Schlingern auch mildern läßt, gänzlich zu vermeiden ist es bei den gewöhnlichen Maschinen mit zwei unter rechtem Winkel stehenden Kurbeln aber nicht.

Außerdem werden auch durch die verticalen Kräfte V , mit welchen die Kreuzköpfe gegen die Führungen wirken, gewisse Störungen in der Bewegung der Locomotive hervorgerufen. Nach dem Vorangehenden ist diese Verticalkraft $V = K \tan \gamma$, wenn K die Kolbenkraft und γ den Winkel der Lenkerstange gegen den Horizont bedeutet. Diese Kraft variiert zwischen den Werthen $V = 0$ in den toden Punkten und dem Maximum, welches unter Voraussetzung einer constanten Kolbenkraft eintritt, wenn die Lenkerstange den Kurbelkreis berührt. Hierfür ist

$$\tan \gamma = \frac{r}{l},$$

daher hat man

$$V_{max} = K \frac{r}{l}.$$

Ebenso groß wie der Druck gegen die Führungen nach oben ist auch die verticale Componente, mit welcher der Kurbelzapfen von der Lenkerstange abwärts gedrückt wird, und es bilden daher diese beiden gleichen und entgegengesetzten Kräfte ein Kräftepaar, dessen Drehungsmoment durch Va ausgedrückt ist, wenn a die Armlänge dieses Kräftepaares, d. h. die Entfernung des Kreuzkopfes von der Triebaxe bedeutet.

Diese Entfernung ist nach Fig. 385:

$$a = AC = \frac{AF}{\sin \gamma} = r \frac{\sin(\alpha \mp \gamma)}{\sin \gamma},$$

folglich das Moment der Verticalkraft

$$V a = K \tan \gamma r \frac{\sin (\alpha \mp \gamma)}{\sin \gamma} = K r \frac{\sin (\alpha \mp \gamma)}{\cos \gamma},$$

wofür man wieder annähernd

$$K r \sin \alpha \left(1 \mp \frac{r}{l} \cos \alpha \right)$$

setzen kann. Dieses Moment ist also genau so groß, wie das Umdrehungs-
moment der Lenkerstangenkraft $T = \frac{K}{\cos \gamma}$ an der Kurbelaxe. Das Mo-
ment der Verticalkraft V nimmt daher mit dem Umtriebsmomente gleich-
zeitig den Werth Null in den Todtlagen der Kurbel und die Maximalwerthe
in denjenigen Kurbelstellungen an, in welchen die Lenkerstange den Kurbel-
kreis berührt. In letzterem Falle hat man

$$\tan \gamma = \frac{r}{l} \quad \text{und} \quad a = \sqrt{l^2 + r^2},$$

daher

$$V a = K \frac{r}{l} \sqrt{l^2 + r^2} = K r \sqrt{1 + \left(\frac{r}{l}\right)^2} \approx K r.$$

Von den beiden Kräften V wirkt nun die eine an der Kurbelwarze an-
greifende direct auf die Triebaxe, und vergrößert die Normaldrucke der beiden
Triebräder zusammen um V . Dagegen wirkt die andere im Kreuzkopfe an-
greifende Verticalkraft auf den Rahmen und entlastet die Federn über den
beiden Axen A_1 und A_2 zusammen ebenfalls um V . Es handelt sich nur
noch darum, zu untersuchen, in welcher Art diese Einwirkungen sich auf die

Fig. 387.

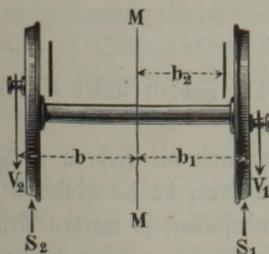
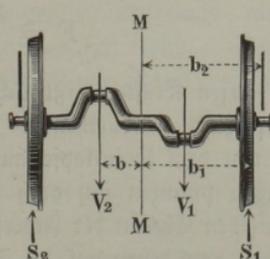


Fig. 388.



beiderseitigen Räder und Federn vertheilen. Zu dem Ende sei in den Figuren
387 und 388, welche als Typen für äußere und bezw. innere Cylinder
gelten können, die Entfernung der Cylinderaxen, also auch der Kreuzköpfe,

mit $2b$, die Entfernung der Schienen oder mittleren Nabebenen mit $2b_1$ und der Abstand der Rahmen oder Federstützen mit $2b_2$ bezeichnet. Die an dem Kurbelzapfen angreifende Kraft V erzeugt an den Rädern die Schienendrucke

$$S_1 = \frac{b_1 + b}{2b_1} V \text{ und } S_2 = \frac{b_1 - b}{2b_1} V,$$

welche Größen bei inneren Cylindern beide positiv sind, während bei äußeren Cylindern, wofür $b > b_1$ ist, der eine Werth S_2 negativ ist, d. h. einer Entlastung des Rades entspricht.

Die andere auf die Geradföhrung aufwärts wirkende Kraft V vertheilt sich zunächst auf die beiden Axen A und A_2 , deren Entfernung mit e bezeichnet sein mag, in der Art, daß diese Axen mit den Kräften

$$A = V \frac{e - a}{e} \text{ und } A_2 = V \frac{a}{e}$$

entlastet werden. Da diese Einwirkungen A und A_2 in der Führungsebene, also im Abstände b von der Mitte angreifend zu denken sind, so wird die Entlastung der Federn im Abstände b_2 sich zu

$$F_1 = \frac{b_2 + b}{2b_2} A \text{ und } F_2 = \frac{b_2 - b}{2b_2} A$$

berechnen.

Man erkennt, daß bei äußeren Cylindern, bei denen $b > b_2$ ist, durch einen einseitigen Kreuzkopfdruck die Federn auf der entgegengesetzten Seite stärker belastet werden. Setzt man für A die für die Triebabre und Vorderabre gefundenen Werthe ein, so erhält man die Entlastungen der Federn für die Triebabre

$$F = \frac{b_2 \pm b}{2b_2} \frac{e - a}{e} V$$

und für die Vorderabre

$$F = \frac{b_2 \pm b}{2b_2} \frac{a}{e} V.$$

Aus diesen Kräften läßt sich das Spiel der Federn unter Einfluß der Kreuzkopfdrucke V beurtheilen.

Die von dem Kreuzkopfe auf den Rahmen und die Federn ausgeübten Wirkungen pflanzen sich auch auf die Räder fort; da die Nabebenen aber nicht mit den Ebenen der Federstützen zusammenfallen, so werden diese Einwirkungen von denen auf die Federn etwas abweichen. Man hat nach der Figur, wenn R_1 und R_2 die von den Axenkräften A auf die beiderseitigen Räder entfallenden Kräfte bedeuten, wieder

$$R_1 = \frac{b_1 + b}{2b_1} A \text{ und } R_2 = \frac{b_1 - b}{2b_1} A,$$

daher, für A die Werthe $\frac{e-a}{e} V$ und $\frac{a}{e} V$ eingesetzt, die Räderwirkungen für die Triebaxe

$$R = \frac{b_1 \pm b}{2b_1} \frac{e-a}{e} V$$

und für die Vorderaxe

$$R = \frac{b_1 \pm b}{2b_1} \frac{a}{e} V.$$

Diese Werthe von R für die Vorderaxe ergeben direct die Veränderungen des Räderdruckes, und zwar wird die Vorderaxe hierdurch beim Vorwärtsfahren entlastet. Die Triebaxe wird um genau denselben Betrag stärker belastet, wie die Addition der beiden auf die Triebräder kommenden entgegengesetzten Wirkungen

$$S = \frac{b_1 \pm b}{2b_1} V \quad \text{und} \quad R = \frac{b_1 \pm b}{2b_1} \frac{e-a}{e} V$$

ergiebt. Beim Rückwärtsfahren kehren die Verticalkräfte V ihre Richtungen um, und es tritt eine Entlastung der Triebaxe und eine Mehrbelastung der Vorderaxe ein.

Die vorstehend gefundenen Werthe stellen die Einwirkungen auf die Federn und Räder dar, welche durch die auf einer Seite der Locomotive auftretenden Verticalkräfte hervorgerufen werden. Die Locomotive steht nun unter der Einwirkung der beiderseits wirkenden Verticalkräfte V_1 und V_2 , von welchen jede ihre Größe stetig zwischen 0 und $K \frac{r}{l}$ ändert, so zwar, daß die Verticalkraft einerseits Null ist, wenn sie andererseits nahezu ihren größten Werth hat. In Folge dessen verschiebt sich die Mittelkraft aus beiden $V = V_1 + V_2$ während jeder Umdrehung zweimal zwischen den Kurbel-ebenen hin und zurück, und es geräth daher die Locomotive in Schwingungen um eine horizontale, durch den Schwerpunkt gehende Längsaxe, welche Bewegung das Schwanken der Locomotive genannt wird. Das dieses Schwankens veranlassende Kraftmoment ist ähnlich wie es für das Schlingern gefunden wurde, durch

$$(V_1 - V_2) b$$

ausgedrückt, und man sieht daraus, wie diese Störungen um so stärker auftreten, je größer die Entfernung b der Kurbel-ebenen ist. Bei Innencylindern ist das Schwanken daher geringer als bei Außencylindern. Das Moment $(V_1 - V_2) b$ verschwindet bei der Gleichheit der beiderseitigen Verticalkräfte, d. h. in den vier Stellungen, in denen die Kurbeln um 45° von den todten Punkten entfernt sind, dann hat man annähernd

$$\operatorname{tang} \gamma = \sin \gamma = \frac{r \sqrt{1/2}}{l},$$

daher

$$V_1 = V_2 = K \frac{r}{l} \sqrt{1/2}.$$

Für diesen Fall, wo das Drehungsmoment verschwindet, ist die Resultirende $V = V_1 + V_2$ ein Maximum

$$V_{max} = K \frac{r}{l} \sqrt{2},$$

von welcher Größe sie in jedem der vier todten Punkte auf ihren kleinsten Werth

$$V_{min} = K \frac{r}{l}$$

herabgeht. Mit diesem stetigen Wechsel der Größe von V ist auch eine fortwährende Aenderung in der Lage ihres Angriffspunktes verbunden, und es ist leicht ersichtlich, daß die resultirende Verticalkraft sich in der Längsaxe der Locomotive nach jeder Seite der mittleren Kreuzkopflage um nahezu die Größe $r \sin 45^\circ = 0,707 r$ verschiebt. Diesen äußersten Grenzlagen entsprechen zwei der Maximalwerthe von V , während die kleinsten Werthe sowohl wie die beiden anderen Maximalwerthe der mittleren Lage von V zukommen.

In Folge dieser beständigen Größenveränderung der resultirenden Verticalkraft V , verbunden mit der Längenverschiebung des Angriffspunktes derselben, wird die Locomotive um eine horizontale Queraxe in Schwingungen versetzt, welche man mit dem Namen des Stampfens (Nickens, Galopirens) belegt. Für die Größe dieser Schwingungen ist nicht die Entfernung der Cylinder, sondern außer dem Werthe von V oder $\frac{r}{l}$ hauptsächlich die Lage des Schwerpunktes der Locomotive maßgebend. Die beiden zuletzt gedachten Schwingungen, das Schwancken wie das Stampfen, dürfen sich natürlich nur auf den auf den Federn ruhenden Obertheil oder Rahmenbau der Locomotive erstrecken, indem die Construction so angeordnet sein muß, daß die Räder durch die Verticalkräfte niemals gänzlich entlastet werden dürfen, da sonst ein Entgleisen unvermeidlich wäre. Da gerade die Vorderräder wesentlich entlastet werden, so pflegt man bei Locomotiven mit zwei gekuppelten Axen die vordere Axe in der Regel nicht als Kuppelungsaxe zu wählen, obwohl sie dazu geeigneter erscheint als die hintere Axe wegen des in der Regel größeren Gewichtes, das sie zu tragen bestimmt ist.

Was die Einwirkung auf die Federn anbelangt, so ergiebt sich dieselbe aus den oben gefundenen Formeln

$$F = \frac{b_2 \pm b}{-2 b_2} A = \left(\frac{1}{2} \pm \frac{b}{2 b_2} \right) A,$$

aus welchen man den Einfluß der Entfernung b_2 der Rahmen (Innen- und Außenrahmen) unschwer erkennt. Bei einer bestimmten Größe von A oder von V wird der Ausschlagswinkel des Schwankens durch einen großen Abstand b_2 der Rahmen oder der Federn herabgezogen. Um V überhaupt möglichst klein zu machen, hat man die Länge der Lenkerstange l thunlichst groß zu nehmen, man giebt daher der Lenkerstange meistens den sechs- bis achtfachen Kurbelarm zur Länge, zuweilen ist man noch darüber hinaus gegangen.

Bei geneigt angeordneten Dampfsylindern wird die Wirkung der Verticalkräfte noch wesentlich durch die entsprechende Componente des Kolbendruckes verstärkt.

Beispiel. Wenn der Cylinderdurchmesser einer Locomotive 0,45 m und der durchschnittliche treibende Dampfdruck 6 kg pro Quadratcentimeter beträgt, so folgt der Dampfdruck K auf den Kolben zu

$$K = \frac{45^2 \cdot 3,14}{4} 6 = 9542 \text{ kg.}$$

Hat nun die Kurbel eine Länge $r = 0,28$ m und die Lenkerstange eine solche $l = 1,75$ m, so ist der größte Ausschlagswinkel γ der Lenkerstange gegen den Horizont gegeben durch

$$\text{tang } \gamma = \frac{r}{l} = \frac{28}{175} = 0,16 \text{ zu } \gamma = 9^\circ 6'.$$

Für diese Kurbelstellung hat man daher den Verticaldruck auf die Geradföhrung

$$V = K \text{ tang } \gamma = 9542 \cdot 0,16 = 1527 \text{ kg}$$

und den Abstand a des Kreuzkopfes von der Kurbelaxe gleich

$$a = \sqrt{l^2 + r^2} = \sqrt{1,75^2 + 0,28^2} = 1,77 \text{ m.}$$

Wenn man nun zwischen der vorderen Laufaxe und der Triebaxe einen Radstand $e = 2$ m annimmt, so wird die Laufaxe durch den einseitigen Druck V um die Größe

$$V \frac{a}{e} = 1527 \frac{1,77}{2} = 1351 \text{ kg}$$

entlastet. Wenn der Abstand der außen liegenden Cylinder $2b = 2,20$ m; der Abstand der mittleren Radebenen gleich der gewöhnlichen Spurweite $2b_1 = 1,50$ m und der Abstand der Rahmen (innere) $2b_2 = 1,20$ m gewählt ist, so sind die Entlastungen der Borderräder durch

$$R = \frac{b_1 \pm b}{2b_1} \frac{a}{e} V = \frac{0,75 \pm 1,10}{1,5} 1351 = + 1666 \text{ und } - 315 \text{ kg}$$

und die Entlastungen der Federn durch

$$F = \frac{b_2 \pm b}{2b_2} \frac{a}{e} V = \frac{0,60 \pm 1,10}{1,20} 1351 = + 1914 \text{ und } - 563 \text{ kg}$$

gefunden.

Die größte Entlastung der Vorderaxe findet statt, wenn die Kurbeln um 45° von dem inneren todten Punkte abstehen, in welchem Falle die resultirende Verticalkraft

$$V_{\max} = K \frac{r}{l} \sqrt{2} = 9542 \frac{28}{175} 1,414 = 2159 \text{ kg}$$

von der Triebabre einen Abstand

$$a + r \sin 45^\circ = 1,77 + 0,28 \cdot 0,707 = 1,97 \text{ m}$$

hat, so daß man in diesem Augenblicke die Entlastung der Vorderaxe zu

$$2159 \frac{1,97}{2} = 2127 \text{ kg,}$$

also die jedes Vorderrades zu 1064 kg hat.

§. 85. **Gegengewichte.** Die im vorhergehenden Paragraphen besprochenen Störungen sind ohne Berücksichtigung der Massen der bewegten Theile lediglich als Folgen der veränderlichen Triebkraft ermittelt. Durch die Trägheitskräfte der hin- und hergehenden Massen (Kolben, Kreuzköpfe zc.) sowie der an den Axen excentrisch angebrachten Massen (Kurbeln) werden gleichfalls störende Bewegungen hervorgerufen. Schon in Thl. III, 1, §. 151 wurde näher erläutert, wie bei dem Kurbelgetriebe zur Beschleunigung der schwingenden Massen ein bestimmter Beschleunigungsdruck erforderlich ist, welcher während des ersten Theiles des Kolbenlaufes hemmend, während des zweiten Theiles fördernd auf den Gang des Kurbelgetriebes wirkt. Dieser Beschleunigungsdruck berechnete sich für eine in der Richtung der Cylinderaxe bewegliche Masse m zu

$$M = m \frac{v^2}{r} \cos \alpha = m \omega^2 r \cos \alpha,$$

wenn v die Umfangsgeschwindigkeit der Kurbelwarze und ω die Winkelgeschwindigkeit derselben bedeutet, und wenn von dem Lenkerstangenverhältniß $\frac{r}{l}$ abgesehen wurde, wie es im Folgenden geschehen soll. In gleicher Weise wie die alternirend bewegten Massen erfordern auch die excentrisch an den rotirenden Axen bewegten Theile, z. B. die Kurbeln, eine gewisse Kraft zur Beschleunigung, welche gleich der Centrifugalkraft für eine Masse m in dem Abstände r von der Drehaxe durch $m \frac{v^2}{r} = m \omega^2 r$ ausgedrückt und nach dem Mittelpunkte der Drehung gerichtet ist. Zerlegt man diese beschleunigende Kraft nach der Richtung der Kolbenbewegung und senkrecht dazu, so erhält man die beiden Componenten

$$m \omega^2 r \cos \alpha$$

nach der Richtung der Kolbenbewegung und

$$m \omega^2 r \sin \alpha$$

in der zur Führung senkrechten Richtung.

Man erkennt nun bei näherer Betrachtung, daß in Folge dieser beschleunigenden Kräfte die Locomotive gewissen Wirkungen ausgesetzt sein muß,

welche ebenso wie die Veränderlichkeit der Zugkraft Z Störungen des Rückens, Schlingerns, Stampfens und Schwankens veranlassen. Man muß sich zu dem Ende denken, daß der auf den Kolben wirkende Dampfdruck, dessen Größe nach Abzug der Kolben- und Stopfbüchsenreibung durch Q ausgedrückt sein mag, in zwei Theile K und M zerfällt, von welchen K die in den vorigen Paragraphen betrachtete auf die Kurbel übertragene Kolbenkraft ist, während M den zur Beschleunigung der Massen dienenden Beschleunigungsdruck vorstellt, welcher nicht auf die Triebaxe übergeht, sondern in den bewegten Massen verbleibt. Ein dieser Kraft M genau gleicher und entgegengesetzter Theil — M der Dampfkraft wirkt auf den betreffenden Cylindendeckel, und durch diesen Gegendruck muß der Rahmen und mit ihm die ganze Locomotive mit Ausschluß der bewegten Massen m in einer der Bewegung der letzteren entgegengesetzten Richtung bewegt werden. Schieben sich z. B. Kolben und Kreuzkopf zc. unter Einfluß der Beschleunigungskraft M nach vorwärts, so müssen unter Einfluß des Gegendrucks der Rahmen und alle übrigen Theile der Locomotive sich nach rückwärts bewegen und umgekehrt. Bei dieser Bewegung wird der Schwerpunkt der ganzen Locomotive, abgesehen natürlich von der durch die Zugkraft Z bewirkten Transportbewegung, seine relative Lage nicht verändern können, indem die Kräfte M und $-M$ als innere Kräfte anzusehen sind. Wollte man z. B. die absolute Fortbewegung der Locomotive aufheben, etwa dadurch, daß man die ganze Locomotive an Ketten aufhinge, so würde, wenn dann die Triebaxe durch die Dampfkolben bewegt würde, beim Vorwärtschieben der letzteren ein Ausweichen aller übrigen Locomotivtheile nach rückwärts eintreten müssen und umgekehrt, so zwar, daß der Schwerpunkt der ganzen Locomotive unverändert seine Lage im Raume beibehalten müßte. Die alternirende Bewegung der Kolben müßte daher regelmäßige Schwingungen der Rahmen mit dem Kessel und den Cylindern zur Folge haben. In Wirklichkeit tritt dieser Zustand auch ein, nur daß die ganze Locomotive im absoluten Raume ihren Ort nicht behält, sondern durch die Zugkraft Z in fortschreitende Bewegung versetzt wird, so, daß jene gedachten Schwingungen innerhalb der fortschreitenden Bewegung als Zuckungen verbleiben. Es handelt sich daher darum, diese durch die trägen Massen veranlaßten Störungen der Bewegung näher zu prüfen.

Zunächst hat man die Wirkungen der Trägheitskräfte, wie bei der Zugkraft auch geschehen, in die horizontalen und verticalen zu unterscheiden. Lediglich in horizontaler Richtung bewegen sich der Kolben, die Kolbenstange und der Kreuzkopf, und es mögen wie in Thl. III, 1 die Massen aller dieser Theile mit m_2 bezeichnet werden. Die zur Beschleunigung dieser Massen erforderliche Kraft bestimmt sich nach Früherem zu

$$m_2 \frac{v^2}{r} \cos \alpha = m_2 \omega^2 r \cos \alpha^*)$$

für jede um α von dem todten Punkte entfernte Kurbelstellung. Versteht man ferner unter m_1 die mit der Triebaxe verbundene excentrisch angebrachte Masse der Kurbel mit ihrem Zapfen, auf den Kurbelhalbmesser r reducirt, so ist die zur Bewegung dieser Masse mit der constanten Winkelgeschwindigkeit ω erforderliche Beschleunigung gleich der Centrifugalkraft dieser Masse $m_1 \omega^2 r$ und radial gerichtet. Zerlegt man daher die Centrifugalkraft in die horizontale und verticale Componente, so erhält man erstere gleich

$$m_1 \omega^2 r \cos \alpha$$

und letztere zu

$$- m_1 \omega^2 r \sin \alpha.$$

Endlich ist noch die Lenkerstange zu betrachten, deren Masse m_3 in ihrem Schwerpunkte concentrirt gedacht werden kann. In horizontaler Richtung hat jeder Punkt der Lenkerstange gleiche Geschwindigkeit c mit dem Kreuzkopfe, daher die horizontale beschleunigende Kraft der Lenkerstange durch $m_3 \omega^2 r \cos \alpha$ gegeben ist. Die verticale Beschleunigung der Lenkerstange ist gleich derjenigen ihres Schwerpunktes, und folglich in dem Verhältnisse $\frac{l_0}{l}$ kleiner als die verticale Beschleunigung des Kurbelzapfens, wenn l die ganze Länge der Stange und l_0 die Entfernung ihres Schwerpunktes vom Kreuzkopfe bedeutet. Daher berechnet sich die verticale Componente der beschleunigenden Kraft der Lenkerstange zu

$$- m_3 \frac{l_0}{l} \omega^2 r \sin \alpha,$$

von welcher Kraft der Theil

*) Es bestimmt sich der Weg s des Kreuzkopfes von der äußersten Lage für einen Kurbeldrehungswinkel α , vom todten Punkte aus gerechnet, unter Annahme einer sehr langen Lenkerstange zu

$$s = r (1 - \cos \alpha);$$

daher die Geschwindigkeit c des Kreuzkopfes

$$c = \frac{\partial s}{\partial t} = r \sin \alpha \frac{\partial \alpha}{\partial t} = \omega r \sin \alpha,$$

und hieraus die Beschleunigung

$$p = \frac{\partial c}{\partial t} = \omega r \cos \alpha \frac{\partial \alpha}{\partial t} = \omega^2 r \cos \alpha,$$

folglich die für die Masse m_2 erforderliche beschleunigende Kraft

$$M = m_2 p = m_2 \omega^2 r \cos \alpha.$$

$$- \frac{l_0}{l} m_3 \frac{l_0}{l} \omega^2 r \sin \alpha$$

im Kurbelzapfen und

$$- \frac{l - l_0}{l} m_3 \frac{l_0}{l} \omega^2 r \sin \alpha$$

in dem Kreuzkopfe wirkend zu denken ist.

Bei Locomotiven mit gekuppelten Axen sind außerdem noch die Massen der Kuppelstangen und ihrer Kurbelzapfen zu berücksichtigen. Da diese Theile in jedem Punkte dieselbe kreisförmige Bewegung haben, wie die Kurbelzapfen, so hat man, wenn m_4 die Masse der auf derselben Seite angebrachten Kuppelstangen und ihrer Warzen mit Einschluß der reducirten Masse der Kuppelungskurbeln bedeutet, in den obigen Ausdrücken die rotirende Masse m_1 nur um $\pm m_4$ zu vergrößern. Hier gilt das positive Zeichen, wenn, wie bei äußeren Cylindern immer der Fall ist, die Kuppelstangen an den Zapfen der Triebkurbeln angreifen, während das negative Zeichen für innere Cylindern gilt, bei denen die (stets außen angebrachten) Kuppelkurbeln den Triebkurbeln entgegengesetzt stehen.

Wenn man nunmehr die Trägheitskräfte der zu beiden Seiten bewegten Triebmassen zusammensetzt, so erhält man, ähnlich wie im vorigen Paragraphen, eine resultirende Horizontalkraft H nebst einem das Schlingern befördernden in horizontaler Ebene wirkenden Kräftepaare, sowie eine verticale resultirende Kraft B und ein Kräftepaar von Verticalkräften. Diese Kräfte bestimmen sich wie folgt:

Die resultirende Horizontalkraft ist, da die Kurbeln um 90° versetzt sind:

$$H = H_1 + H_2 = (m_1 + m_2 + m_3 \pm m_4) \omega^2 r (\cos \alpha - \sin \alpha).$$

Dieselbe nimmt in den vier Stellungen, in denen eine Kurbel in einem todtten Punkte sich befindet, den Werth

$$\pm (m_1 + m_2 + m_3 \pm m_4) \omega^2 r = H_0$$

an, und schwankt zwischen $-H_0 \sqrt{2}$ für $\alpha = 135^\circ$ und $+H_0 \sqrt{2}$ für $\alpha = 315^\circ$, während sie den Werth Null annimmt für $\alpha = 45^\circ$ und 225° . Diese Kraft wird, wie schon oben erwähnt, keine fortschreitende Bewegung der Locomotive, sondern nur eine kleine schwingende Bewegung hervorbringen, indem sie die Locomotive abwechselnd etwas vor- und zurückschiebt. Bezeichnet p die Beschleunigung dieser Schwingung, und ist W die Masse der Locomotive, so ist

$$p = \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{H}{W}, \text{ also } \partial v = \frac{H}{W} \partial t,$$

und da $\omega \partial t = \partial \alpha$, so hat man

$$\partial v = \frac{\mathfrak{H}}{W \cdot \omega} \partial \alpha = \frac{m_1 + m_2 + m_3 \pm m_4}{W} \omega r (\cos \alpha - \sin \alpha) \partial \alpha.$$

Durch Integration folgt die Geschwindigkeit der Schwingung:

$$v = \frac{m}{W} \omega r (\sin \alpha + \cos \alpha),$$

wenn $m = m_1 + m_2 + m_3 \pm m_4$ gesetzt wird. Die Constante ist Null, da für die äußersten Werthe von \mathfrak{H} ($\alpha = 135^\circ$ und 315°), also für $\sin \alpha = -\cos \alpha$, die Schwingungsgeschwindigkeit Null sein muß.

Ist ferner s der Weg der Schwingung, so hat man

$$v = \frac{\partial s}{\partial t}, \text{ also } \partial s = v \partial t = v \frac{\partial \alpha}{\omega} = \frac{m}{W} r (\sin \alpha + \cos \alpha) \partial \alpha,$$

folglich durch Integration:

$$s = \frac{m}{W} r (\sin \alpha - \cos \alpha).$$

Dieser Weg ist gleich Null für $\sin \alpha = \cos \alpha$, d. h. für $\alpha = 45^\circ$ und 225° , während er die Grenzwerte $\pm \frac{m}{W} r \sqrt{2}$ für $\alpha = 135^\circ$ und 315° erreicht, so daß die Schwingungselongation der Locomotive durch

$$s = \pm \frac{m_1 + m_2 + m_3 + m_4}{W} r \sqrt{2}$$

gefunden ist.

Die horizontalen Trägheitskräfte \mathfrak{H}_1 und \mathfrak{H}_2 geben wegen ihrer Ungleichheit noch ein Kräftepaar, welches das Moment

$$\begin{aligned} (\mathfrak{H}_1 - \mathfrak{H}_2) b &= b (m_1 + m_2 + m_3 \pm m_4) \omega^2 r (\cos \alpha + \sin \alpha) \\ &= b m \omega^2 r (\cos \alpha + \sin \alpha) \end{aligned}$$

hat, und welches ein Schlingern der Locomotive um eine verticale Schwerpunktsaxe anstrebt. Dieses Moment wird zu Null für $\alpha = 135^\circ$ und 315° , während es für $\alpha = 45^\circ$ seinen größten Werth $m \omega^2 r b \sqrt{2}$ und für $\alpha = 225^\circ$ den kleinsten Werth $-m \omega^2 r b \sqrt{2}$ annimmt. Wenn eine der Kurbeln in einem todtten Punkte steht, hat das Moment den Werth $\pm m \omega^2 r b$.

Um die Schwingung zu bestimmen, in welche die Locomotive durch dieses Drehmoment versetzt wird, sei T das Trägheitsmoment der Locomotive um die verticale Schwerpunktsaxe, ferner p_1 die Winkelbeschleunigung und v_1 die Winkelgeschwindigkeit. Man hat alsdann

$$p_1 = \frac{\partial v_1}{\partial t} = \frac{\mathfrak{H}_1 - \mathfrak{H}_2}{T} b = \frac{m \omega^2 r}{T} b (\cos \alpha + \sin \alpha),$$

oder mit $\partial t = \frac{\partial \alpha}{\omega}$:

$$\partial v_1 = \frac{m \omega r}{T} b (\cos \alpha + \sin \alpha) \partial \alpha,$$

woraus durch Integration

$$v_1 = \frac{m \omega r}{T} b (\sin \alpha - \cos \alpha)$$

folgt.

Ist ferner σ der Schwingungsbogen in der Entfernung Eins von der Schwingungsaxe, so hat man

$$v_1 = \frac{\partial \sigma}{\partial t} = \frac{m \omega r}{T} b (\sin \alpha - \cos \alpha),$$

oder mit $\partial t = \frac{\partial \alpha}{\omega}$:

$$\partial \sigma = \frac{m r b}{T} (\sin \alpha - \cos \alpha) \partial \alpha,$$

daher durch Integration:

$$\sigma = \frac{m r b}{T} (\cos \alpha + \sin \alpha).$$

Dieser Weg wird für $\sin \alpha = -\cos \alpha$ zu Null, d. h. für $\alpha = 135^\circ$ und 315° , während er für $\sin \alpha = \cos \alpha$ die Grenzwerte annimmt, nämlich den Maximalwerth $+\frac{m r b}{T} \sqrt{2}$ für $\alpha = 45^\circ$ und den Minimalwerth $-\frac{m r b}{T} \sqrt{2}$ für $\alpha = 225^\circ$. Die Locomotive wird daher durch das horizontale Kräftepaar der Trägheitskräfte während einer Umdrehung um den Winkel

$$\sigma = \frac{m_1 + m_2 + m_3 \pm m_4}{T} r b \sqrt{2}$$

abwechselnd nach beiden Seiten gedreht.

Aus den für s und σ gefundenen Werthen erkennt man, daß die Elongationen der betreffenden Schwingungen von der Geschwindigkeit ω der Maschine unabhängig, und um so kleiner sind, je leichter die bewegten Triebmassen m im Verhältnisse zu der Masse W , bzw. dem Trägheitsmomente T der ganzen Locomotive sind. Ferner sind diese Störungen bei inneren Cylindern wegen der den Triebkurbeln gegenüberstehenden Kuppelkurbeln ($-m_4$) kleiner, als bei äußeren Cylindern, auch fällt das Schlingern bei inneren Cylindern kleiner aus wegen der geringeren Entfernung b der Cylindern von der Mittelebene.

Ebenso vereinigen sich die verticalen Componenten der Trägheitskräfte \mathcal{B}_1 und \mathcal{B}_2 auf beiden Seiten zu einer Mittelkraft

$$\mathcal{B} = \mathcal{B}_1 + \mathcal{B}_2 = - \left[m_1 + \left(\frac{l_0}{l} \right)^2 m_3 \pm m_4 \right] \omega^2 r (\sin \alpha + \cos \alpha),$$

und zu einem Kräftepaare von dem Momente

$$(\mathcal{B}_1 - \mathcal{B}_2) b = - b \left[m_1 + \left(\frac{l_0}{l} \right)^2 m_3 \pm m_4 \right] \omega^2 r (\sin \alpha - \cos \alpha).$$

Diese Kräfte bewirken periodische Veränderungen in dem Drucke der Trieb- resp. Kuppelräder gegen die Schienen. Außerdem sind die Rahmen noch den auf jeder Seite durch die Massen $\frac{l-l_0}{l} m_3$ der Lenkerstangen hervorgerufenen Verticalkräften \mathcal{B}' und \mathcal{B}'' unterworfen, welche eine Mittelkraft

$$(\mathcal{B}) = \mathcal{B}' + \mathcal{B}'' = - \frac{l-l_0}{l} m_3 \omega^2 \frac{l_0}{l} r (\sin \alpha + \cos \alpha),$$

und ein Kräftepaar vom Momente

$$(\mathcal{B}' - \mathcal{B}'') b = - b \frac{l-l_0}{l} m_3 \omega^2 \frac{l_0}{l} r (\sin \alpha - \cos \alpha)$$

liefern. Diese Kräfte bringen ein Stampfen und Schwanken des auf den Federn hängenden Rahmens hervor, und es gelten für diese Bewegungen ähnliche Betrachtungen wie hinsichtlich derjenigen gleichartigen Schwingungen, welche durch die Verticalcomponente V der Triebkraft hervorgerufen werden.

Die Wirkungen der Trägheitskräfte lassen sich zum Theil durch Gegengewichte aufheben, worüber in Thl. III, 1, §. 186 schon ein Näheres angegeben wurde. Schon die Massen der Kuppelstangen m_4 dienen, wie die vorstehenden Gleichungen lehren, zur theilweisen Ausgleichung der Triebmassen, sobald die Kuppelkurbeln den Triebkurbeln entgegengesetzt angebracht werden. Diese Anordnung wählt man daher immer bei Locomotiven mit inneren Cylindern. Bringt man der im Kurbelzapfen concentrirt zu denkenden Masse m diametral gegenüber im Abstände r_1 von der Axe eine Masse $m \frac{r}{r_1}$ an, so sind die Centrifugalkräfte derselben in jedem Augenblicke gleich

und entgegengesetzt denen der Masse m im Kurbelzapfen. Hierauf beruht die Ausgleichung der schwingenden Massen. Um eine vollständige Ausgleichung der Trägheitskräfte, der horizontalen wie der verticalen, zu bewirken, müßte man, wie schon in Thl. III, 1, §. 187 gezeigt, an jeder Seite der Locomotive zwei ganz gleiche, an entgegengesetzt stehenden Kurbeln angreifende Dampfmaschinen anordnen, welche Einrichtung indessen für die

Ausführung zu complicirt ist. Man begnügt sich daher, durch Gegengewichte entweder nur die horizontalen, oder nur die verticalen Trägheitskräfte auszugleichen. Wie aus den oben gefundenen Werthen für diese Trägheitskräfte sich ergibt, wird die auf jeder Seite im Abstände r_1 von der Aze anzubringende Gegengewichtsmasse durch

$$m = (m_1 + m_2 + m_3 \pm m_4) \frac{r}{r_1}$$

ausgedrückt sein, wenn die horizontalen Kräfte aufgehoben werden sollen, wogegen die zur Aufhebung der verticalen Componenten erforderliche Masse zu

$$m = \left[m_1 + \left(\frac{l_0}{l} \right)^2 m_3 \pm m_4 \right] \frac{r}{r_1}$$

sich bestimmt.

Wenn die letztere Anordnung gewählt wird, so werden die horizontalen Trägheitskräfte dadurch auf den Werth

$$\left[m_2 + m_3 - \left(\frac{l_0}{l} \right)^2 m_3 \right] \omega^2 r \sin \omega$$

verringert.

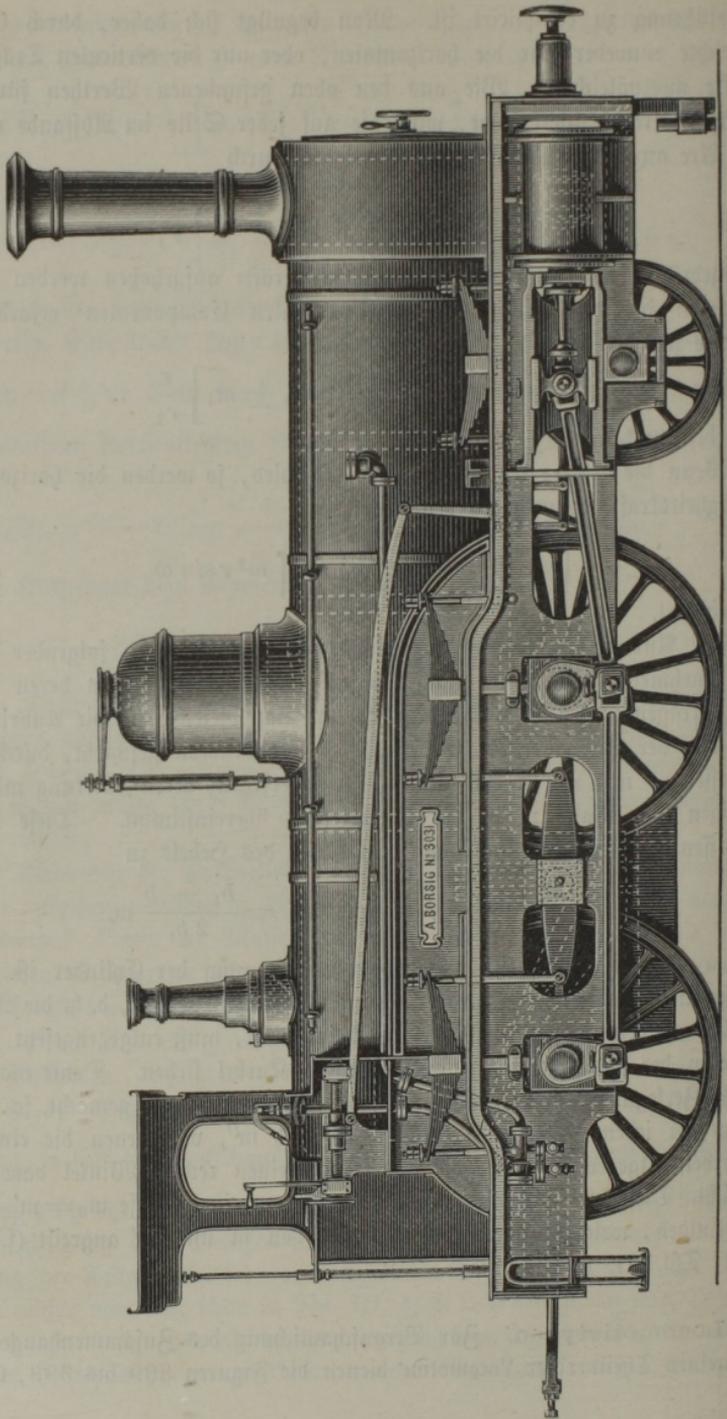
Die Anbringung der Gegengewichte hat man dabei in folgender Weise vorzunehmen. Ist m die nach Obigem an einer Kurbel in deren Ebene anzubringende Gegengewichtsmasse, so hat man dieselbe, da die Anbringung nicht in der Kurbelebene, sondern an den Triebädern geschieht, durch zwei Massen m' und m'' in den Radebenen zu ersetzen, deren Wirkung mit derjenigen der Masse m in der Kurbelebene übereinstimmt. Diese beiden Massen ergeben sich einfach nach dem Gesetz des Hebels zu

$$m' = \frac{b_1 + b}{2b_1} m \text{ und } m'' = \frac{b_1 - b}{2b_1} m,$$

wenn $2b_1$ die Spurweite und $2b$ die Entfernung der Cylinder ist. Bei äußeren Cylindern ist m' größer als m und m'' ist negativ, d. h. die Masse, welche an dem jenseitigen Rade anzubringen ist, muß entgegengesetzt zu m , also in der Richtung der auszugleichenden Kurbel stehen. Denkt man sich diese Zerlegung der Gegengewichtsmasse m für jede Seite gemacht, so erhält man an jedem Rade zwei Massen m' und m'' , von denen die eine der Kurbel entgegengesetzt ist, die andere um einen rechten Winkel davon abweicht. Diese beiden Massen lassen sich dann zu einer Masse $m_0 = m' + m''$ vereinigen, welche in dem Schwerpunkte von m' und m'' angreift (s. hierüber Thl. III, 1, §. 186).

Locomotivtypen. Zur Veranschaulichung des Zusammenhanges der §. 86. einzelnen Theile einer Locomotive dienen die Figuren 389 bis 393, welche

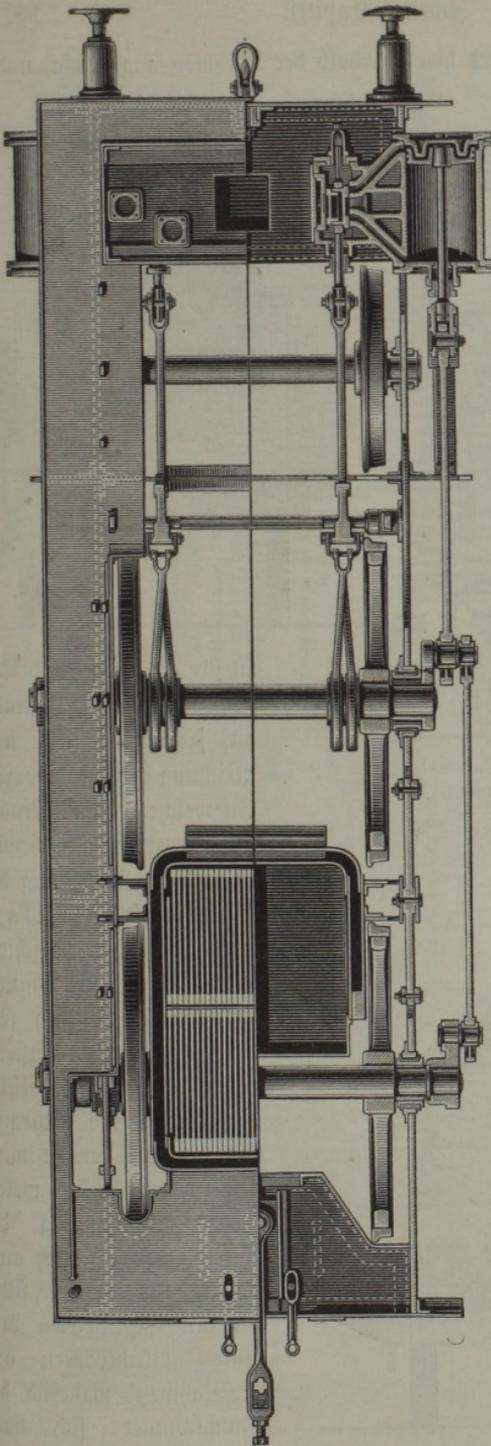
Fig. 389.



die Längensicht, einen Horizontalschnitt und drei Querschnitte durch die Feuerbüchse, den Mittelkessel und die Rauchkammer einer Schnellzuglocomotive *) der Fabrik von A. Borsig in Berlin darstellen. Als Triebaxe dient hierbei die Mittelaxe, welche mit der unter der Feuerbüchse angeordneten hinteren Axekuppel ist, während die vordere Axekuppel als Laufaxe figurirt. Die Cylinder sind außen angeordnet, und auch die Rahmen liegen außerhalb der Triebäder, so daß deren Naben nicht zur Aufnahme der Kurbelzapfen dienen können. Hierzu sind vielmehr besondere Kurbeln auf den Axenden befestigt, und zwar ist, um die Ausladung der Cylinder möglichst zu beschränken, das Hall'sche System gewählt, wobei die Naben der Triebkurbeln gleichzeitig als Axzapfen

*) Aus Schaltenbrand's: Die Locomotiven der Wiener Weltausstellung. Zeitschr. deutscher Ing. 1874, Taf. XXXI.

Fig. 390.



dienen. Die Tragfedern sind hier oberhalb der Rahmen angebracht, und es

Fig. 391.

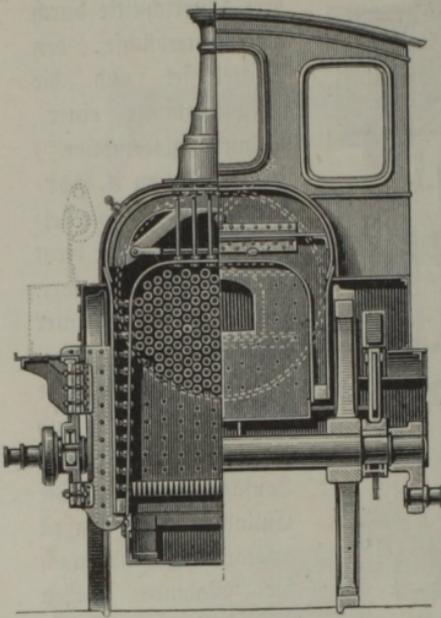


Fig. 392.

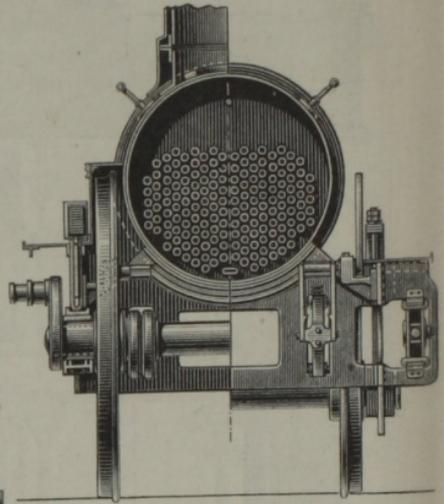
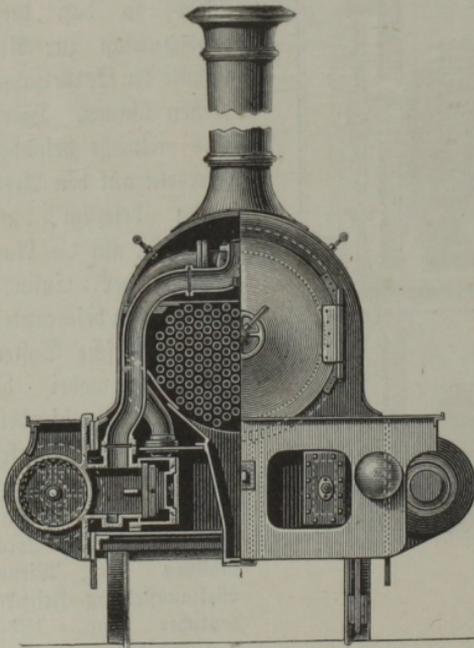
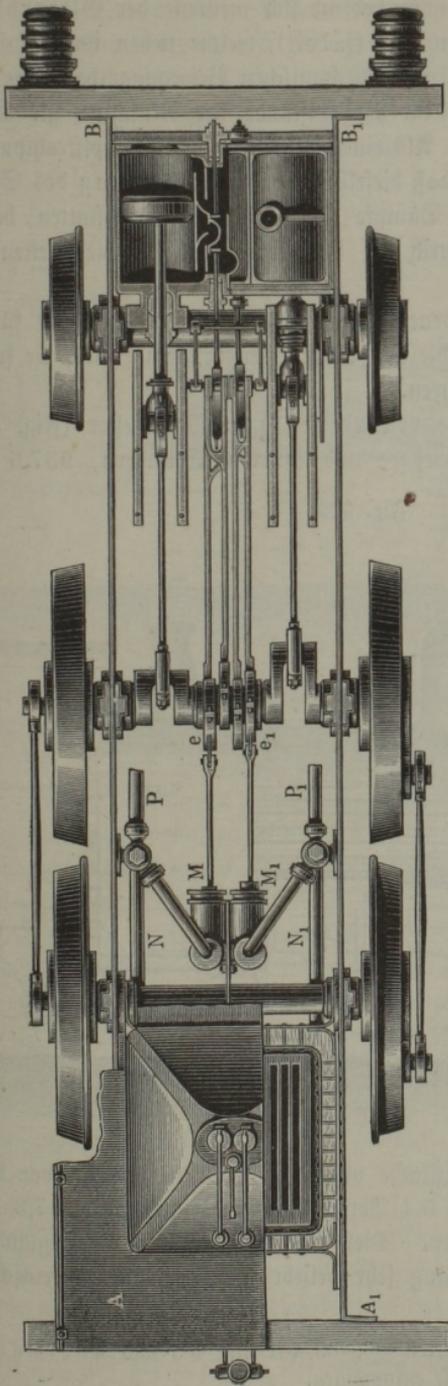


Fig. 393.



ist für die Trieb- und Kup-
pelaxe durch einen Balancier
auf jeder Seite eine Aus-
gleichung der Federn erzielt.
In welcher Art die Anord-
nung der Schieber bewirkt
ist und die Bewegung der-
selben durch die Allan's-
schen Coulißen geschieht,
dürfte aus den Figuren
zur Genüge deutlich sein,
ebenso wie der Umsteue-
rungsmechanismus, welcher
hier durch eine Schraube
ohne Händel bewegt wird.
Die Feuerbüchse, welche
behufs Anbringung der
hinteren Aze erheblich aus-
gespart werden mußte, stützt
sich mit angenieteten ver-
ticalen Blechträgern auf
die Rahmen, während die
Rauchkammer, sich nach

Fig. 394.



unten erweiternd, direct an die Rahmen angeschlossen ist (Fig. 393). Die in die Rauchkammer einge- setzte Zwischenwand bildet in ihrer Fortsetzung nach unten einen Wasser- und Aschensack. Eine zu beiden Langseiten angebrachte Plattform gestattet dem Führer eine bequeme Zugänglichkeit zu den auf dem Kessel befindlichen Theilen.

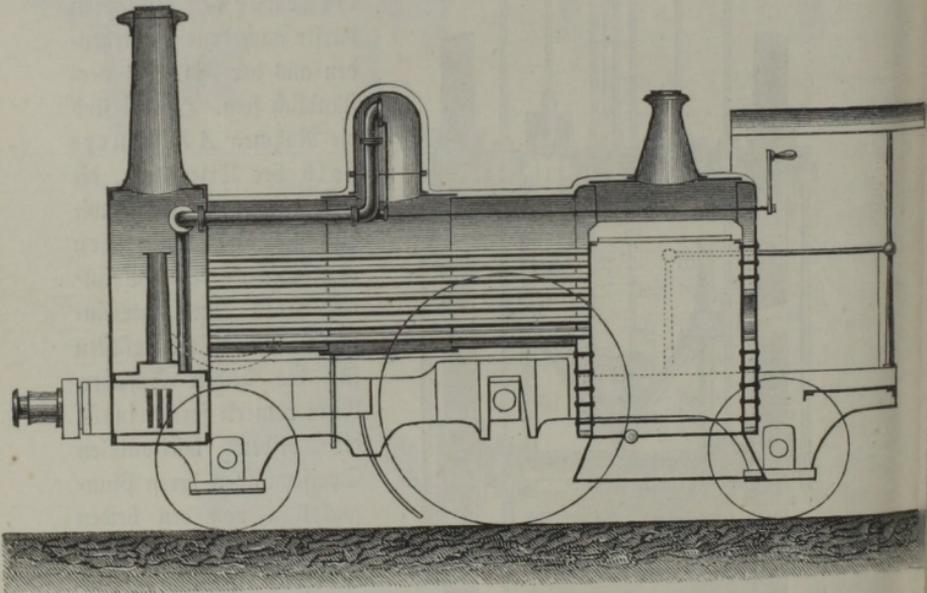
Die Anordnung der Locomotiven mit innen- liegenden Cylindern dürfte nach dem Vorstehen- den aus der Fig. 394 ver- ständlich sein. Hierbei sind die Rahmen *AB* inner- halb der Triebäder, die Kuppelstangen aber, wie dies immer geschieht, außen angeordnet. Die Cylin- der haben einen gemein- schaftlichen Schieberkasten für die beiden Schieber. Man bemerkt ferner in *M* die beiden horizontalen Speisepumpen, deren Plun- gerkolben von den beiden Steuerungsexcentern *e* und *e*₁ ihre Bewegung erhal- ten, und welchen durch die Saugröhren *N* aus dem Tender das Wasser zu- geführt wird, um durch die Steigröhren *P* in den Kessel gedrückt zu werden. Solche Speisepumpen wen- det man neuerdings fast

gar nicht mehr an, sondern man bedient sich meistens der Giffard'schen Injecteurs oder Dampfstrahlpumpen (s. dort), welche neben ihrer einfachen Einrichtung und dem Wegfall aller mechanischen Bewegungstheile den Vortheil darbieten, jederzeit auch im Ruhezustande der Maschine zur Kesselspeisung verwendbar zu sein. Als einen Nachtheil der Dampfstrahlpumpen kann man dagegen anführen, daß dieselben eine Vorwärmung des Speisewassers durch die abgehenden Dämpfe der Maschine nicht gestatten, da das Ansaugen heißen Wassers durch die Injectoren mit Schwierigkeiten verbunden ist.

In Bezug auf die verschiedenen Locomotivconstructions wird es für den vorliegenden Zweck genügen, die hauptsächlichsten Systeme durch die folgenden typischen Skizzen vorzuführen.

Schnellzuglocomotive von Beyer*) in Manchester (Fig. 395), mit freier (ungekuppelter) Triebaxe und inneren Cylindern, 937,6 engl.

Fig. 395.



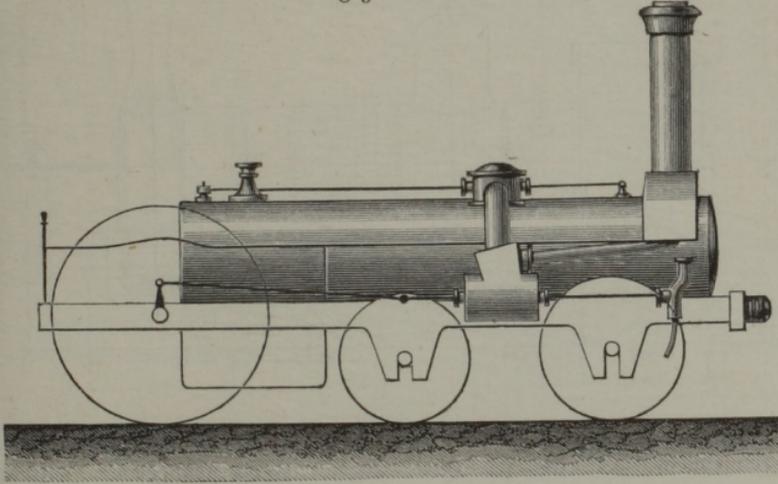
Quadratfuß = 87,1 qm Heizfläche und 22,5 Tonnen Gewicht, von denen 9,8 Tonnen auf die Triebaxe, 5,4 Tonnen auf die Hinteraxe und 7,3 Tonnen auf die Vorderaxe kommen. Diese Maschinen, welche in England für leichte Züge und schnellen Gang sehr beliebt sind, werden in Deutschland

*) Diese Figur sowie die Figuren 396, 400, 401 und 403 sind Rühlmann's Allgem. Maschinenlehre, Bd. III, entnommen.

kaum noch neu ausgeführt, da man hier auch für Schnellzuglocomotiven die Kuppelung zweier Axen zur Erzielung der nöthigen Adhäsion vorzieht.

Schnellzugmaschine nach dem System Crampton (Fig. 396). Die Verlegung der Triebaxe hinter die Feuerbüchse gestattet die Anwendung

Fig. 396.



hoher Triebräder bei tiefer Lage des Kessels, daher die Erzielung großer Stabilität. Als Nachtheil gilt der große Radstand, welcher in Curven beschwerlich ist, und die zur Erreichung hinreichender Adhäsion ungenügende Belastung der Triebaxe, während die bedeutende Belastung der Vorderaxe einen stoßenden Gang veranlaßt. Man hat daher dieses System, welches seiner Zeit viele Erwartungen rege machte, jetzt fast ganz verlassen.

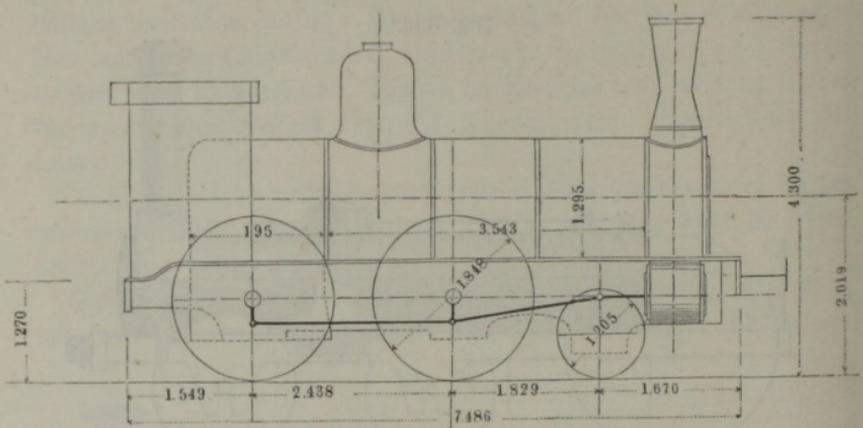
Personenzugmaschine der Hannov. Staats-Bahn *) (Fig. 397 a. f. S.). Die Anordnung der Mittelaxe als Triebaxe und der hinteren, unter der Feuerbüchse liegenden Axe als Kuppelaxe ist für Personen- und gemischte Züge sehr gebräuchlich. Manche Bahnen (Bergisch-Märkische) bringen die (vordere) Laufaxe in einem Bisselgestell (s. §. 79) an, andere verwenden die hintere Axe als Laufaxe und kuppeln die vordere mit der in der Mitte gelegenen Triebaxe. Letztere Anordnung ermöglicht wegen der größeren Belastung der Vorderaxe zwar die Erzielung einer größeren Adhäsion, doch ist die durch den verticalen Kreuzkopfdruck periodisch erzeugte Entlastung der Vorderaxe von Nachtheil bei dieser Construction.

Güterzugmaschine der Hannov. Maschinenbau-Actien-Gesellschaft (Fig. 398 a. f. S.) von 39 Tonnen Dienstgewicht, 126,5 qm Heizfläche und 0,471 m Cylinderdurchmesser bei 0,610 m Kolbenhub. Um das

*) Fig. 397 bis 399, 402, 404 und 406 sind dem Werke von Pechholdt entnommen.

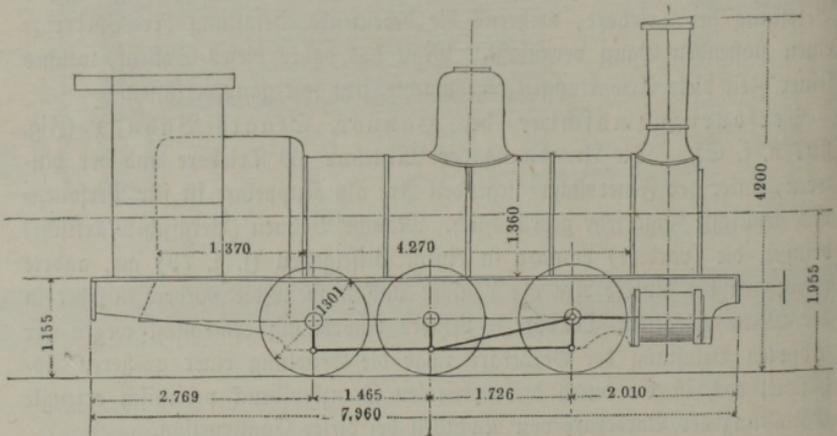
ganze Locomotivgewicht auf Adhäsion nutzbar zu machen, werden bei den Güterzugmaschinen alle drei Axen gekuppelt (Sechskuppler), als Triebaxe

Fig. 397.



dient meistens die Mittelaxe. Die zur Erzielung genügender Heizfläche erforderliche große Länge der Röhren (hier 4,27 m) gestattet die Anbringung sämtlicher Axen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer.

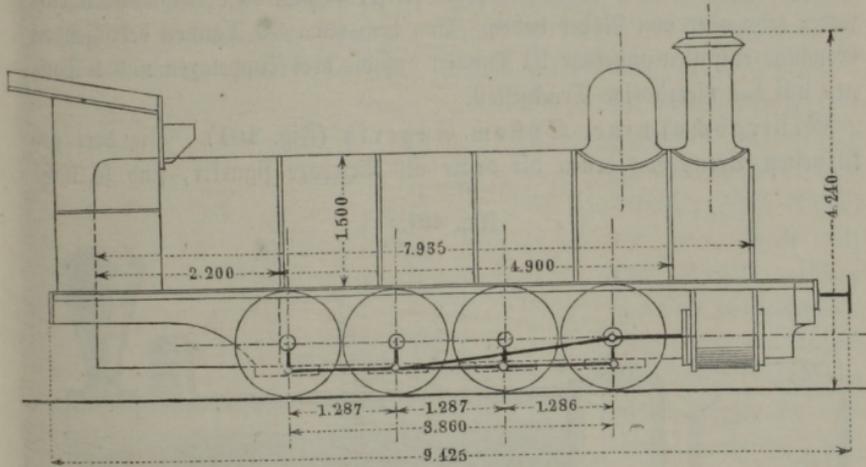
Fig. 398.



Güterzugmaschine mit vier gekuppelten Axen (Achtkuppler) für die Midi-Bahn, gebaut von Schneider & Co. in Creuzot (Fig. 399). Dienstgewicht 55 Tonnen, Heizfläche 208 qm, Cylinderdurchmesser 0,54 m, Kolbenhub 0,610 m.

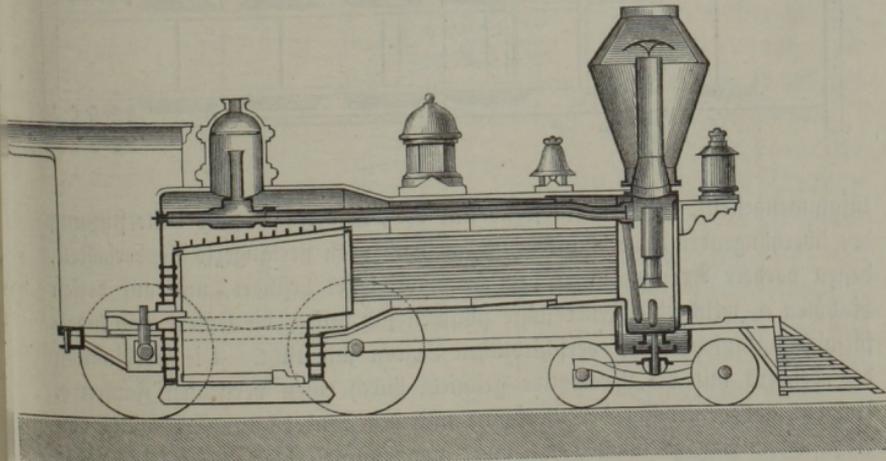
Zum Güterbetrieb auf Bahnen mit ungünstigen Längenprofilen und auf Gebirgsbahnen wendet man vielfach vier gekuppelte Axen an, von denen

Fig. 399.



meistens die dritte Ase zur Triebase gewählt wird, um lange Lenkerstangen zu erhalten. Die beiden vorderen Axen sind in vorstehendem Falle in ihren Lagern der Curven wegen verschiebbar gemacht.

Fig. 400.

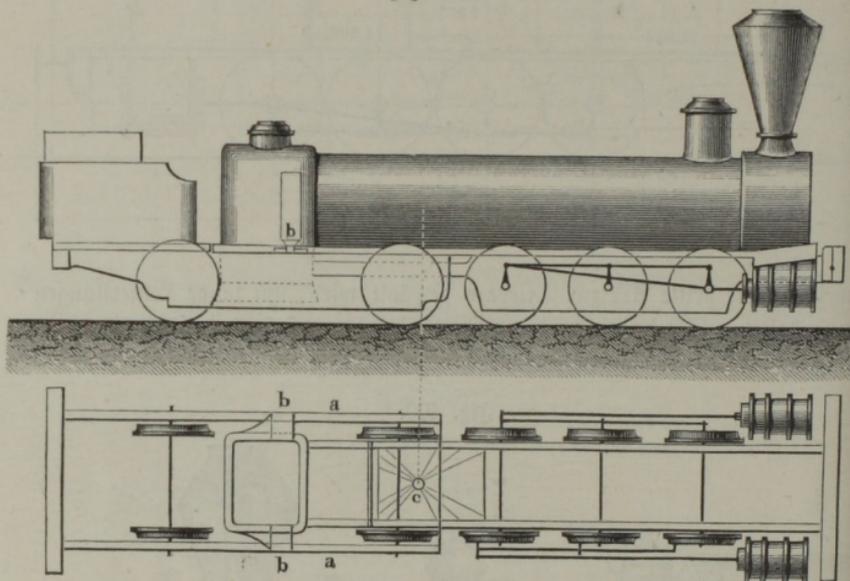


Amerikanische Personenzugmaschine (Fig. 400) mit drehbarem Bordgestell (Truck). Außer dem Untergestell sind den amerikanischen Locomotiven die kräftigen, schirmartig vorgebauten Bahnräumer (Kuhfänger)

eigenthümlich, zur Sicherung vor weidendem Vieh in den Prairien. Die amerikanischen Güterzugmaschinen haben drei gekuppelte Axen und vorn meistens ebenfalls das vierrädrige Drehgestell (Bogiegestell) oder auch ein einaxiges Gestell nach Art des Bissel'schen, so daß diese Locomotiven entweder zehn oder acht Räder haben. Von dem etwa 30 Tonnen betragenden Gewichte entfallen ungefähr 21 Tonnen auf die drei Kuppelaxen und 9 Tonnen auf das vierrädrige Truckgestell.

Gebirgsmaschine, System Engerth (Fig. 401). Die drei gekuppelten Axen, von denen die dritte als Triebaxe figurirt, sind so nahe

Fig. 401.



zusammengestellt, daß der Radstand nur 2,29 m beträgt. Zur Unterstützung der überhängenden Feuerbüchse dient das nach vorn verlängerte Tendergestell, dessen vordere Axe sich unter dem Locomotivkessel befindet, und auf dessen Rahmen *a*, welche die Feuerbüchse zwischen sich fassen, die letztere mit kugelförmigen Zapfen *b* und verschieblichen Lagern sich stützt. Die Verbindung des Tenders mit der Locomotive geschieht durch einen verticalen Zapfen *c*. Um das ganze Gewicht der Maschine und des Tenders zur Erzeugung von Adhäsion nutzbar zu machen, versuchte man anfangs, die Triebaxe der Locomotive mit der vorderen Tenderaxe durch zwei gleich große Zahnräder mit zwischengelegtem Wechselrade zu kuppeln, mußte aber davon zurückstehen.

Das ganze Gewicht der ersten Semmeringlocomotiven dieses Systems von 56 000 kg vertheilte sich zu etwa 39 200 kg auf die drei gekuppelten Loco-

motivaxen und zu 16 800 kg auf die beiden Axen des Tenders. Die Heizfläche betrug 155 qm und die Cylinder hatten bei 0,475 m Durchmesser 0,672 m Hub.

Die von P. Fink konstruirte Berglocomotive „Steierdorf“ unterscheidet sich im Wesentlichen von der Engerth-Locomotive dadurch, daß die Triebaxe mit der vorderen Tenderaxe mittelst einer vertical über der letzteren

auf dem Tenderrahmen gelagerten Blindaxe gekuppelt ist, indem diese Blindaxe (ohne Räder) auf jeder Seite mit einer Kurbel versehen ist, welche durch Kuppelstangen mit der Kurbel der Triebaxe sowohl wie mit derjenigen der vorderen Tenderaxe verbunden ist. Da ferner die beiden Tenderaxen ebenfalls gekuppelt sind, so wird vermöge dieser Anordnung das ganze auf den fünf Axen ruhende Gewicht der Locomotive und des Tenders zur Abhäftungs-erzeugung verwendet.

Berglocomotive mit vier Cylindern nach dem System Meyer (Fig. 402). Bei dieser Tenderlocomotive ist der Kessel in drei Punkten B u. C auf zwei gesonderten dreiaxigen Radgestellen gelagert, von denen jedes seine besondere zweicylindrige Dampfmaschine besitzt. Da die Axen jedes Ge-

Fig. 402.

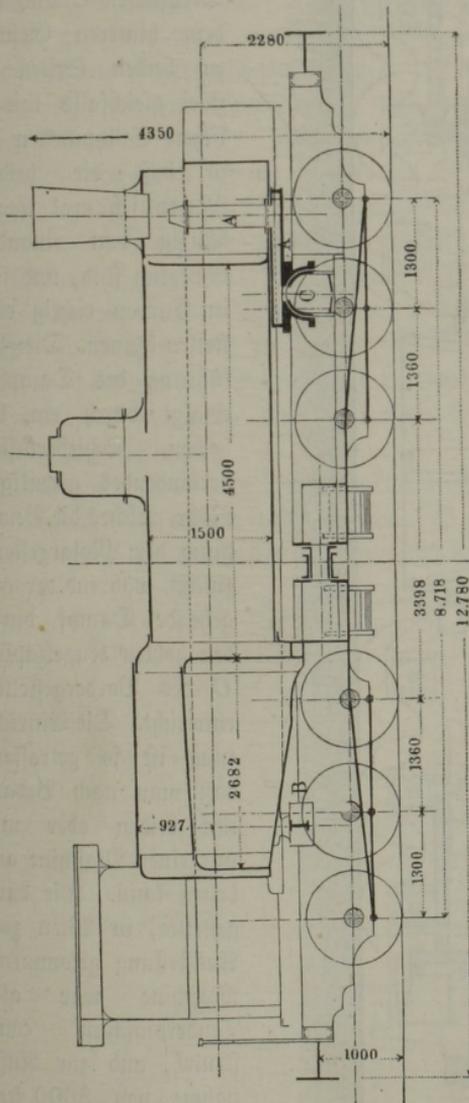
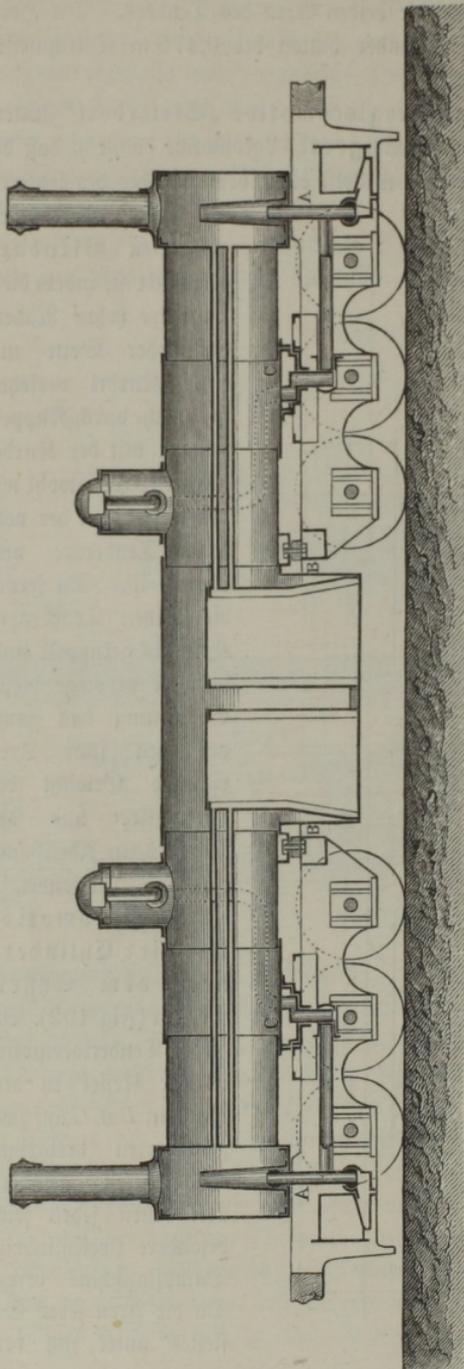


Fig. 403.



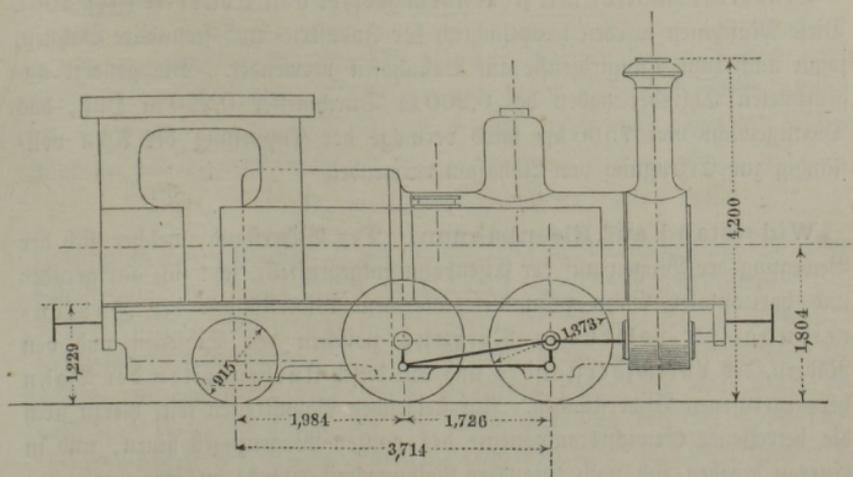
kuppelt sind, so wird das ganze Gewicht der Locomotive auf Adhäsion ausgenutzt. Die Lagerung des Kessels geschieht auf dem vorderen Gestelle in dem Drehzapfen *C* und auf dem hinteren Gestelle zu beiden Seiten in zwei gleichfalls beweglichen Stützpunkten *B*, so daß die beiden Motorschemel unabhängig von einander beweglich sind, und sich in Curven richtig einstellen können. Die Zuführung des Dampfes erfolgt durch ein die beiden Schieberkästen verbindendes gelenkiges Rohr, welches die Bewegung der Motorgestelle zuläßt, während der abgehende Dampf durch den hohlen Kugelzapfen *C* des Vordergestelles entweicht. Die Einrichtung ist so getroffen, daß man nach Bedarf mit beiden oder mit nur einer Maschine arbeiten kann. Die dargestellte, in Wien zur Ausstellung gekommene Maschine war als Tendermaschine construirt, und zur Aufnahme von 3000 kg Kohlen und 7450 kg

Wasser in den an den Längsseiten angebrachten Reservoiren befähigt. Das complete Dienstgewicht betrug 71 900 kg. Die totale Heizfläche 205 qm. Die Kolben hatten 0,44 m Durchmesser bei 0,5 m Hub.

Berglocomotive nach dem System Fairlie (Fig. 403). Auch diese Locomotiven haben zwei dreiaxige Trüdgestelle mit je einer complete Dampfmaschine; die Cylinder liegen hier an den Enden, während in der Mitte des Kessels zwei Feuerungen angeordnet sind, von denen jede ihren besonderen Schornstein und Röhrenapparat hat. Die Unterstützung des Kessels geschieht außer durch die beiden hohlen Drehzapfen *C*, welche gleichfalls zur Dampfzuführung dienen, noch durch die Traversen *B*. Die Abführung des gebrauchten Dampfes wird durch die in Stopfbüchsen beweglichen Röhren *A* bewirkt. Die Zu- und Abführung des Dampfes bildet bei diesen Maschinen, ebenso wie bei den vorherigen Meyer'schen, wegen der Beweglichkeit der Gestelle eine Hauptschwierigkeit. Es kann schließlich bemerkt werden, daß Maschinen von im Wesentlichen derselben Bauart wie die Meyer'sche und Fairlie'sche bereits an der Concurrnz der Semmeringlocomotiven (1851) Theil nahmen, zu welcher der Fabrikant Günther in Wiener-Neustadt eine Locomotive von der Art der Meyer'schen sandte, während Cockerill in Seraing eine Locomotive lieferte, welche im Wesentlichen mit den jetzt unter dem Namen der Fairlie'schen bekannten Locomotiven übereinstimmte.

Tendermaschine von Schwarzkopff (Fig. 404). Die hintere Ase ist hier Laufaxe, die beiden vorderen Axen sind gekuppelt und tragen von dem 35 000 kg betragenden totalen Dienstgewichte 26 000 kg. Die Wasserreservoir

Fig. 404.



zu beiden Längsseiten des Kessels nehmen 8500 kg Wasser, die Kohlenbehälter auf der Rückseite der Plattform 1050 kg Kohlen auf, so daß diese Maschine wegen des geringen Kohlenquantums nur für kurze Strecken und zum Rangirdienste geeignet erscheint. Die Heizfläche beträgt 74,4 qm, die Kolben haben bei 0,420 m Durchmesser 0,560 m Hub.

Vierrädrige Tenderlocomotive von G. Krauß in München (Fig. 405). Diese Locomotiven eignen sich besonders zum Rangiren, ferner für Industriebahnen und secundäre Bahnen, überall da, wo die zu befördernden Massen und die zu erzielenden Geschwindigkeiten nur mäßige sind. Wegen des kurzen Radstandes sind diese Maschinen besonders für Curven geeignet.

Fig. 405.

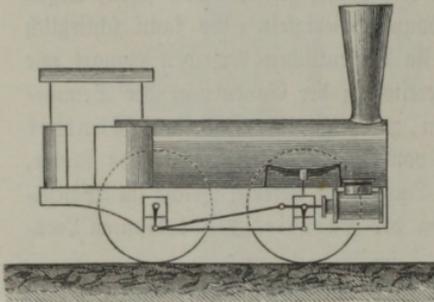
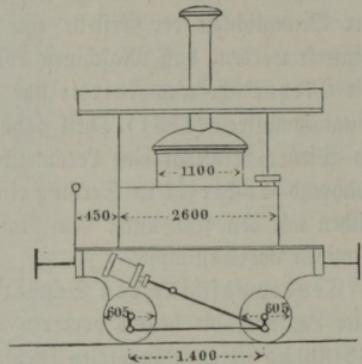


Fig. 406.



Tenderlocomotive mit stehendem Kessel von Cockerill (Fig. 406). Diese Maschinen werden hauptsächlich für Industrie- und secundäre Bahnen, sowie auch zum Rangirdienste auf Bahnhöfen verwendet. Die geneigt angeordneten Cylinder haben bei 0,200 m Durchmesser 0,250 m Hub, das Dienstgewicht von 7500 kg wird vermöge der Kuppelung der Axen vollständig zur Erzeugung von Adhäsion verwendet.

§. 87. **Widerstand auf Eisenbahnen.** Der Widerstand, welcher sich der Bewegung der Wagen auf der Eisenbahn entgegenstellt, setzt sich auf gerader und horizontaler Bahn zusammen aus den Widerständen der Zapfenreibung, der rollenden Reibung zwischen den Schienen und den Rädern, des Luftwiderstandes und den durch Unebenheiten der Bahn hervorgerufenen Widerständen. Auf steigenden Bahnstrecken tritt hierzu noch die betreffende Gewichtskomponente des ganzen Wagenzuges hinzu, und in Curven ergeben sich noch besondere Reibungswiderstände aus der ungleichen Länge der beiden Schienenstränge und der seitlich wirkenden Centrifugalkraft.

Die Zapfenreibung eines Zapfens bestimmt sich zu φQ , wenn Q die gesammte aus der Nutzlast Q_n und dem Wagengewichte $W = \nu Q_n$ resultirende Belastung des Zapfens bedeutet, und man erhält, unter ρ den Zapfenhalbmesser, unter r denjenigen der Räder verstanden, die zur Ueberwindung der Zapfenreibung eines Wagenzuges erforderliche Zugkraft

$$W_z = \varphi \frac{\rho}{r} Q = \varphi \frac{\rho}{r} (1 + \nu) Q_n.$$

In dem Wagengewichte νQ_n ist hier das Gewicht der Räder R nicht mit inbegriffen, da dieses Gewicht Zapfenreibung nicht erzeugt.

Die zur Ermittlung der Zapfenreibung angestellten Versuche haben den Werth von φ sehr verschieden ergeben, je nach der Verwendung von Dick- oder dünnflüssiger Schmiere (bei letzterer geringer als bei ersterer); man kann bei Anwendung von Oelschmiere und Compositionslagern etwa $\varphi = 0,01$ annehmen, und da das Verhältniß $\frac{\rho}{r}$ im Durchschnitt bei Eisenbahnwagen $\frac{1}{12}$ ist, so hat man den Zapfenreibungswiderstand

$$W_z = \frac{Q}{1200} = 0,00083 Q$$

zu setzen, unter Q hier wie später die Bruttolast, bestehend aus Nutzlast und Wagengewicht, verstanden. Es mag übrigens bemerkt werden, daß der Zapfenhalbmesser ρ zwischen 33 und 48 mm, der Radhalbmesser zwischen 0,47 und 0,50 m schwankt.

Die rollende Reibung der Räder auf den Schienen kann man nach Pambour für eine Belastung der Ase gleich Q zu

$$0,5 \frac{Q + R}{r}$$

annehmen, wenn R das Gewicht der Ase mit den beiden Rädern, also $Q + R$ den Schienendruck bedeutet, und wenn r in Millimetern gegeben ist. Setzt man hier durchschnittlich $r = 500$, so hat man daher den Widerstand der rollenden Reibung

$$W_r = 0,001 (Q + R).$$

Hinsichtlich des Gewichtes R der Räder kann man eine gewöhnliche Eisenbahnaxe incl. der beiden Räder zu 1 Tonne = 1000 kg annehmen.

Der Luftwiderstand macht sich besonders bei schnellem Fahren bemerklich, da dieser Widerstand nach Thl. I mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wächst. Insbesondere kann dieses Hinderniß noch durch den Wind vergrößert werden, da die Größe des Luftwiderstandes von der relativen Geschwindigkeit der Wagen gegen die Luft abhängig ist. Bezeichnet c die Geschwindigkeit der Wagen und v diejenige des Windes, dessen Richtung

den Winkel α mit der Richtung des Zuges bildet, so bestimmt sich der Widerstand der Luft gegen die Stirnfläche F des Zuges zu

$$W_1 = \xi F (c \mp v \cos \alpha)^2,$$

worin ξ einen Erfahrungskoefficienten bedeutet. Gleichzeitig wirkt dabei der Wind mit einer Seitenkraft

$$S = \xi F_1 (v \sin \alpha)^2$$

auf die Längsfläche F_1 der Wagen, wodurch dieselben seitlich verschoben werden können, so daß die Spurkränze der dem Winde abgewendeten Seite an den Schienenköpfen gleiten. Hierdurch nicht nur, sondern auch in Folge der conischen Radreifen werden gewisse Reibungen erzeugt. Wenn nämlich der Wagen seitlich verschoben wird, so läuft das windabwärts gelegene Rad mit einem Halbmesser $r + \delta$ und das dem Winde zugekehrte mit einem Halbmesser $r - \delta$ auf den Schienen, wobei δ von der Größe der Seitenverschiebung und der Conicität der Radreifen abhängt. Daher tritt an jedem Rade während einer Umdrehung, d. h. während eines Wagenweges gleich $2\pi r$ ein Gleiten ein um $2\pi\delta$, und es beziffert sich der hieraus resultirende Frictionswiderstand zu

$$W_f = \frac{\delta}{r} \varphi Q.$$

Da man nun zur Bestimmung von δ ähnlich wie in §. 59 die Beziehung

$$S : Q = 2\delta : 2b$$

hat, unter $2b$ die Spurweite verstanden, so findet sich auch

$$W_f = \varphi \frac{b}{r} S = \varphi \frac{b}{r} \xi F_1 (v \sin \alpha)^2.$$

Dieser Werth giebt die Reibung an den Laufflächen; wenn bei starkem Winde die Spurkränze gegen die Schienenköpfe gedrückt werden, fällt dieser Widerstand noch größer aus.

Auch an den Seitenflächen der Wagen findet ein gewisser Luftwiderstand statt, welchen man direct proportional mit der ersten Potenz der Geschwindigkeit $c + v \cos \alpha$ anzunehmen pflegt.

Nach den Versuchen von Pambour kann man den Luftwiderstand in Kilogrammen zu

$$W_l = 0,005064 F c^2$$

annehmen, wenn c die Geschwindigkeit des Zuges in Kilometern pro Stunde und F die dem Luftwiderstande ausgesetzte Fläche in Quadratmetern bedeutet. Diese Fläche soll man zu 6,5 qm für die Locomotive und außerdem für jeden angehängten Wagen noch zu 0,93 qm annehmen, so daß bei n Wagen $F = 6,5 + 0,93n$ zu setzen ist.

Nach anderen von Buillemin, Dieudonné und Guéhard gemachten Versuchen beträgt der Widerstand in Kilogrammen

$$W_l = 0,009 F c^2$$

für Züge mit 32 bis 50 km Geschwindigkeit per Stunde,

$$W_l = 0,006 F c^2$$

für $c = 50$ bis 65 km und

$$W_l = 0,004 F c^2$$

für $c = 70$ bis 80 km.

Hier ist eine Stirnfläche des Zuges $F = 5$ qm vorausgesetzt. Bei ungünstigem Winde sollen die Widerstände jedoch den doppelten Betrag erreichen können.

Der aus der Unebenheit der Bahn resultirende Widerstand hängt natürlich ganz von dem mehr oder minder vollkommenen Zustande der Geleise ab, und entzieht sich einer Berechnung. Auch bei regelrechter Beschaffenheit der Geleise veranlassen die an den Schienenstößen vorhandenen Zwischenräume dadurch gewisse Kraftverluste, daß die Räder in jedem solchen Zwischenraume um eine kleine Größe sinken und darauf wieder gehoben werden müssen, wobei durch den Stoß des Rades gegen das Schienenende eine gewisse lebendige Kraft verloren geht. Dieser Stoßverlust trifft hauptsächlich nur die nicht abgedeckte Masse der Räder und Axen, und man kann den Verlust an lebendiger Kraft in derselben Weise berechnen, wie es in §. 51 für ein Wagenrad geschehen ist, das auf dem Steinpflaster bewegt wird. Die dort entwickelte Formel

$$P = Q \frac{a^2 v^2}{r^2 e 2g}$$

gilt daher auch hier, wenn man für a den Zwischenraum zwischen zwei Schienen und für e die Länge derselben, sowie für Q das nicht abgedeckte Gewicht der Axen und Räder einführt. Nimmt man das Gewicht einer Axe mit ihren Rädern zu 1000 kg, die Entfernung a zu 4 mm, und die Schienenlänge zu $6,5$ m an, so erhält man bei einer Geschwindigkeit des Zuges von 20 m per Secunde den Widerstand zu

$$P = 1000 \frac{4^2}{500^2 \cdot 6,5} \frac{20^2}{2 \cdot 9,81} = 0,2 \text{ kg}$$

pro Axe.

Der Widerstand auf Steigungen ergibt sich einfach aus der betreffenden mit der Bahn parallelen Componente der Last zu $Q \sin \alpha$, wenn man mit α den Neigungswinkel der Bahn bezeichnet. Streng genommen wird hier die Zapfenreibung und rollende Reibung geringer ausfallen, als auf horizontaler Strecke, insofern der Normaldruck nun durch $Q \cos \alpha$ ausgedrückt ist, doch ist bei allen Eisenbahnen der Neigungswinkel α so klein, daß man dabei

immer $\cos \alpha = 1$ und $\sin \alpha = \tan \alpha$, d. h. gleich dem Steigungsverhältnisse n setzen darf. Bezeichnet man daher mit φ etwa den Widerstandcoefficienten auf horizontaler Bahn, so läßt sich der Widerstand auf einer im Verhältnisse n ansteigenden Bahnstrecke zu

$$W_s = (\varphi \pm n) Q$$

setzen, worin das positive Zeichen für die Bergfahrt, das negative für die Thalfahrt gilt. Es ist klar, daß in letzterem Falle anstatt der Zugkraft eine Bremswirkung eintreten muß, sobald $n > \varphi$ ist.

Der Widerstand auf Steigungen ist der bedeutendste von allen, und die Stärke der Locomotiven ist hauptsächlich nach ihm zu bestimmen. Aus dem Ausdrucke für diesen Widerstand $W_s = (\varphi + n) Q$ erkennt man auch leicht, daß der Vortheil der Eisenbahnen gegenüber den gewöhnlichen Straßen um so mehr zurücktritt, je beträchtlicher die zu überwindenden Steigungen sind. Denn während der aus der Verringerung der rollenden Reibung auf der Eisenbahn hervorgehende Vortheil für horizontale Bahnstrecken sehr erheblich ist, so nähern sich die Zugwiderstände auf der Eisenbahn und Landstraße einander um so mehr, je größer der Steigungswiderstand $Q \sin \alpha$ wird, welcher letztere Widerstand natürlich für alle Straßen von gleicher Neigung derselbe ist. Bei größeren Steigungen hören daher Eisenbahnen sehr bald auf, rentabel zu sein, und darin liegt der Grund, warum man die Steigungsverhältnisse selten größer nimmt, als 1 : 40; auch wenn man nicht schon durch die Adhäsionsverhältnisse der Locomotiven in der Anwendung starker Steigungen begrenzt sein würde.

Es kann bemerkt werden, daß man sich zur Ueberwindung kurzer Steigungen mit Vortheil der lebendigen Kraft bedienen kann, welche man vor der steigenden Strecke in dem Zuge dadurch aufgespeichert hat, daß man ihm eine thunlichst große Geschwindigkeit ertheilte. Wenn diese Geschwindigkeit v_1 sich während der Ersteigung der Strecke von der Länge l und der Neigung n auf v_2 vermindert, so hat man dafür die Gleichung

$$Wl = (\varphi + n) Ql = Zl + (M + m) \frac{v_1^2 - v_2^2}{2},$$

wenn $M = \frac{Q}{g}$ die Masse des ganzen Zuges und m die auf die Radumfänge reducirte Masse der rotirenden Theile (Axen und Räder) bezeichnet.

Hieraus ist zu ersehen, in wieweit die lebendige Kraft des Zuges der Zugkraft Z der Locomotive zu Hülfe kommt. Mit Rücksicht hierauf muß es vortheilhaft erscheinen, wenn von einem Bahnhofe aus die Bahn nach beiden Seiten eine geringe Neigung erhält, da die ankommenden

$$\varphi Q \cdot NO = \varphi Q \frac{se}{2Q},$$

also die entsprechende Vergrößerung der Zugkraft

$$W_c = \varphi Q \frac{e}{2Q},$$

d. h. direct dem Radstande und umgekehrt dem Curvenradius proportional. Bei Wagen mit drei festen Axen ist hier unter e die Entfernung der äußersten Axen, bei einem drehbaren Radgestelle die Entfernung der in demselben angebrachten Axen zu verstehen.

Die gedachte radiale Verschiebung der Axen kann nur dadurch bewirkt werden, daß die Spurkränze der inneren Räder G sich mit ihren Hohlkehlen gegen die Köpfe der Schienen legen und durch eine keilartige Wirkung die Verschiebung hervorbringen. Hierbei entsteht ein anderer Reibungswiderstand, dessen Weg bei jeder Radumdrehung gleich der Differenz zu setzen ist zwischen dem Umfange $2\pi r_1$ des Kreises, in welchem der Spurkranz den Schienenkopf berührt, und des Kreises $2\pi r$, mit welchem der Laufkranz auf der Schiene fortrollt. Da die zur seitlichen Verschiebung der Axen erforderliche Kraft gleich φQ ist, so ist die hier in Rede stehende seitliche Reibung gleich $\varphi (\varphi Q)$ anzunehmen, so daß der hierdurch hervorgerufene Zugwiderstand durch

$$W_c = \varphi^2 Q \frac{r_1 - r}{r}$$

ausgedrückt ist. Bei der Braunschweigischen Bahn wird der Widerstand einer Curve, deren Radius Q Meter beträgt, gleich dem einer Steigung von $\frac{0,76}{Q}$ angenommen. Eine andere unter englischen Ingenieuren gebräuchliche

Regel setzt diesen Widerstand gleich dem einer Steigung $\frac{1}{Q}$, wenn Q in Yards (à 0,914 m) gegeben ist, was für Metermaß mit $\frac{0,914}{Q}$ übereinkommt.

Nach den über den Zugwiderstand auf Eisenbahnen angestellten Messungen kann man pro Tonne (1000 kg) Bruttolast einen Widerstand rechnen von etwa

- 5 kg für Güterzüge mit 15 bis 20 km Geschwindigkeit pro Stunde,
- 8 bis 10 kg für Personen- und gemischte Züge mit 40 km Geschwindigkeit,
- 15 kg für Schnellzüge mit 60 km Geschwindigkeit.

Auch über den Widerstand, welchen die Locomotiven ihrer eigenen Bewegung entgegensetzen, sind mehrfach Dynamometerversuche angestellt, von

denen die auf der französischen Ostbahn angestellten pro Tonne des Eigengewichtes der Locomotive einen Widerstand ergaben von:

- 8 kg für Maschinen mit freier Triebaxe,
- 12,6 kg für Maschinen mit zwei gekuppelten Axen,
- 15,22 kg für Maschinen mit drei gekuppelten Axen,
- 21,5 kg für Maschinen mit vier gekuppelten Axen,
- 6 kg für vierrädrige Tender.

Allgemein kann man den Widerstand der Eisenbahnwagen durch den Ausdruck

$$Q(a + bv^2) = W$$

darstellen, worin a und b gewisse constante Erfahrungszahlen sind. Diese Formel soll auch im Folgenden zu Grunde gelegt und dabei nach Sternberg*) für die Eisenbahnwagen

$$a = 0,003 \text{ und } b = 0,00002$$

angenommen werden, vorausgesetzt, daß die Geschwindigkeit v in Metern pro Secunde gegeben ist. Für die Locomotive kann man denselben Ausdruck gebrauchen, wenn man zur Berücksichtigung der Reibungswiderstände der Maschinenteile (Kolben, Kreuzköpfe, Kurbelstangen u.) in der leergehenden Maschine das Locomotivgewicht L in dem $\frac{7}{6} = 1,17$ fachen Betrage in Rechnung stellt.

Leistung der Locomotiven. Die mittlere Zugkraft der Locomotive §. 88. wurde in §. 82 zu

$$Z = \frac{4}{\pi} K \frac{r}{R}$$

gefunden, worin K den als constant anzusehenden Kolbendruck bedeutet, welcher durch die Kolbenstange auf die Kurbel vom Halbmesser r übertragen wird, und worin R den Halbmesser der Triebräder bezeichnet. Multiplicirt man diesen Werth von Z mit der Geschwindigkeit $v = 2\pi R \cdot u$, unter u die Anzahl der Triebaxendrehungen pro Secunde verstanden, so erhält man die von der Locomotive pro Secunde geleistete Arbeit

$$A = Zv = K8ru \text{ mkg,}$$

oder in Pferdekraften

$$N = \frac{A}{75} = \frac{8K}{75} ru.$$

*) S. den Artikel von Sternberg über Außergewöhnliche Eisenbahnsysteme in Heusinger v. Waldegg's Handbuch, Bd. I.

Um diese Leistung dauernd auszuüben, muß der Dampfkessel die genügende Verdampfungsfähigkeit besitzen, d. h. die Kesselfläche und die feuerberührte Kesselfläche müssen entsprechende Größe haben.

Die ganze Locomotive wird daher ein gewisses Gewicht annehmen, und es möge im Folgenden der auf eine Pferdekraft entfallende Antheil des Eigengewichtes der Locomotive incl. des Tenders mit G bezeichnet, also

$$\frac{\text{Totalgewicht der Locomotive mit Tender } L}{\text{Anzahl der Pferdekkräfte } N} = G$$

gesetzt sein.

Die Größe G wird zwar in jedem Falle von der Construction und Ausföhrung der Locomotive abhängig sein, man kann aber bei der jetzt gebräuchlichen Bauart auf Grund der darüber angestellten vergleichenden Ermittlungen durchschnittlich das Gewicht der Locomotive und des Tenders im dienstfähigen Zustande zu $G = 110 \text{ kg}$ für jede Pferdekraft annehmen.

Während sich dem Vorstehenden zufolge die Leistung der Dampfmaschine einer Locomotive in derselben Weise als das Product aus dem Kolbendrucke in den Kolbenweg bestimmt, wie für feststehende Dampfmaschinen in Thl. II ausführlich gezeigt worden, findet doch zwischen den letzteren und den Locomotivmaschinen ein wesentlicher Unterschied statt, welcher in der Beweglichkeit der Locomotive seinen Grund hat. Bei der stehenden Dampfmaschine nämlich bezw. bei dem durch dieselbe betriebenen Werke sind die beiden Factoren der Leistung, Kraft und Geschwindigkeit, an keine Bedingung geknüpft; man kann dabei durch etwaige eingeschaltete Transmissionstheile jeden gewünschten Druck erzeugen, welcher dann natürlich eine bestimmte und der Gesamtleistung N entsprechende Geschwindigkeit bedingt. Bei den Locomotiven dagegen ist die Größe des auszuübenden Druckes, d. h. der Zugkraft Z , von vornherein durch die Größe des auf Adhäsion wirkenden Theiles vom Locomotivgewichte bestimmt. Bezeichnet L das Totalgewicht der Locomotive mit Tender und wird hiervon ein gewisser auf die Trieb- und Kuppelräder entfallender Theil gleich mL auf Adhäsion wirksam gemacht, so ist die Größe der Zugkraft Z von vornherein durch den Werth

$$Z_{\max} = \mu mL$$

begrenzt, wenn μ den Coefficienten der gleitenden Reibung zwischen Schienen und Radkränzen bedeutet, welcher im Mittel $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{8}$ anzunehmen ist. Im Winter bei Glatteis, sowie bei nebelichem regnerischem Wetter und in Tunneln wird der Reibungscoefficient wegen der Feuchtigkeit oft erheblich kleiner, man nimmt in solchen Fällen wohl zur Anwendung von Sandstreuapparaten seine Zuflucht. Demgemäß bestimmt sich die auf eine Pferdekraft entfallende Zugkraft zu höchstens

$$Z = \mu m G \text{ kg,}$$

und für diese Zugkraft folgt die Geschwindigkeit der Locomotive zu

$$v = \frac{75}{Z} = \frac{75}{\mu m G}.$$

Diese Geschwindigkeit gilt natürlich unter der Voraussetzung, daß die Zugkraft Z in der That den höchsten der Adhäsion zufolge möglichen Werth habe, wie dies für die größten von Locomotiven auszuübenden Effecte verlangt werden muß und im Folgenden auch immer vorausgesetzt werden soll. Der Werth von m ist bei den Tendermaschinen mit voller Adhäsion gleich der Einheit zu setzen, bei Sechskupplern mit Schlepptender kann man ihn etwa gleich $\frac{2}{3}$, bei Personenzugmaschinen mit zwei gekuppelten Axen etwa $\frac{1}{2}$ und bei Schnellzugmaschinen mit freier Triebaxe gleich $\frac{1}{4}$ setzen.

Mit diesen Werthen und $G = 110 \text{ kg}$ ergeben sich bei einem mittleren Reibungscoefficienten $\mu = \frac{1}{7}$ für die Zugkraft Z pro Pferdekraft und für die Geschwindigkeit v die in der auf folgender Seite stehenden Tabelle enthaltenen Werthe. In dieser Tabelle sind ferner die den betreffenden Geschwindigkeiten v zugehörigen, nach der Formel

$$\varphi = a + b v^2 = 0,003 + 0,00002 v^2$$

berechneten Werthe des Widerstandscoefficienten φ für die horizontale Bahn enthalten. Man kann sich beiläufig diese Widerstandscoefficienten als die Steigungsverhältnisse von geneigten Ebenen vorstellen, derartig, daß die Ueberwindung der Bahnhindernisse bei der Bewegung des Zuges mit der Geschwindigkeit v auf horizontaler Bahnstrecke dieselbe Arbeit erfordert, wie zur reibungslosen Bewegung des Zuges auf einer unter der Neigung φ ansteigenden Bahn nöthig sein würde. Man könnte offenbar den Steigungswinkel einer solchen geneigten Ebene als den Reibungswinkel für die zugehörige Geschwindigkeit auf horizontaler Bahn ansehen.

Es ist nun leicht zu ermitteln, welche Last in jedem der gedachten Fälle durch je eine Pferdekraft der Locomotive auf horizontaler Bahn transportirt werden kann. Bezeichnet man nämlich diese Last (Bruttolast) mit Q , so ist der Widerstand, welcher hieraus und aus dem Eigengewicht G der Locomotive hervorgeht, nach dem Vorstehenden gleich

$$\varphi Q + \varphi 1,17 G = \varphi (Q + 1,17 G),$$

oder, da $G = 110 \text{ kg}$ angenommen wurde, gleich

$$\varphi (Q + 128,7),$$

oder rund

$$\varphi (Q + 130).$$

Leistungen der Lokomotiven.

$$\mu = 1/7; \varphi = 0,003 + 0,00002v^2; v = \frac{Q}{G}.$$

	m	Z_{kg}	v_m	φ	Q	v	n_0	v_1	η	η_1
Dampfmachine (Gebirgslocomotive) . . .	1	15,7	4,78	0,00345	4420	40,2	0,139	4,0	0,97	0,80
Güterzugmaschine (Schäftuppler) . . .	$2/3$	10,48	7,15	0,00402	2477	22,5	0,090	2,27	0,95	0,69
Personenzugmaschine	$1/2$	7,85	9,56	0,00483	1495	13,6	0,066	1,3	0,92	0,56
Schnellzugmaschine mit freier Triebachse . . .	$1/4$	3,93	19,1	0,0102	255	2,32	0,023	—	0,67	—
Maschine mit künstlicher Achsführung	2	31,4	2,39	0,0031	10130	92,1	0,272	9,13	0,99	0,90

Setzt man daher diesen Ausdruck gleich den ermittelten Zugkräften Z , und für φ die zugehörigen Werthe, so erhält man durch

$$Q = \frac{Z}{\varphi} - 130$$

die Bruttolast, welche mit jeder Pferdekraft der Locomotive auf horizontaler Bahn mit der zugehörigen Geschwindigkeit transportirt werden kann. In der Tabelle sind diese Werthe sowie die Verhältniszahlen $v = \frac{Q}{G} = \frac{Q}{110}$ angeführt, welche letzteren natürlich auch angeben, wie oft das Eigengewicht der Locomotive in dem Gewichte des beförderten Zuges enthalten ist.

Die Tabelle zeigt, in welchem hohem Grade das Adhäsionsverhältniß m der Locomotive deren Zugkraft beeinflusst, und wie die Locomotiven mit freier Triebaxe nur für ganz leichte Züge ausreichen, denn nach der Tabelle darf in diesem Falle das Gewicht des angehängten Zuges höchstens 2,32 mal so schwer sein, als das der Locomotive, vorausgesetzt, daß die Bahn vollkommen horizontal ist. Wesentlich anders gestaltet sich das Verhältniß, wenn in der Bahn Steigungen vorkommen. Es möge etwa $n = \tan \alpha$ das Steigungsverhältniß einer unter dem Winkel α gegen den Horizont geneigten Strecke sein, so hat man, wenn wie oben die Zugkraft gleich dem Widerstande gesetzt wird,

$$Z = \varphi (Q + 1,17 G) + n (Q + G) = (\varphi + n) Q + 130 \varphi + 110 n.$$

Aus dieser Gleichung findet man zunächst, indem man $Q = 0$ einführt, das Steigungsverhältniß

$$n_0 = \frac{Z - 130 \varphi}{110},$$

bei welchem die Locomotive gerade noch im Stande ist, ihr eigenes Gewicht emporzuschleppen. Diese Werthe sind in der Tabelle unter n_0 angegeben. Daraus erkennt man, daß die Steigungen immer nur verhältnißmäßig geringe sind, welche von Locomotiven überwunden werden können, und daß die Stärke der letzteren vornehmlich durch die auf der Bahn vorkommenden Steigungen bestimmt werden wird. Als die größte auf Eisenbahnen vorkommende Steigung wird man etwa $n = \frac{1}{40} = 0,025$ annehmen dürfen, mit diesem Werthe ergibt sich aus obiger Formel für Tenderlocomotiven mit voller Adhäsion durch:

$$15,7 = (0,00345 + 0,025) Q + 130 \cdot 0,00345 + 110 \cdot 0,025,$$

die zu schleppende Last $Q = 440$ kg oder das vierfache Gewicht der Locomotive, also nur etwa der zehnte Theil von derjenigen Last, welche von derselben Locomotive auf horizontaler Bahn befördert werden kann. Diese Rechnung liefert bei derselben Steigung von $n = 0,025$ für Gütermaschinen

mit $\frac{2}{3}$ Adhäsion $Q = 249 \text{ kg} = 2,27 G$ und für Personenzugmaschinen mit $m = \frac{1}{2}$ nur $Q = 150 \text{ kg} = 1,3 G$, welche Werthe ebenfalls in der Tabelle unter v_1 angegeben sind.

Diese Zahlen erläutern genügend die Nothwendigkeit, bei den Locomotiven für Gebirgsbahnen die Adhäsion möglichst groß zu machen, also die Maschinen als Tenderlocomotiven zu construiren. Man hat auch versucht, die Adhäsion künstlich zu vergrößern, worüber im folgenden Paragraphen ein Näheres angegeben werden soll, in diesen Fällen hat man in obigen Formeln für den Adhäsionscoefficienten m einen Werth größer als Eins anzunehmen. In der mehrerwähnten Tabelle sind die entsprechenden Werthe noch für ein Adhäsionsverhältniß $m = 2$ berechnet worden, woraus sich ergibt, daß eine derartige Locomotive eine Steigung von $0,272$ ($15^\circ 12'$) erklimmen kann und auf einer Steigung von $\frac{1}{40}$ ihr $9,13$ faches Gewicht emporzuziehen vermag.

Von besonderem Interesse für den Eisenbahnbetrieb ist noch die Ermittlung des Güteverhältnisses oder Wirkungsgrades desselben. Den Wirkungsgrad muß man hier etwas anders definiren, als dies bei den Hebevorrichtungen geschehen, bei welchen letzteren darunter das Verhältniß der wirklich verrichteten Hebearbeit zu der dazu verbrauchten Arbeit verstanden wird. Diese Definition würde z. B. für jeden horizontalen Transport einen Wirkungsgrad gleich Null ergeben, da hiermit eine Hebearbeit nicht verbunden ist, und die überwundenen Widerstände sämmtlich zu den schädlichen gehören. Man kann aber hier den Wirkungsgrad wie folgt auffassen.

Man bezeichne mit A_0 diejenige mechanische Arbeit, welche nach dem Vorstehenden zur Ueberwindung der Widerstände erfordert wird, um eine Last Q mit einer bestimmten Geschwindigkeit v um eine gewisse Strecke auf einer Bahn zu bewegen, deren Neigung gegen den Horizont gleich n ist. Ferner sei A diejenige mechanische Arbeit, welche zur Erzeugung des gedachten Transportes in Wirklichkeit angewendet werden muß, so kann man unter dem Güteverhältnisse einer Transportvorrichtung den Werth

$$\eta = \frac{A_0}{A} = \frac{\text{Theoretische Arbeit}}{\text{Ausgeübte Arbeit}}$$

verstehen. Um diesen Werth zu bestimmen, sei wieder Q die Last, welche nach dem Vorstehenden von einer Pferdekraft der Locomotive auf der Bahn von der Neigung n mit der Geschwindigkeit v transportirt werden kann, so hat man für den Transport auf einer beliebigen Strecke von der Länge l die theoretisch erforderliche Arbeit:

$$A_0 = Q (\varphi + n) l,$$

wenn φ den der geforderten Geschwindigkeit v zugehörigen Widerstandscoefficienten $0,003 + 0,00002 v^2$ bedeutet, und wenn man wegen der nur

geringen Neigung α der Bahn $\cos \alpha = 1$ annimmt. Bei dem gedachten Transporte mußte aber nicht allein die Last Q , sondern auch der auf eine Pferdekraft der Locomotive entfallende Theil G der Locomotive (110 kg) bewegt werden, und man erhält daher die wirklich aufgewendete Arbeit zu

$$A = Q(\varphi + n)l + G(1,17\varphi + n)l.$$

Folglich erhält man das Güteverhältniß

$$\eta = \frac{A_0}{A} = \frac{Q(\varphi + n)l}{Q(\varphi + n)l + G(1,17\varphi + n)l} = \frac{1}{1 + \frac{1}{v} \frac{1,17\varphi + n}{\varphi + n}}$$

wenn wieder unter $v = \frac{Q}{G}$ das Verhältniß der gezogenen Last zum Locomotivgewichte verstanden wird. Man erkennt hieraus, daß der Wirkungsgrad des Locomotivbetriebes um so geringer ausfallen wird, je kleiner das Verhältniß v ist, d. h. je mehr das Eigengewicht G der Locomotive im Vergleich mit der geschleppten Last Q vorherrscht, und daher wird der Wirkungsgrad des Locomotivbetriebes am größten auf horizontalen Bahnstrecken sein, während er um so geringer wird, je größer die Steigungen sind. Ebenso wird der Wirkungsgrad des Locomotivbetriebes um so kleiner, der Transport also um so theurer, je größer die Geschwindigkeit v angenommen wird. In der Tabelle ist unter η der Wirkungsgrad für horizontale Bahn und unter η_1 derjenige für eine Steigung von 0,025 angegeben.

Beispiel. Eine Locomotive soll einen Wagenzug von 3000 Ctr. oder 150 Tonnen auf einer Strecke von $\frac{1}{120}$ Steigung mit einer Geschwindigkeit von 10 m pro Secunde bewegen; es sind die hierzu erforderlichen Verhältnisse der Haupttheile zu bestimmen.

Der Coefficient des Zugwiderstandes ergibt sich für die geforderte Geschwindigkeit zu

$$\varphi = a + bv^2 = 0,003 + 0,00002 \cdot 10^2 = 0,005,$$

oder zu 5 kg für jede zu befördernde Tonne. Hierzu kommt die aus der Bahnneigung folgende Componente mit $\frac{1}{120} = 0,00833$ der zu schleppenden Last. Als solche ist außer dem Gewichte des Zuges dasjenige der Locomotive mit Einschluß des Tenders in Rechnung zu stellen, wofür etwa 50 Tonnen angenommen werden mögen. Demgemäß ergibt sich die erforderliche Zugkraft Z zu

$$0,005 \cdot 150 + \frac{8}{7} \cdot 0,005 \cdot 50 + \frac{1}{120} \cdot 200 = 2,703 \text{ Tonnen} = \text{rund } 2700 \text{ kg.}$$

Die von der Locomotive verlangte Leistung bestimmt sich daher zu

$$\frac{2700 \cdot 10}{75} = 360 \text{ Pferdekraft.}$$

Das zur Erzeugung der Zugkraft von 2700 kg erforderliche Adhäsionsgewicht ist daher bei einem Adhäsionscoefficienten von $\frac{1}{7}$ zu mindestens $7 \cdot 2700 = 18900$ kg anzunehmen, welches Gewicht für eine Axe zu groß ist, so daß man

zwei gekuppelte Axen anzuwenden hat. Wenn die Belastung einer jeden derselben etwa zu 12 Tonnen angenommen wird, so läßt sich die geforderte Zugkraft auch noch erlangen, wenn in Folge ungünstigen Wetters (Rebel, Glatteis u. s. w.) der Adhäsionscoefficient auf $\frac{2,7}{24} = 0,112$ oder etwa $\frac{1}{9}$ herabgegangen sein sollte.

Um das erforderliche Dampfquantum D zu bestimmen, sei etwa die Formel von Rankine (s. Thl. II, Dampfmaschinen) zu Grunde gelegt, wonach die Arbeit eines Dampfvolomens $V = F s$ von der Spannung p bei dem Expansionsverhältnisse $\frac{s_1}{s}$ und bei einem Gegendruck q durch

$$A = F s p \left[10 - 9 \left(\frac{s}{s_1} \right)^{1/6} - \frac{q}{p} \frac{s_1}{s} \right]$$

ausgedrückt ist. In dieser Formel hat man unter F die Summe der beiden Kolbenquerschnitte und unter s_1 den Weg eines Kolbens pro Secunde zu verstehen, indem A die Arbeit der Maschine in derselben Zeit (27 000 mkg) bedeutet. Nimmt man die Spannung des Dampfes entsprechend 8 Atmosphären zu $p = 8 \cdot 10336$ kg und den Gegendruck mit Rücksicht auf das Blasrohr und die Compressionwirkung zu 1,2 Atmosphären, setzt man ferner voraus, daß die wirkliche Leistung der Dampfmaschine wegen der schädlichen Widerstände nur 0,75 der theoretischen betrage, so erhält man bei Annahme einer zweifachen Expansion ($\frac{s}{s_1} = 0,5$), das erforderliche Dampfvolomen $V = F s$ aus

$$\begin{aligned} 27\,000 &= 0,75 F s \cdot 8 \cdot 10\,336 \left(10 - 9 \sqrt[6]{0,5} - \frac{1,2}{8} \right) \\ &= 0,75 F s \cdot 8 \cdot 10\,336 \cdot 1,366 \end{aligned}$$

zu

$$V = F s = \frac{27\,000}{0,75 \cdot 8 \cdot 10\,336 \cdot 1,366} = \frac{27\,000}{84\,714} = 0,318 \text{ cbm.}$$

Der durchschnittliche Druck auf den Dampfkolben würde demnach

$$\frac{F s \cdot 8 \cdot 1,366}{F s_1} = 5,464 \text{ Atmosphären}$$

betragen.

Setzt man einen Durchmesser der Triebräder von 1,6 m voraus, so erhält man für dieselben in der Secunde

$$\frac{10}{1,6 \cdot 3,14} = 1,99 \text{ oder rund } 2 \text{ Umdrehungen.}$$

Wenn man daher einen Kolbenhub von 0,55 m annimmt, also die Kolbengeschwindigkeit $s_1 = 2 \cdot 2 \cdot 0,55 = 2,2$ m ist, so hat man $s = \frac{1}{2} s_1 = 1,1$ m zu setzen, und erhält die Summe der beiden Kolbenquerschnitte

$$F = \frac{0,318}{1,1} = 0,2891 \text{ qm,}$$

also für jeden Cylinder 0,1446 qm, wozu ein Durchmesser von 0,429 m gehört.

Das specifische Gewicht des gesättigten Dampfes von 8 Atmosphären Spannung ist (s. Thl. II) $\gamma = 4,2745$, daher das Gewicht des per Secunde zur Wirkung kommenden Dampfes zu $0,318 \cdot 4,2745 = 1,36$ kg sich bestimmt. Nimmt man mit Rücksicht auf Verluste durch Abkühlung und Undichtigkeiten die Pro-

ductionsfähigkeit des Kessels um 10 Proc. größer an, so hat der letztere in jeder Secunde $D = 1,1 \cdot 1,36 = \sim 1,5$ kg Dampf zu erzeugen. Hierzu ist (nach §. 75) ein Quantum Steinkohlen $K = 0,183 \cdot 1,5 = 0,275$ kg per Secunde erforderlich. Die zur Verbrennung dieser Kohlenmenge benötigte Luft wird dann ferner zu

$$L = 12,14 \cdot 0,275 = 3,34 \text{ cbm}$$

oder

$$15,8 \cdot 0,275 = 4,34 \text{ kg}$$

gefunden. Für eine Zutrittsgeschwindigkeit der Luft zu dem Roste von $v = 5$ m ergibt sich daher die lichte Rostfläche zu

$$E = \frac{3,34}{5} = 0,67 \text{ qm}$$

und die totale Rostfläche

$$R = \frac{E}{\alpha} = \frac{0,67}{0,3} = 2,2 \text{ qm,}$$

welche durch einen Rost von etwa 1,85 m Länge und 1,2 m Breite erreicht werden kann. Die stündlich erforderliche Kohlenmenge beträgt nach dem Vorstehenden

$$K = 60 \cdot 60 \cdot 0,275 = 990 \text{ kg,}$$

somit hat man hier das passende Verhältniß

$$\frac{K}{R} = \frac{990}{2,2} = 450.$$

Nimmt man für die nöthige Heizfläche F nach dem Früheren ein Verhältniß $\frac{F}{R} = 50$ als entsprechendes an, so ergibt sich $F = 50 \cdot 2,2 = 110$ qm. Da die Feuerbüchse bei einer Höhe derselben von etwa 1,5 m

$$2(1,85 + 1,2) \cdot 1,5 + 1,85 \cdot 1,2 = 11,37 \text{ qm}$$

Oberfläche oder nach Abzug der Thüröffnung und Röhrenquerschnitte etwa $F_1 = 10,5$ qm Heizfläche darbietet, so müssen die Röhren noch $F_2 = 110 - 10,5 = 99,5$ qm enthalten. Wenn der lichte Röhrendurchmesser 50 mm beträgt, und der gesammte Querschnitt aller Röhren zu $0,15 R = 0,15 \cdot 2,2 = 0,33$ qm angenommen wird, so ergibt sich zunächst die Anzahl n der Röhren aus

$$n \cdot 3,14 \frac{0,050^2}{4} = 0,33 \text{ zu } n = 168.$$

Hieraus ergibt sich dann schließlich die Länge l dieser Röhren durch

$$168 \cdot 3,14 \cdot 0,05 l = 99,5 \text{ zu } l = 3,77 \text{ m.}$$

Um zu untersuchen, ob durch die Wirkung des Blaserohrs die pro Secunde erforderliche Luft im Gewichte von $L = 4,34$ kg angefangt wird, dient die Formel (§. 76)

$$\frac{L}{D} = \sqrt{\frac{F_2^2 \left(\frac{F_1}{F} - 1 \right)}{\mu F_1^2 + F_2^2}}$$

worin $D = 1,36$ kg das Gewicht des ausblasenden Dampfes, $F_2 = 0,33$ qm den Querschnitt der Siederöhren und F_1 den Querschnitt der Esse bedeutet, für welchen man bei einem passenden Durchmesser des Schornsteins von 0,350 m den Werth $F_1 = 0,0962$ qm anzunehmen hat. Unter F ist dann die Oeffnung der Blaserohrmündung und unter μ ein Widerstandscoefficient zwischen 3 und 5 zu verstehen. Mit $\mu = 4$ ergibt sich dann F aus obiger Formel durch

$$\left(\frac{4,34}{1,36}\right)^2 \frac{4 \cdot 0,0962^2 + 0,33^2}{0,33^2} + 1 = \frac{F_1}{F} = 14,62.$$

Demgemäß wäre die Mündung des Blaserohrs

$$F = \frac{F_1}{14,62} = \frac{0,0962}{14,62} = 0,00658 \text{ qm}$$

groß zu machen. Giebt man dem Blaserohre passend einen Durchmesser von 120 mm, also einen Querschnitt von 0,0113 qm, so wäre also eine Verengung desselben im Verhältnisse von $\frac{65,8}{113} = 0,582$ vorzunehmen, um den erforderlichen Luftzug zu erzeugen.

§. 89. **Bahnen mit künstlicher Adhäsion.** Wie aus dem vorhergehenden Paragraphen sich ergibt, ist der gewöhnliche Locomotivbetrieb um so ungünstiger, je größer die Steigung der Bahn ist, und es ist der Anwendung von Locomotiven überhaupt schon bei verhältnißmäßig geringen Steigungen eine natürliche Grenze dadurch gesetzt, daß die durch das Locomotivgewicht erzeugte Adhäsion nicht mehr genügt, das Eigengewicht der Locomotive selbst noch zu befördern. Aus diesem Grunde wird, wie schon erwähnt, bei den gewöhnlichen verkehrreichen Bahnen die Steigung höchst selten den Werth von 0,025 *) überschreiten. Für solche Fälle nun, wo man doch aus dem einen oder anderen Grunde veranlaßt ist, steilere Rampen anzuwenden, hat man sich mehrfach bestrebt, die Schwierigkeiten durch geeignete Einrichtungen zu überwinden. Man kann hier dem Wesen nach zwei verschiedene Methoden unterscheiden, entweder man ist bei dem Betriebe durch Locomotiven geblieben, hat aber den letzteren und der Bahn solche Einrichtung gegeben, daß die Adhäsion künstlich vergrößert wird, oder man hat, überhaupt von Locomotiven absehend, durch feststehende Motoren die Beförderung der Züge auf den geneigten Ebenen bewirkt.

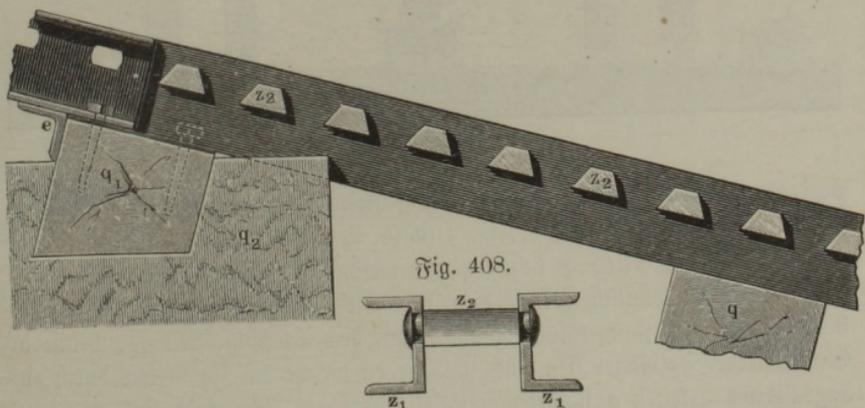
Zur Erreichung einer verstärkten Adhäsion wurde von Fell bei der provisorischen Bahn, welche während des Baues des Mont-Cenis-Tunnels die Verbindung von Susa und St. Michel vermitteln sollte, das nach ihm

*) Bei der Mont-Cenis-Bahn hat man ausnahmsweise Steigungen von 0,030 angewendet, bei der Gotthardbahn jedoch wieder nur solche von 0,025.

benannte *) System angewandt. Hierbei ist zwischen den gewöhnlichen Lauffschienen eine erhöhte Mittelschiene angebracht, gegen welche auf jeder Seite zwei horizontale Frictionsräder von 0,686 m Durchmesser mit je 2,5 Tonnen, zusammen also mit 10 Tonnen gepreßt werden. Diese Frictionsräder werden von der Maschine ebenso schnell gedreht, wie die vier ebenso großen Fahrräder, welche mit einander verkuppelt sind. Da das ganze Gewicht der Locomotive 17 Tonnen betrug, so war das Adhäsionsverhältniß hier durch $\frac{17 + 10}{17} = 1,59$ gegeben. Die Pressung der Frictionsräder gegen die Mittelschiene geschah vom Führerstande aus mit Hülfe einer Schraube mit rechtem und linkem Gewinde, die durch Balanciers auf Federn wirkte, unter deren Pressung die Frictionsräder standen. Auf dieser Bahn wurde eine Bruttolast von 16 Tonnen bei einer Steigung von 1 : 13 mit 12 km mittlerer Geschwindigkeit per Stunde (3,33 m per Secunde) befördert. Eine weitere Verbreitung scheint dieses System indeß nicht gefunden zu haben.

In neuerer Zeit hat man für Bergbahnen wiederum mehrfach auf das Zahnstangensystem zurückgegriffen, welches bei den allerersten Aus-

Fig. 409.

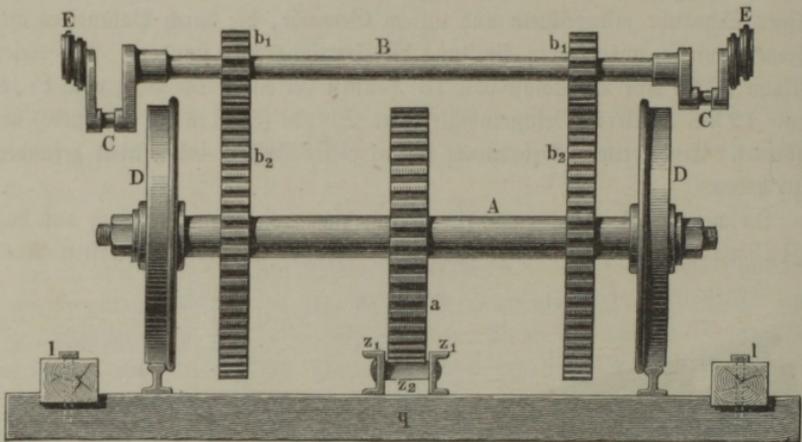


führungen von Locomotiven zwar schon vorgeschlagen wurde, aber nicht zur Anwendung kam, da für die Bahnen mit geringen Steigungen die durch das Gewicht der Locomotive erzeugte Adhäsion genügt. Die bekannteste Ausführung dieser Zahnradbahnen, welche als Repräsentant aller anderen dienen kann, ist die im Jahre 1870 von Niggenbach, Naef und

*) Nach Angabe in Heusinger's Handbuch, Bd. III, S. 974, gebührt die Priorität der Erfindung dem Director Krauß in Hannover.

Zshofke gebaute Rigibahn, welche von Biznau am Vierwaldstätter See (437 m über dem Meeresspiegel) den Rigikulm (1800 m) in Steigungen von bis zu 25 Proc. ersteigt. Bei dieser eingeleisigen Bahn ist mitten zwischen den Schienen, deren Spurweite die normale ist (1,435 m), eine kräftige Zahnstange oder eigentlich Zahnleiter auf den Querschwellen befestigt, in welche Zahnleiter ein stählernes Zahnrad eingreift, das auf der hinteren Ase der vierrädrigen Locomotive festgekeilt ist. Aus Fig. 408 (a. v. S.) ist die Zusammenfassung dieser Zahnleiter Z aus

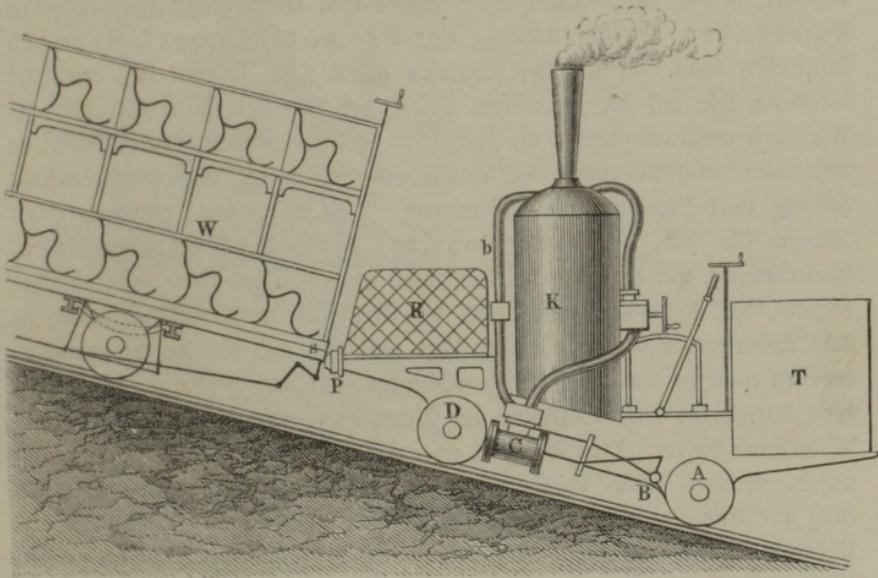
Fig. 410.



zwei gewalzten E-Eisen z_1 mit den eingenieteten prismatischen Stahlzähnen z_2 ersichtlich, ebenso wie aus Fig. 409 (a. v. S.) die Befestigung der Leiter auf den Querschwellen q sich ergibt, welche zur Unterstützung der Laufschienen in gewöhnlicher Art dienen. Die Verbindung der Enden der 3 m langen Zahnstangenstücke geschieht auf den Stoßschwellen q_1 , welche in Granitquader q_2 eingelassen sind, und gegen welche die Zahnleiter durch ein angenietetes E-Eisen e sich stemmt. Zu größerer Sicherheit sind übrigens hier die Querschwellen zu beiden Seiten durch aufgeschraubte hölzerne Langschwellen l , Fig. 410, vereinigt. Die letztere Figur stellt die hintere Ase A der Locomotive mit dem in die Zahnleiter eingreifenden Triebrade a vor. Diese Ase A empfängt, abweichend von den gewöhnlichen Locomotiven, ihre Bewegung nicht direct von den Dampfkolben durch Kurbeln, sondern durch Vermittelung der beiden Zahnradpaare $b_1 b_2$ von einer besonderen Dampfmaschinenwelle B , auf deren Enden die Kurbeln C zum Angriffe der beiderseitigen Lenkerstangen, sowie die Excenterpaare E zur Bewegung der Coulfissen (Man'sche) angebracht sind. Da die Zähnezahlen der Räder b_1 und

b_2 bzw. 14 und 43 sind, so macht die Triebabre A bei der normalen Tourenzahl von 125 der Maschine in der Minute nahezu 40 Umdrehungen, was bei einem Theilkreisdurchmesser des Triebades a von 0,636 m, oder 2 m Umfang einer Geschwindigkeit von nur $1\frac{1}{3}$ m per Secunde entspricht. Die Laufräder D sind hier, ähnlich den Rädern gewöhnlicher Straßenfuhrwerke, lose auf die Achsen gesetzt, um in Curven ein Gleiten der Radkränze zu vermeiden. Da die Laufräder denselben Durchmesser erhalten haben, wie das Triebbad a , so wird auf gerader Bahn auch die Umdrehungs-

Fig. 411.



zahl der Ase mit derjenigen der Laufräder übereinstimmen, so daß Reibung in den Radbüchsen auf gerader Bahn nicht, sondern nur in geringem Maße in den Curven stattfindet. Die Radkränze sind hier cylindrisch gemacht, und die Curven der Bahn haben 180 m Radius erhalten.

Die Locomotive bewegt nur einen Personenwagen, und zwar schiebend bei der Bergfahrt, während die Thalfahrt lediglich durch den Einfluß des Eigengewichtes erfolgt und durch kräftige Bremsen die Geschwindigkeit der Bewegung dabei geregelt wird. Fig. 411 zeigt die Ansicht der Locomotive mit dem vor ihr befindlichen zweietagigen Personenwagen. Wegen der bedeutenden Neigung ist der Dampfkessel K als stehender construirt, welcher bei der mittleren Bahnneigung die verticale Lage hat, da bei einem liegenden Kessel mit der schrägen Lage Entblößung der Heizröhren vom Wasser verbunden sein würde. Nur bei geringeren Steigungen, wie sie z. B. bei der Arthex-

Bahn vorkommen, hat man liegende Kessel mit verhältnißmäßig kurzen Röhren angewandt.

In welcher Weise die Bewegung der Kurbelwelle *B* von den Cylindern *C* geschieht und auf die Hinteraxe *A* der Locomotive übertragen wird, ist aus dem Vorstehenden deutlich. Es mag nur bemerkt werden, daß die Vorderaxe *D*, deren Laufräder ebenfalls lose aufgesetzt sind, gleichfalls mit einem in die Zahnleiter greifenden Triebrade versehen ist, welches den Zweck hat, an dieser Axe eine kräftige Bremswirkung beim Abwärtsfahren vornehmen zu können. Zu dem Ende sind auf dieser Vorderaxe zwei Bremscheiben befestigt, so daß durch Anziehen der zugehörigen Bremsbacken ein beliebig starkes, von der Belastung der Axe unabhängiges Bremsen stattfinden kann. Wenn diese Bremsen gelöst sind, so rollt das erwähnte Triebrad lose auf der Zahnleiter. Auch bei den Personenwagen sind die Axen mit entsprechenden in die Zahnleiter greifenden Getrieben versehen, so daß man durch Andrücken der Bremsbacken gegen die Laufräder ebenfalls beliebig stark bremsen kann. Hierdurch ist die Möglichkeit gegeben, einen Wagen für sich, ohne Locomotive, thalwärts gehen zu lassen. Außerdem ist, um die Bremswirkung noch zu verstärken, die Einrichtung getroffen, daß die Cylinder während der Thalfahrt durch eine Oeffnung in dem Abblaserohre *b* atmosphärische Luft ansaugen und dieselbe comprimiren, indessen nicht in den Kessel befördern, da der Regulator geschlossen wird, sondern durch eine enge Oeffnung im Dampfrohre ins Freie drücken. Der Widerstand dieser Austrittsöffnung erzeugt natürlich eine hemmende Wirkung auf die Kolben, wobei vorausgesetzt ist, daß der Steuerhändel in die Stellung für Contredampf gelegt ist. Um eine zu große Erwärmung der Cylinder bei dieser Compressionswirkung während der Thalfahrt zu vermeiden, wird aus dem Wasserraume *T* etwas Wasser nach den Cylindern geführt, welches in Dampfform durch die gedachte Austrittsöffnung ausgestoßen wird. Der Behälter *T* dient zur Aufnahme von Kohlen und Speisewasser, während *R* zur Unterbringung des Reisegepäcks vorgesehen ist.

Der Wagen *W* wird nicht durch eine Kuppelung mit der Locomotive verbunden, sondern stützt sich einfach mittelst seiner hinteren Kopfschwelle *s* auf eine Rolle, deren Lagertraverse durch die beiden Buffer *p* der Locomotive getragen wird. Diese Rolle erleichtert die in den Curven eintretenden seitlichen Bewegungen zwischen Locomotive und Wagen.

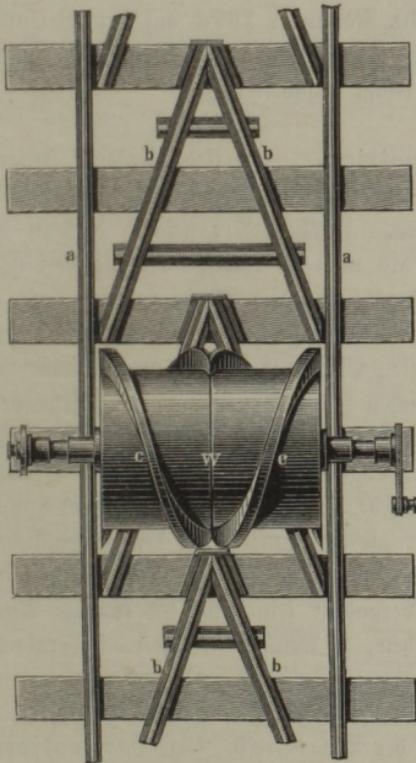
Der Wirkungsgrad dieser Bahn ist ein verhältnißmäßig geringer, da das im Vergleich zu der geförderten Last beträchtliche Gewicht der Locomotive ebenfalls auf die betreffende Höhe erhoben werden muß. Das Gewicht der oben besprochenen Locomotive wird auf 10 Tonnen angegeben. Nimmt man für den geschobenen Wagen mit 80 Personen ein gleiches Gewicht an, so

ergiebt sich, abgesehen von allen schädlichen Hindernissen der Bewegung bei $1\frac{1}{3}$ m Geschwindigkeit und 0,25 Steigung eine Bruttoleistung von

$$(10\,000 + 10\,000) 0,25 \cdot 1\frac{1}{3} = 6667 \text{ mkg} = 88,9 \text{ Pferdekraft,}$$

wovon als eigentliche Nutzleistung nur die Hälfte anzusehen ist. Es ist ohne Weiteres klar, daß der Wirkungsgrad bei einer größeren Geschwindigkeit

Fig. 412.



kleiner ausfallen muß, da alsdann die Zugkraft bei derselben Leistung der Maschine entsprechend kleiner wird, während die todte Last, d. h. das Gewicht der Locomotive unverändert bleibt. Bei der doppelten Geschwindigkeit von $2\frac{2}{3}$ m z. B. würde die Zugkraft auf die Hälfte sinken, d. h. gerade nur zur Bewegung der Locomotive selbst ausreichend sein. Durch die Nebenhindernisse, deren hauptsächlichstes hier bei der geringen Geschwindigkeit die Zahnreibung sein dürfte, wird der Wirkungsgrad noch herabgezogen. Bezeichnet Z die am Umfange des Triebrades oder an der Zahnleiter ausgeübte Zugkraft, so kann man die Zahnreibung daselbst nach Thl. III, 1, da das Triebrad 20 Zähne hat, zu

$$F_1 = \varphi \pi \frac{1}{20} Z = 0,35 \frac{1}{20} Z \\ = 0,0175 Z$$

annehmen. Außerdem findet zwischen den Zähnen der Vorgelege eine Reibung statt, welche, da die Räder mit 43 Zähnen auf der Triebaxe nahe denselben Durchmesser haben, als das in die Zahnleiter greifende Triebrad, und da die Zähnezahl der Getriebe auf der Kurbelwelle gleich 14 ist, zu

$$F_2 = \varphi \pi \left(\frac{1}{14} + \frac{1}{43} \right) Z = 0,033 Z$$

anzunehmen ist, so daß man die durch die Zahnräder verursachten Verluste etwa gleich 5 Proc. der ganzen Leistung setzen kann.

Hier mag noch mit einigen Worten des Systems Weltli gedacht werden, bei welchem nach Fig. 412 zwischen den Lauffschienen a die nach beiden

Seiten geneigten Schienen b befestigt sind, welche gewissermaßen die schrägen Zähne einer Zahnstange des White'schen Systems (vergl. Thl. III, 1) bilden. Als Triebrad für diese Zahnstange dient eine Walze W , auf deren Mantel hervorstehende Rippen c von derartig schraubensörmiger Gestalt angebracht sind, daß sie bei der Umdrehung der Walze durch die Dampfmaschine an den Zwischenschienen zur Abwicklung kommen. Dieses System, von welchem man sich seiner Zeit viel versprach, hat sich durchaus nicht bewährt, vielmehr hat eine Probefahrt am 30. November 1876 auf der Versuchsstrecke Weidensweil-Einsiedeln zu einer Entgleisung geführt, welche die gänzliche Zerstörung der Locomotive zur Folge gehabt hat.

§. 90. **Geneigte Ebenen mit Seilbetrieb.** Zur Ueberwindung steilerer Gefälle auf Eisenbahnen hat man mehrfach zur Anwendung des Seilbetriebes seine Zuflucht genommen. Insbesondere geschah dies in der ersten Zeit des Eisenbahnbetriebes, als man so kräftige Locomotiven noch nicht ausführen konnte, wie heutzutage. In dem Maße indessen, als in dieser Hinsicht Fortschritte im Locomotivbau gemacht wurden, hat man mehr und mehr den Seilbetrieb der geneigten Ebenen durch den Locomotivbetrieb ersetzt, so daß heute auf verkehrreichen Hauptbahnen nur noch sehr vereinzelt der Seilbetrieb gefunden wird. Dagegen wird derselbe häufiger für Nebenbahnen mit starken Steigungen angewendet, wo der geringe Verkehr die großen Kosten nicht rechtfertigen würde, die mit einer solchen Ausdehnung der Bahn verbunden sind, bei welcher die Steigungen für den gewöhnlichen Locomotivbetrieb genügend klein sind (etwa bis $\frac{1}{40}$). Auch kann man unter Umständen zum Seilbetriebe veranlaßt sein, um die kräftige Ausföhrung des Bahngestänges zu umgehen, zu welcher die schweren Berglocomotiven zwingen.

Man kann die verschiedenen Anordnungen des Seilbetriebes zunächst danach unterscheiden, ob zur Bewegung der Wagen resp. Züge Locomotiven oder feststehende Dampfmaschinen angewendet werden. Die einfachste Anordnung ergibt sich für den Fall, daß zum Betriebe Locomotiven dienen sollen. Hierbei sind zwei Geleise neben einander angeordnet, welche beide abwechselnd zum Aufsteigen sowohl wie zum Niedergehen der Züge dienen. Denkt man sich nämlich auf dem Scheitel der geneigten Strecke horizontal oder in der Neigung der Bahn eine Seilscheibe aufgestellt, deren Durchmesser gleich der Entfernung der Geleismitten ist, so kann ein über diese Scheibe gelegtes Drahtseil von der Länge der geneigten Strecke an jedem Ende mit einem Zuge verbunden werden, welcher mit einer Locomotive bespannt ist. Bei der Bewegung der beiden Locomotiven wird dann ein Zug emporsteigen und der andere mit gleicher Geschwindigkeit herabfahren, wobei die beiden Züge sich gegenseitig abbalanciren. Es sei mit Q_a das Gesamtgewicht

des aufsteigenden Zuges sammt seiner Locomotive und mit Q_b dasjenige des niedergehenden bezeichnet, und es sollen die Zugkräfte der Locomotiven bezw. gleich Z_a und Z_b , das Steigungsverhältniß der Bahn gleich n sein. Wenn nun ferner w den Widerstandscoefficienten der Bewegung ohne Berücksichtigung der Steigung bedeutet, so folgt die Kraft, mit welcher der abwärts fahrende Zug an dem Seile wirkt, zu

$$Z_b + (n - w) Q_b,$$

und es wird, unter η den Wirkungsgrad der Seilscheibe und des Seiles verstanden, durch das letztere die Bewegung des aufsteigenden Zuges mit einer Kraft

$$\eta [Z_b + (n - w) Q_b]$$

unterstützt. Man hat daher für diese Bewegung

$$Z_a + \eta [Z_b + (n - w) Q_b] = (n + w) Q_a$$

oder

$$Z_a + \eta Z_b = w (Q_a + \eta Q_b) + n (Q_a - \eta Q_b).$$

Wollte man von den Widerständen, welche mit der Bewegung der Seilrolle sowie des Seiles und seiner Tragrollen verbunden sind, absehen, also $\eta = 1$ voraussetzen, so würde unter der Annahme gleich schwerer Züge, $Q_a = Q_b$, der Betrieb der geneigten Ebene denselben Wirkungsgrad gewähren, wie die Beförderung einer Last $Q_a + Q_b$ auf horizontaler Strecke durch zwei Locomotiven mit der Zugkraft Z_a und Z_b . Abgesehen davon, daß durch die Widerstände des Seiles der Wirkungsgrad in allen Fällen herabgedrückt wird, muß ein weiterer Verlust eintreten, wenn die Züge nicht von gleichem Gewichte sind, oder vielleicht zur Hülfleistung für den aufsteigenden Zug nur eine Locomotive auf dem anderen Geleise herabfährt. In diesem Falle erfordert der nicht abbalancirte Theil des zu Berg gehenden Zuges natürlich die entsprechende Hebearbeit, während bei einem einseitig thalwärts fahrenden Zuge eine bedeutende mechanische Arbeit durch Bremsen vernichtet werden muß.

Ein derartiger Seilbetrieb findet sich in Deutschland auf der geneigten Ebene bei Hochdahl auf der Bahnlinie zwischen Düsseldorf und Elberfeld.

Bei der Anwendung einer stationären Betriebsmaschine kann man zunächst diejenigen Fälle aussondern, in welchen durch die Maschine eine an einem Ende der geneigten Ebene aufgestellte Welle mit zwei Seiltrommeln abwechselnd nach rechts und links umgedreht wird, so daß von den beiden Seilen dieser Trommeln das eine sich aufwickelt, während das andere sich abwickelt. Auch hier sind zwei Geleise neben einander angebracht, auf welchen gleichzeitig einerseits ein Zug aufsteigt und andererseits ein solcher niedergeht. Diese Einrichtungen, welche z. B. bei der Dfener Seilbahn, sowie der=

jenigen auf dem Kahlenberge bei Wien zur Anwendung gebracht sind, kommen im Allgemeinen auf die im ersten Capitel besprochenen geneigten Aufzüge und Fördermaschinen hinaus, und sind hinsichtlich ihrer Wirkungsweise wie diese zu beurtheilen. Sie werden sich hauptsächlich für solche Fälle eignen, in denen gleichzeitig immer das Aufsteigen eines Zuges mit dem Niedergehen eines anderen zusammentrifft, was bei verkehrsreichen Hauptbahnen im Allgemeinen nicht immer zutrifft. Für solche hat man daher den Betrieb in folgender Weise abgeändert.

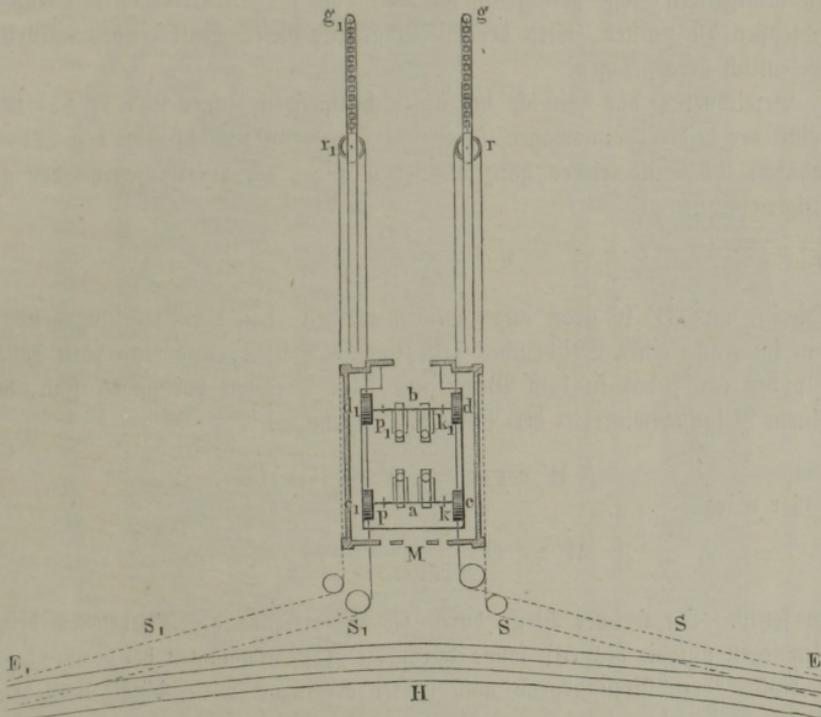
Von den beiden neben einander befindlichen Geleisen dient das eine nur zur Bergfahrt, das andere nur zur Thalfahrt. Ein endloses Drahtseil, dessen parallele Zweige in den Geleismitten durch Tragrollen unterstützt sind, ist an beiden Enden der geneigten Strecke um Seilrollen geführt, deren Durchmesser gleich dem Abstände der Geleise von Mitte zu Mitte ist. Wird nun eine dieser Rollen durch die Betriebsmaschine in Umdrehung gesetzt, so gewährt das aufwärts gehende Seilstück die Möglichkeit, einen mit ihm verbundenen Wagenzug emporzuschleppen. Die Verbindung des Zuges mit dem Seile geschieht dabei durch zangenartig wirkende Organe, welche, auf besonderen Wagen angebracht, das Seil zwischen ihren Backen festklemmen. Diese Wagen, von welchen einer vor und einer hinter dem zu schleppenden Zuge sich befindet, sind gleichzeitig mit kräftigen Bremsen versehen, um nachher dem auf dem anderen Geleise niedergehenden Zuge vorgesetzt zu werden, wenn derselbe nicht mit genügend kräftigen Bremswagen versehen ist. Die Niederfahrt geschieht ohne Zuhilfenahme des Seiles durch Bremsen.

Nach diesem von Maus herrührenden Systeme wurden die geneigten Ebenen bei Nachen und Lüttich hergestellt, von denen die erstere jetzt durch schwere Locomotiven, eine vor und eine hinter dem Zuge, betrieben wird, während auf der Lütticher Steigung der Seilbetrieb für Güterzüge noch in Gebrauch ist.

Die Einrichtung der Lütticher Seilebene ist aus dem Grundrisse Fig. 413 zu ersehen. Die geneigte Ebene ist hierbei in zwei gleich lange geradlinige Strecken E und E_1 (à 1980 m lang) von gleicher Steigung (je 55 m) getheilt, welche, unter einem Winkel von 148° gegen einander geneigt, durch eine horizontale Strecke H von 230 m Länge und 350 m Radius in einander übergehen. Auf dieser horizontalen Strecke ist auch das Maschinenhaus M und das Kesselhaus aufgeführt. Ersteres enthält zwei gleich starke zweicylindrige Dampfmaschinen von je 160 Pferdekraft, von denen für gewöhnlich a für die untere Ebene E und b für die obere Ebene E_1 dient, doch ist die Einrichtung so getroffen, daß jede Maschine jede der beiden Ebenen betreiben kann. Zum Betriebe sind zwei endlose Seile S und S_1 vorhanden, von denen S im untersten Punkte der unteren und S_1 im Scheitel

der oberen Ebene über eine zur Bahnrichtung parallele Umkehrrolle geführt ist. Im Maschinenhause dagegen ist jedes Seil über zwei Rollen c und d , bezw. c_1 und d_1 geführt, und zwar hat jede dieser Rollen bei 4,8 m Durchmesser fünf Seilrinnen, so daß das Seil zur Erzeugung genügender Adhäsion wiederholt die Rollen im halben Umfange umschlingt, in ähnlicher Art, wie dies bei der Windevorrichtung, Fig. 53, näher angegeben wurde. Um die Seile, unabhängig von ihrer Ausdehnung durch die Zugkraft und Temperaturveränderung, immer in gehöriger Weise gespannt zu halten, gehen sie

Fig. 413.



noch über die hinteren Umkehrrollen r und r_1 , welche auf besonderen kleinen Wagen angebracht sind, von denen jeder durch ein in einem Schachte spielendes, an einer Kette hängendes Gewicht g und g_1 von 7000 kg gezogen wird. Wenn nun die Welle der Dampfmaschine a durch die Kupplung k mit der Rolle c und die Welle der Maschine b durch die Kupplung p_1 mit der Rolle d_1 in Verbindung gebracht wird, so dient die Maschine a für die untere Ebene E und b für die obere Ebene E_1 . Man kann aber ebenso gut a durch die Kupplung p mit der Rolle c_1 und b durch die Kupplung k_1 mit der Rolle d in Verbindung bringen, wodurch man im

Falle der Reparaturbedürftigkeit einer Maschine die andere zur Aushilfe benutzen kann.

Die gedachten Zangenwagen sind sechsrädrig, von je 8000 kg Gewicht, und mit je vier kräftigen Schlittenbremsen versehen, welche bei der Thalfahrt durch Schrauben auf die Schienen gepreßt werden. Die Züge haben, incl. der beiden Bremswagen, etwa 60 Tonnen Gewicht und werden aufwärts mit 5,5 m Geschwindigkeit bewegt; bei der Thalfahrt ist die Geschwindigkeit etwas kleiner, hierbei wird ein Bremswagen in der Regel auf fünf beladene Wagen gerechnet. Durch die Nothwendigkeit, mit dem aufwärts zu bewegenden Zuge gleichzeitig die todte Last der Bremswagen mit emporzuschleppen zu müssen, wird der Wirkungsgrad dieses Seilbetriebes natürlich wesentlich herabgezogen.

Bezeichnet Q das Gewicht des aufzuschleppenden Zuges und W das Gewicht der beiden Bremswagen, so ergibt sich, wenn zunächst von den Widerständen des Seilbetriebes ganz abgesehen wird, der Wirkungsgrad der geneigten Ebene zu

$$\eta = \frac{Q}{Q + W}.$$

Hierin muß W so groß angenommen werden, daß die Bremsung genügt, um im Falle eines Seilbruches den Zug anzuhalten, und man hätte daher für den Fall, daß in dem Wagenzuge keine Bremsen vorhanden sind, bei einem Neigungswinkel α der Bahn die Beziehung:

$$\mu W \cos \alpha = (Q + W) \sin \alpha,$$

daher wäre

$$W = Q \frac{\sin \alpha}{\mu \cos \alpha - \sin \alpha}$$

zu setzen. In welcher Weise durch die Widerstände des Drahtseiles beim Umbiegen um die Rollen, sowie durch die Zapfenreibungen der Trag- und Leitrollen der Wirkungsgrad noch weiter verringert wird, dürfte nach dem Früheren in jedem speciellen Falle leicht zu ermitteln sein.

Ein eigenthümlicher Seiltrieb ist im Jahre 1863 von Agudio auf einer 2400 m langen Strecke der Linie Turin-Genua mit Steigungen zwischen $\frac{1}{31}$ und $\frac{1}{37}$ ausgeführt, welcher die Aufmerksamkeit der Eisenbahntechniker in hohem Grade erregte. Hierbei ist eine eingleisige Bahn angeordnet, welche zur Beförderung der Züge nach beiden Richtungen dient. In der Mitte des Geleises ist zunächst ein stärkeres Schleppseil Z gelagert, welches im oberen Punkte der Strecke befestigt, am unteren Ende durch einen schweren Spannwagen in steter Spannung erhalten wird. Zur Beförderung der Züge dient ein besonderer Rollenwagen W , Fig. 414 und 415 (Locomotiveur), auf welchem zwei Rollen AA_1 mit doppelten Seilrinnen gelagert

Fig. 414.

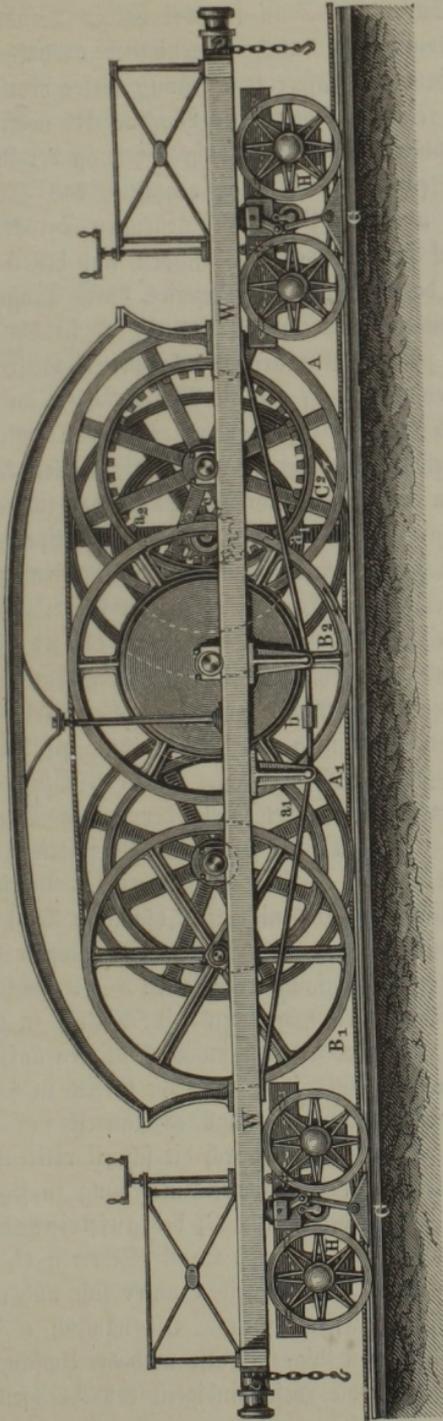
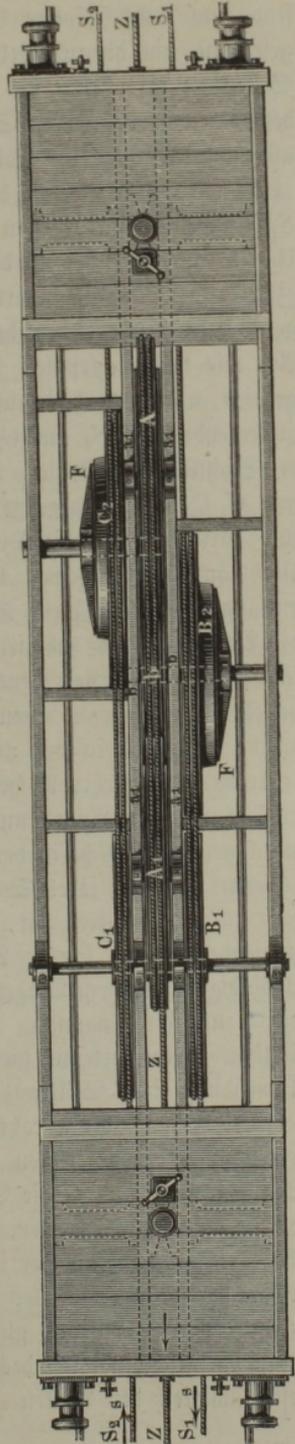


Fig. 415.



sind, um welche Rollen das Schleppseil Z in je zwei halben Windungen gelegt ist, um die zur Verhinderung des Rutschens genügende Adhäsion des Seiles zu erreichen. Es ist deutlich, daß eine Drehung dieser Rollen in dem einen oder anderen Sinne eine Bewegung des Wagens W nebst dem angehängten Zuge zur Folge haben muß. Eine solche Drehung der Rollen AA_1 wird nun erreicht durch ein zweites endloses Seil, das Treibseil $S_1 S_2$, welches im obersten und untersten Punkte der geneigten Strecke über Umkehrrollen geführt ist, die auf Spannwagen sich befinden, und dessen beide Zweige S_1 und S_2 innerhalb der Schienen des Geleises durch Tragrollen gestützt werden. Jedes der beiden Seilzweige S_1 und S_2 ist in ähnlicher Art wie das Schleppseil über zwei Gegenrollen mit doppelten Seilrinnen geführt, und zwar das aufsteigende Seil S_1 um die Rollen $B_1 B_2$ und das absteigende Seil S_2 um C_1 und C_2 . Wird daher das endlose Treibseil in der Richtung der Pfeile s in Bewegung gesetzt, so werden die Rollen $B_1 B_2$ und $C_1 C_2$ nach entgegengesetzten Richtungen gedreht. Es handelt sich daher nur darum, durch die Drehung der Scheiben B und C eine entsprechende Umdrehung der Scheiben A und dadurch einen Transport des Rollenwagens entlang dem Schleppseile Z zu erzeugen. Es muß nun bemerkt werden, daß die Bewegung des endlosen Treibseiles S durch zwei feststehende Maschinen geschieht, von denen eine an jedem Ende der geneigten Ebene aufgestellt ist, und von denen jede auf ein Paar von Gegenrollen wirkt, um welche das Seil in der mehrfach erwähnten Weise wiederholt geführt ist, bevor es die Umkehrrolle des Spannwagens umfängt. Es ist ersichtlich, daß in Folge dieser Anordnung bei der Inbetriebsetzung der beiden Dampfmaschinen, als welche in dem vorliegenden Falle festgestellte Locomotiven angewendet wurden, jedes Seilstück nur die Hälfte der erforderlichen Betriebskraft zu transmittiren hat, folglich ein verhältnißmäßig dünneres Drahtseil verwendet werden kann. Auch giebt man dem Treibseile eine größere Geschwindigkeit als dem Wagen oder dem Umfange der Rollen A des Schleppseiles, um die Spannung des Treibseiles und somit seine Stärke zu verringern. Man erkennt hieraus, daß der Betrieb im Wesentlichen auf die Anwendung einer Seiltransmission hinausläuft, wie dieselbe bereits in §. 38 bei Besprechung der Krähne angeführt wurde, und es handelt sich zur Erreichung des vorgesetzten Zweckes nur darum, durch die schnell rotirenden Seilscheiben B und C die Scheiben A in langsamere Umdrehung zu setzen. Hierzu muß man bemerken, daß die Scheiben B_1 und B_2 des aufsteigenden Seiles S_1 sich mit anderer Geschwindigkeit bewegen, als die Scheiben $C_1 C_2$ des absteigenden Seiles S_2 , trotzdem diese Scheiben unter sich und mit denen des Schleppseiles gleiche Durchmesser haben. Ist nämlich v die Transportgeschwindigkeit des aufsteigenden Wagens, also auch die Umfangsgeschwindigkeit der Rollen A , und ist die Geschwindigkeit des Treibseiles

n mal so groß, also durch nv gegeben, so ist die relative Geschwindigkeit des aufsteigenden Seiles gegen den Umfang der Rollen B wegen deren eigener Bewegung mit dem Wagen durch $nv - v = (n - 1)v$ gegeben, während die relative Geschwindigkeit des absteigenden Seiles gegen den Rollenumfang von C durch $(n + 1)v$ ausgedrückt ist. Daher verhalten sich, wegen der Gleichheit aller Rollendurchmesser, auch die Umdrehungen der Rollen

$$A : B : C = 1 : n - 1 : n + 1.$$

Bei der hier besprochenen Ausführung war $n = 2,25$ gewählt worden, und es ergibt sich daher für die Bewegungsübertragung zwischen A und B_2 ein Uebersetzungsverhältniß von $1 : 1,25 = 4/5$, und zwischen A und C_2 ein solches von $1 : 3,25 = 4/13$. Diese Uebersetzung ist dadurch erreicht, daß die Rolle B_2 mit einer Frictionsscheibe b auf zwei mit den Rollen A verbundene Frictionsscheiben a_1 vom Durchmesser $5/4 b$ wirkt, während die Rolle C_2 mit einem Zahngetriebe c von 12 Zähnen in ein mit A verbundenes Zahnrad a_2 von $3,25 \cdot 12 = 39$ Zähnen eingreift. Dieses Zahnrad mußte innere Verzahnung erhalten, um die erforderliche Drehungsrichtung zu erlangen. Es sind übrigens die Treibrollen B_2 und C_2 nicht fest auf ihre Axen gefeilt, sondern mit denselben durch kräftige Frictionskupplungen F verbunden, so daß die Bewegung des Rollenwagens auf diesem selbst jederzeit unterbrochen und wieder aufgenommen werden kann. Um in solchem Falle den Rollenwagen festzustellen, sowie um die Thalfahrt reguliren zu können, bei welcher selbstverständlich die Frictionskupplungen F auszurücken sind, dient außer den kräftigen Schlittenbremsen G zwischen den Rädern der drehbaren Schemelwagen H noch eine starke Backenbremse, deren Backen gegen die Frictionsscheibe a_1 der einen Schleppseilrolle A_1 gedrückt werden. Diese letztere Bremse, deren Wirkung nicht, wie diejenige der Schlittenbremsen G von dem Gewichte des Rollenwagens abhängt, kann offenbar nicht mehr wirken, sobald ein Bruch des Schleppseiles eintreten sollte, weshalb für eine solche Zufälligkeit die Schlittenbremsen G und ein erhebliches Gewicht des Rollenwagens nicht entbehrt werden können. Dieses tode Gewicht des Rollenwagens wird auf die Verringerung des Wirkungsgrades in derselben Weise wirken, wie dies von den Zangenwagen des vorher besprochenen Maus'schen Systems angeführt worden ist. Die nähere Berechnung des Effectes dieser Art des Seilbetriebes dürfte nach dem Vorstehenden und nach dem über Drahtseilbetrieb Gesagten keine Schwierigkeiten darbieten. Es ist übrigens leicht ersichtlich, daß die hier gewählte Anordnung eines endlosen Treibseiles auch mit der Verwendung einer Zahnstange anstatt eines Schleppseiles verbunden werden kann, in welchem Falle durch das Treibseil eine Drehung der Welle des Zahngetriebes bewirkt werden müßte.

Hier kann noch bemerkt werden, daß man neuerdings den Drahtseilbetrieb auch vielfach zur Transportirung von Baumaterialien und berg-

Fig. 417.

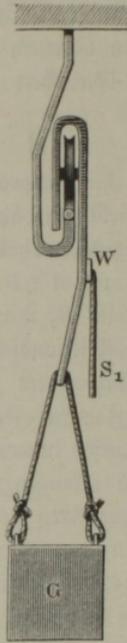


Fig. 416.

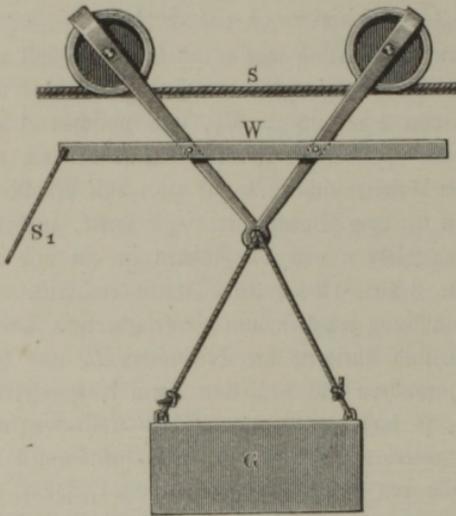


Fig. 418.

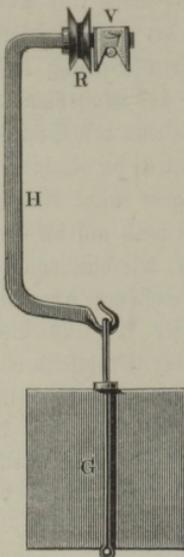
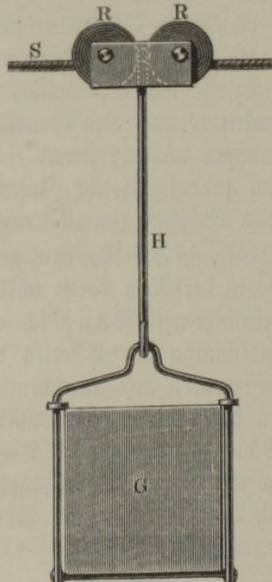


Fig. 419.



männischen Producten auf sogenannten hängenden Bahnen benutzt hat. Eine solche hängende Bahn wird aus einem Drahtseile gebildet, welches zwischen den beiden zu verbindenden Punkten freischwebend ausgespannt und in Zwischenpunkten unterstützt ist, deren Entfernung bis über 100 m betragen kann. Auf diesem Seile S, Fig. 416 und 417, laufen kleine Rollwagen W, an denen die Gefäße G für die zu transportirenden Materialien hängen. Die Bewegung der

Wagen erfolgt durch den Anzug des Treibseiles S_1 , welches sich etwa auf eine Seiltrommel aufwickelt. Von Hodgson ist dieser Betrieb dahin verbessert worden, daß ein besonderes Lauffeil entbehrlich gemacht ist, indem das endlose Treibseil gleichzeitig zum Tragen der zu bewegenden Lasten dient. Zu dem Ende ist jedes Gefäß G , Fig. 418 und 419, vermittelst des Gehänges H und des Sattels V auf das Treibseil S gehängt, welches an jedem Ende der Strecke über eine Rolle gelegt ist, von denen die eine durch eine Dampfmaschine umgedreht wird. Die kleinen Rollen R , mit denen der Sattel V versehen ist, dienen dazu, auf kleine Führungsstücke an den Seilstützen aufzulaufen, so daß die letzteren der Bewegung ein Hinderniß nicht darbieten. Die Vorzüge solcher Seilbahnen, welche natürlich nur für leichte Wagen dienen können, bestehen außer in der einfachen und wohlfeilen Anordnung, besonders darin, daß man sie leicht über Thaleinschnitte, Landstraßen, Flüsse zc. spannen kann.

Atmosphärische Bahnen. Bei den atmosphärischen Eisenbahnen §. 91. hat man den Druck der Luft zur Bewegung der Wagen benutzt. Denkt man sich nämlich in einer längs der Bahn gelagerten Röhre einen Kolben oder kolbenartigen Körper möglichst dicht schließend beweglich, und erzeugt auf der einen Seite dieses Kolbens durch Auspumpen oder Comprimiren der Luft eine Verschiedenheit der beiderseitigen Pressungen, so wird der Kolben in der Röhre sich unter Einfluß des stärkeren Luftdruckes bewegen, sobald die Differenz der auf die beiden Kolbenflächen ausgeübten Pressungen zur Ueberwindung der Bewegungshindernisse ausreicht. Wird nun eine solche Anordnung getroffen, vermöge deren der zu transportirende Wagen gezwungen ist, an der Bewegung des Kolbens Theil zu nehmen, so ist damit die Möglichkeit gegeben, die Wagen nach der einen oder anderen Richtung zu transportiren, je nachdem die eine oder andere Kolbenseite dem größeren Drucke ausgesetzt ist. Eine derartige Einrichtung erfordert daher, ähnlich wie der Seilbetrieb, die Aufstellung von feststehenden Maschinen zur Bewegung der Luftpumpen, und es ist mit diesem Systeme der Vortheil verbunden, daß das Mitbefördern einer so großen Last, wie die Locomotiven sind, hierbei nicht nöthig ist. Dieser Umstand mag wohl der Hauptgrund gewesen sein, weshalb man sich anfänglich vielfach bemüht hat, atmosphärische Bahnen auszuführen, doch hat man wegen der damit verbundenen Uebelstände das zuerst versuchte System sehr bald aufgegeben. Erst in neuerer Zeit ist es durch Einführung von gewissen Verbesserungen gelungen, die praktische Brauchbarkeit des Systems für einzelne Fälle zu erweisen.

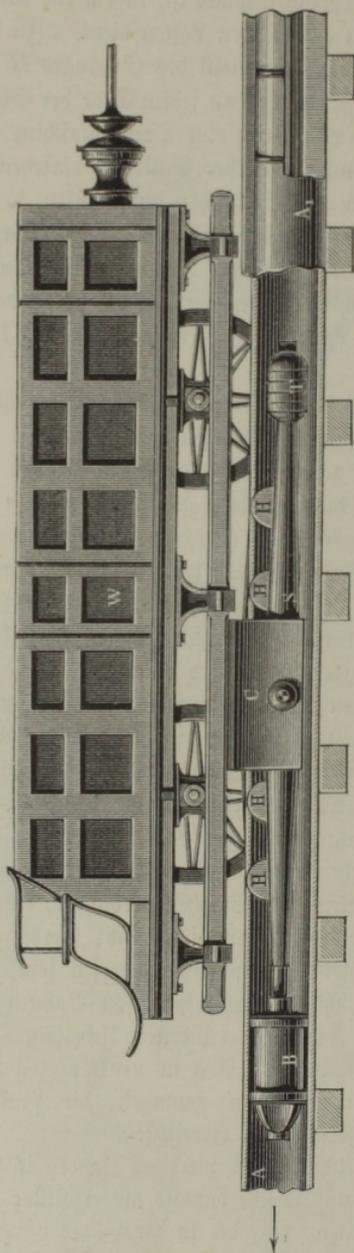
Bei den älteren Ausführungen, welche in den vierziger Jahren in England und Frankreich gemacht wurden, und welche damals als ernstliche Concurrenten der Locomotivbahnen auftraten, war der in der Röhre bewegliche Treibkolben mit dem auf dem gewöhnlichen Geleise laufenden Wagen

durch einen Arm fest verbunden, welcher aus dem Treibrohre durch einen Längenschlitz desselben heraustrat. Dieser der ganzen Länge nach in dem

Kohre befindliche Schlitz mußte natürlich vor dem Kolben dicht geschlossen gehalten werden, um daselbst durch Luftpumpen eine Luftverdünnung zu ermöglichen, in Folge deren der auf die Rückseite des Kolbens wirkende Druck der äußeren Atmosphäre die Verschiebung des Kolbens mit dem damit verbundenen Wagen bewirken konnte. Die Dichtung dieses Schlitzes bildete eine Hauptschwierigkeit, welche immer nur mangelhaft überwunden worden ist, so mannigfach die Vorschläge und Versuche dazu auch gewesen sind.

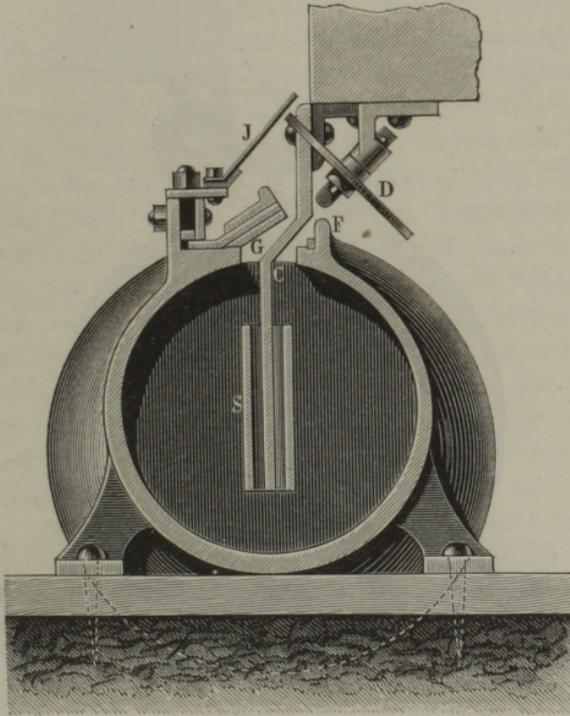
Die Einrichtung, welche von Clegg und Samuda dem Treibapparate der Bahn London=Croydon gegeben wurde, ist aus den Figuren 420 bis 422 im Wesentlichen ersichtlich. In der Röhre AA_1 , welche in der Mitte zwischen den gewöhnlichen Bahnschienen auf denselben Querschwellen befestigt ist, bewegte sich der durch Ledermanschetten gedichtete Kolben B , sobald in der Röhre A vor dem Kolben durch die Luftpumpen eine Luftverdünnung erzeugt wurde. Mit der Kolbenstange S , welche bei T ein Gegengewicht für den Kolben B trägt, war durch den breiten Blecharm C der Wagen W verbunden. Zur Dichtung des Längenschlitzes vor dem Kolben diente eine durch Eisenplatten versteifte Federklappe G , welche in Fig. 422 im geschlossenen Zustande gezeichnet ist. Die Eröffnung dieser Klappe geschah bei der Bewegung des

Fig. 420.



Kolbens durch die mit der Kolbenstange verbundenen Räder *H*, so daß der Arm *C*, wie Fig. 421 zeigt, ungehindert durch den Schlitze passiren konnte. Eine am hinteren Ende des Wagens besetzte Rolle *R* drückte die Lederklappe nach dem Passiren des Wagens wieder zu, während gleichzeitig ein durch Kohlen erwärmtes Bügeleisen *N* die aus Wachs und Talg bestehende Dichtungsmasse bei *F* erweichte und wieder feststrich, so daß die Röhre für die Bewegung eines anderen Wagens wieder vorbereitet war. Die gleichfalls am Wagen besetzte Rolle *D* hatte den Zweck, den die Lederklappe für gewöhnlich bedeckenden Schutzdeckel *J* aus Blech aufzuheben, wenn der Arm *C* vorbeigehen sollte.

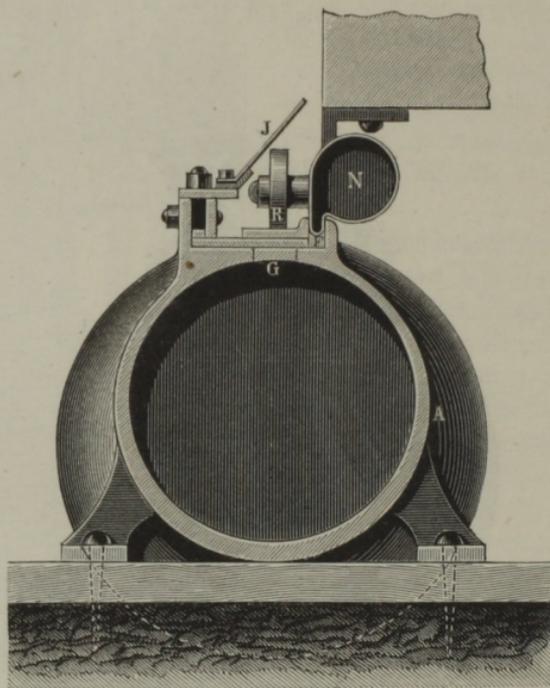
Fig. 421.



Zum Auspumpen der Luft aus der Röhre dienten auf jeder der etwa 5 km von einander entfernten Stationen je zwei Dampfmaschinen à 50 Pferdekraft, die Luftverdünnung variierte zwischen 0,43 und 0,67 Atmosphären, und Züge von 8 bis 9 Wagen im Gesamtgewichte von etwa 27 Tonnen liefen mit 18 m Geschwindigkeit pro Secunde. Schon im Jahre 1848 wurde der atmosphärische Betrieb durch Locomotivbetrieb ersetzt. Auch bei den anderen in England und Frankreich (St. Germain) eingerichteten Bahnen wurde der atmosphärische Betrieb bald aufgegeben.

Der Hauptübelstand bei diesem Systeme muß in der schwierigen Dichtung der langen Klappe erkannt werden, durch deren Undichtigkeit nicht nur stete Verluste an Kraft, sondern auch vielfache Betriebsunterbrechungen herbeigeführt wurden. Bei allen Ausführungen des vorgedachten Systems mußte man übrigens Luftverdünnung anwenden, so daß die Klappe, welche selbstverständlich nur außen angebracht werden konnte, durch den Ueberdruck der äußeren Atmosphäre fest auf ihren Sitz gepreßt wurde. Comprimirte Luft konnte man nicht anwenden, da hierfür die Dichtung des Schlitzes nicht möglich gewesen wäre.

Fig. 422.



Später suchte man die gedachten Uebelstände dadurch zu vermeiden, daß man den Kolben selbst zum Wagen, resp. zum Beförderungsmittel machte, so daß die Nothwendigkeit des Längsschlitzes wegfiel, und daher auch verdichtete Luft zum Treiben des Kolbens angewandt werden konnte. In dieser Ausführung hat man (zuerst L. Clark 1858 in London) dieses System in London, Wien, Berlin, Paris u. zur Beförderung von Depeschen und Briefen angewendet (Kohrpост). Hierbei haben die schmiedeeisernen Treibröhren nur 60 bis 70 mm lichten Durchmesser, und in denselben werden Züge von 15 bis 20 Depeschenbüchsen, nach Art der Fig. 423, befördert.

Diese aus Blech gefertigten Büchsen *a* sind nur am vorderen Ende mit einem gewölbten Boden *b* versehen, und es wird nach ihrer Füllung über das hintere offene Ende die Lederbüchse *d* geschoben. Den Schluß eines solchen Depeschenzuges bildet der durch eine Ledermanschette *m* gedichtete Kolben *k*, Fig. 424, welcher durch den Ueberdruck der Luft auf die Fläche links in Bewegung geräth und die vor ihm eingefestigten Depeschebüchsen vor sich herschiebt. Den Ueberdruck erzeugt man hierbei dadurch, daß man die Luft hinter dem Kolben verdichtet, während man die Luft vor dem Kolben ver-

Fig. 424.

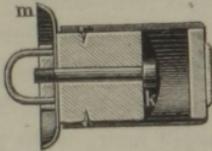
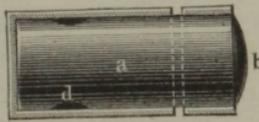


Fig. 423.



herdschiebt. Den Ueberdruck erzeugt man hierbei dadurch, daß man die Luft hinter dem Kolben verdichtet, während man die Luft vor dem Kolben ver-

dünn. Zu dem Zwecke sind auf den betreffenden Stationen die Dampfmaschinen mit Compressionspumpen sowohl wie mit Saugpumpen verbunden, so daß auf jeder Station die Luft in einem Windkessel verdichtet, in einem anderen verdünnt werden kann. Da man es nun auf jeder Station vermöge der Einrichtung der Empfang- und Versandtapparate in der Hand hat, das Rohr mit dem Compressionswindkessel oder mit dem Vacuumkessel zu verbinden, so erkennt man hieraus die Möglichkeit, die Züge beliebig in der einen oder anderen Richtung zu befördern. Bei der Berliner Rohrpost hat die Luft im Compressionskessel gewöhnlich einen Ueberdruck von $1\frac{1}{2}$ Atmosphären, im Vacuumkessel beträgt die Pressung etwa 0,75 Atmosphären. Die Züge, welche aus 15 bis 20 Depeschebüchsen bestehen, von denen jede etwa 20 Briefe faßt, fahren mit einer Geschwindigkeit von etwa 15 m, höchstens 20 m in der Secunde. Für den Wirkungsgrad der pneumatischen Transportapparate gelten dieselben Betrachtungen, welche in §. 20 hinsichtlich der pneumatischen Hebevorrichtungen angestellt wurden, und es ist also der Wirkungsgrad dabei um so geringer, je größer das Verhältniß der Luftpressungen auf die beiden Kolbenflächen angenommen wird. Auch ist der Wirkungsgrad unter sonst gleichen Verhältnissen kleiner bei dem Betriebe durch Luftverdünnung als bei demjenigen mit comprimierter Luft. Näheres hinsichtlich der Einrichtung der Apparate siehe an unten*) angegebenen Orten.

Man hat dieses System der Beförderung in geschlossenen Röhren, welches man wohl zum Unterschiede von dem älteren atmosphärischen das pneumatische zu nennen pflegt, auch auf die Beförderung von Personen ausgedehnt, indem man den Röhren einen zur Aufnahme von Eisenbahnwagen genügend großen Durchmesser gegeben hat. Der erste derartige Versuch

*) Heusinger's Handbuch für Eisenbahnkunde, Bd. I; Pernolet, L'air comprimé et ses applications, Paris 1867; Mühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. III; Deutsche Bauzeitung 1877, Nr. 12 und 14 u. a. a. O.

wurde 1864 von Kammel auf einer 547 m langen Strecke in der Nähe von Sydenham bei London gemacht. Die mit einfachem Geleise versehene Röhre ist gemauert und hat bei 3 m Höhe und 2,73 m Breite genügenden Querschnitt zur Aufnahme der größten Personenwagen der gewöhnlichen Eisenbahnen. Mit dem Wagen ist ein Rahmen verbunden, welcher, dem Querschnitte der Röhre sich anschließend, durch einen Bürstenbesatz den dichten Abschluß bewirkt. Bei der großen Druckfläche genügt hierbei eine sehr geringe Differenz der Luftpressungen vor und hinter dem Wagen, so daß zur Herstellung derselben ein mächtiges Windrad von 5,38 m Durchmesser verwendet werden konnte. Die Einrichtung ist dabei so getroffen, daß dieser Ventilator ebensowohl zur Fortbewegung des Zuges die Luft in das Rohr hineinpresse, wie auch aus demselben heraussaugen kann, wenn ein Zug herangeholt werden soll. Bei einer Druckdifferenz von $\frac{1}{96}$ Atmosphäre ergab sich, daß der Wagen mit 30 bis 35 Personen die Bahn von 547 m Länge, welche Curven von 170 m Radius und Steigungen von $\frac{1}{15}$ enthielt, in 50 Secunden, also etwa mit 10 m Geschwindigkeit durchlief.

In Folge dieser Versuche hat man diesem Beförderungssysteme größere Aufmerksamkeit zugewendet, und es kann dasselbe in gewissen Fällen wohl Vorzüge vor dem Locomotivsysteme gewähren, namentlich bei starken Steigungen, welche durch Locomotiven nicht mehr oder nur mit sehr geringem Wirkungsgrade zu überwinden sind. Der Wirkungsgrad des pneumatischen Systems wird bei größeren Steigungen wegen des fast gänzlichen Fortfalles der todten Last nicht so bedeutend herabgezogen, wie bei dem Locomotivbetriebe, und bei der geringen erforderlichen Pressungsdifferenz der Luft fallen auch die Kraftverluste geringer aus. Indessen ist nach den heutigen Erfahrungen über die praktische Brauchbarkeit der pneumatischen Bahnen ein Urtheil noch nicht abzugeben.

Anmerkung. Ueber Eisenbahnen und Eisenbahntransport ist die Literatur entsprechend der Bedeutung des Gegenstandes eine sehr ausgedehnte. Außer dem in dem vorstehenden Capitel mehrfach angeführten größeren Werke von Heusinger v. Waldegg enthält dessen Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens Mittheilungen und Zeichnungen über alle einigermaßen bemerkenswerthen Erscheinungen auf diesem Felde. Außerdem sind besonders folgende Werke anzuführen: Redtenbacher, Die Geetze des Locomotivbaues, sowie dessen Resultate für den Maschinenbau; Clark, Railway — machinery 1855; Colburn, Locomotive — engineering, London 1871; Couche, Voie, matériel roulant, et exploitation technique des chemins de fer, Paris 1873; Lechatelier, Flachet, Petiet u. Polonceau, Guide du mécanicien constructeur et conducteur des machines locomotives, Paris 1859; Perdonnet, Traité élémentaire des chemins de fer, 1865; Welfner, Die Locomotive, Göttingen 1859, sowie H. v. Waldegg und Claus, Die Locomotivmaschine 1858. Ferner sind hervorzuheben: Winkler, Vorträge über Eisenbahnbau; v. Raven, Vorträge über Ingenieurwissenschaften an der polytechnischen Schule

zu Aachen; Heyne, Das Traciren der Eisenbahnen, Wien 1865. Von älteren Veröffentlichungen ist zu erwähnen: Etudes sur la stabilité des machines locomotives par Lechatelier, Paris 1849; Théorie de la stabilité des machines locomotives en mouvement par Y. Villarceau, 1852; Note sur la stabilité des machines locomotives par Resal und Des contre-poids appliqués aux roues motrices des machines locomotives par Couche, Annales des mines, 1853; Cinquième Serie, Tome III; siehe auch den Artikel von Weisbach, Die Mechanik des Dampfwagens, Civil-Ingenieur, Bd. II. In historischer Hinsicht ist auch zu empfehlen: The steam engine, steam navigation, roads and railways by D. Lardner, London. Eine speciellere Angabe der Literatur über diesen Gegenstand findet sich in G. v. Waldegg's Handbuch und in Kuhlmann's Allgemeiner Maschinenlehre Bd. III.