Der Maschinenbau

Redtenbacher, Ferdinand

Mannheim, 1865

Erster Abschnitt. Der Lokomotivbau

urn:nbn:de:bsz:31-278533

ERSTER ABSCHNITT.

Der Lokomotivbau.

Beschreibung einiger Bahnwagen. Die Eisenbahnwagen unterscheiden sich von den Strassenwagen im Wesentlichen dadurch, dass bei denselben die Räder mit den Axen fest verbunden sind, also einen starren Körper bilden, der auf der Bahn fortrollt, während bei den Strassenwagen die Axen unveränderlich mit dem Gestellbau verbunden sind und die Räder um die Axen rotiren. Wir wollen eine Axe mit zwei daran befestigten Rädern ein Laufwerk nennen. Es gibt Laufwerke mit Zapfen und Laufwerke ohne Zapfen.

Die Zapfen werden gewöhnlich Axenschenkel genannt. Taf. I, Fig. 1 zeigt ein Laufwerk mit Zapfen. Fig. 2 ist eines ohne Zapfen mit Hälsen. Die Transportwagen haben stets Laufwerke mit Zapfen, der Wagenbau sitzt daher ausserhalb der Räder auf den Zapfen. Die Laufwerke mit Hälsen kommen nur bei Lokomotiven vor, der Wagenbau sitzt dann innerhalb der Räder auf den Axen. Die Axen sind gewöhnlich von Schmiedeisen, zuweilen aber auch von Gussstahl. Die Theile eines Rades sind: 1) Die Nabe, gewöhnlich aus Gusseisen, zuweilen aus Schmiedeisen. 2) Das Speichensystem, stets aus Schmiedeisen, gewöhnlich, namentlich bei Lastwagen aus einzelnen blattförmig zusammengebogenen Schienen zusammengesetzt, bei Lokomotiven zusammengeschweisst. 3) Der Spurkranz, gewöhnlich aus Schmiedeisen, ausnahmsweise für schwere Lokomotive aus Gussstahl. Derselbe umgibt das Speichensystem, hat aussen eine schwach konische Form mit einem radial gerichteten Rand, welcher das Ablaufen der Räder von den Bahnschienen verhütet.

Die einfachste Wagenkonstruktion, die jedoch nur zum langsamen Transport innerhalb der Bahnhöfe gebraucht wird, besteht aus zwei Laufwerken, deren Axen eine unveränderliche parallele Richtung haben, und aus einem auf den Zapfen der Laufwerke aufliegenden Rahmenbau aus Holz mit Eisenarmen, auf welchen die Lasten gelegt werden. Siehe Fig. 3.

Die einfachste Konstruktion der Transportwagen für schnelle Bewegungen mit Lokomotiven unterscheidet sich von diesen Rollwagen im Wesentlichen nur dadurch, dass der Rahmenbau nicht unmittelbar auf den Axenbüchsen aufliegt, sondern durch elastische Stahlfedern, die mit den Axenbüchsen verbunden werden, getragen wird.

Fig. 4 zeigt ein Laufwerk mit der Axenbüchse a und mit der Feder b, Fig. 5 zeigt ein Stück des Rahmenbaues, gleichsam über der Axe schwebend dargestellt. Wird der Rahmen niedergelassen, so legen sich die Platten c c auf die Federenden b b und kommen die vertikalen Flächen der Mitnehmer d d mit den vertikalen Seitenflächen der Axenbüchse in Berührung. In den Punkten b b wird der Rahmenbau getragen. Durch die gabelförmigen Mitnehmer d d wird das Laufwerk auf der Bahn fortgerollt, wenn an dem Rahmen angezogen wird. Auf dem Rahmenbau wird ein zur Aufnahme der fortzuschaffenden Lasten geeignet eingerichteter Wagenkasten angebracht. Siehe Fig. 6.

Die Konstruktion der Transportwagen mit drei Axen unterscheidet sich von der vorhergehenden nur durch ein drittes Laufwerk. Fig. 7 zeigt einen solchen Wagenbau.

Wir werden in der Folge sehen, dass diese Transportwagen mit parallelen Axen nur in geraden Bahnstrecken zwanglos laufen können, in Bahnkrümmungen aber viel Widerstand verursachen. Auf Bahnen mit stärkeren Krümmungen wird meistens die von dem amerikanischen Ingenieur *Norris* erfundene Konstruktion Fig. 8 angewendet. Der Rahmen mit dem Wagenkasten wird hier durch zwei kleine Wägelchen a und b getragen, die ganz ähnlich gebaut sind, wie die einfachsten Transportwagen mit zwei parallelen Axen. Jedes Wägelchen ist um einen Zapfen gegen den Rahmenbau drehbar, so dass die Axenrichtungen der beiden Wägelchen jeden beliebigen Winkel bilden können. In Krümmungen stellt sich jedes Wägelchen so, dass die Axenrichtungen gegen die Bahnkrümmung radial zu stehen kommen.

Andere Wagenkonstruktionen sind heut zu Tage nicht mehr im Gebrauch.

Bauart der Lokomotive im Allgemeinen.

Alle gegenwärtig im Gebrauch befindlichen Lokomotive stammen von einer von *Robert Stephenson* erfundenen Anordnung ab, stimmen daher in gewissen wesentlichen Einrichtungen überein.

Der Wagenrahmen besteht aus zwei, vier oder selbst aus sechs ziemlich hohen, aber dünnen Schienen, von denen die äusseren durch eiserne oder hölzerne Querbalken, die sogenannten Bufferbalken, verbunden sind. Die Räder sind fest mit den Axen verbunden, und diese letzteren sind entweder innerhalb oder ausserhalb der Räder mit Axenbüchsen versehen. Der Rahmenbau liegt vermittelst eines Systems von Federn auf den Axenbüchsen, und jede derselben wird durch eine von dem Rahmen ausgehende Gabel, der sogenannten Axengabel, umfasst. Bei dieser Wagenkonstruktion kann der Rahmenbau vermittelst des Systems der Federn innerhalb gewisser Grenzen jede beliebige Lage gegen die Axen annehmen; so wie aber der Rahmen fortgezogen wird, werden die Axen und Räder durch die Axengabeln mit fortgenommen.

Der Kessel besteht aus den vier Hauptbestandtheilen: Feuerkasten, Röhrenkessel, Rauchkammer, Kamin. Er ist mit dem Rahmenbau zu einem starren Ganzen verbunden, das vermöge der Federn auf den Axenbüchsen umhergaukeln kann.

Alle Lokomotive sind wenigstens mit zwei Dampfmaschinen versehen. Die Cylinder derselben haben stets eine genau oder nahezu horizontale Lage, und sind entweder mit dem Kessel oder mit dem Rahmenbau unveränderlich verbunden. Rahmenbau, Kessel und Cylinder bilden also ein starres Ganzes. Der Hin- und Herlauf der Kolben wird durch Vermittlung von Schubstangen und Kurbeln in die drehende Bewegung einer der Wagenaxen verwandelt. Die Punkte, in welchen die Kolbenstangen mit den Schubstangen verbunden sind, werden durch Gleitstücke und Führungslineale, die an dem Rahmenbau oder am Kessel befestigt sind, geradlinig geführt.

Zur Steuerung werden gewöhnlich einfache Schieber mit schwacher innerer und starker äusserer Ueberdeckung gebraucht, die eine schwache Expansion zulassen. Ihre Bewegung wird durch excentrische mit der Triebaxe verbundene Scheiben hervorgebracht. Diese excentrischen Scheiben dienen gewöhnlich auch zur Bewegung der Speisepumpen.

Die Abweichungen in der Bauart der Lokomotive betreffen vorzugsweise:

a. die Bauart des Rahmens;

b. die Lage der Dampfcylinder;

c. die Stellung und Verbindung der Räder.

In diesen Hinsichten gibt es:

a. Lokomotive mit innen liegenden, mit aussen liegenden, mit sowohl innen als auch aussen liegenden Rahmen;

b. Lokomotive mit innen in der Rauchkammer liegenden Cylindern, mit aussen an der Rauchkammer liegenden Cylindern, mit aussen ungefähr in der Mitte des ganzen Baues angebrachten Cylindern;

c. Lokomotive mit freien und mit gekuppelten Rädern.

Eine vollständige Uebersicht aller bis jetzt in Gebrauch gekommenen Lokomotive ist für unsere Zwecke nicht nothwendig; die bis jetzt am häufigsten in Gebrauch gekommenen Konstruktionen sind folgende:

Beschreibung einiger Lokomotive.

I. **Erste Personenzug-Lokomotive von Robert Stephenson** (Taf. I, Fig. 9 und 10). Dieses ist die erste vollkommenere Konstruktion, nach welcher alle späteren angeordnet wurden. Die Cylinder liegen in der Rauchkammer und werden durch die Wände derselben getragen. Sie sind durch vier von den Cylindern ausgehende, die Triebaxe mit Gabeln umfassende und an die vordere Wand der Feuerbüchse genietete hohe Schienen direkt an die Triebaxe gehängt. Die zur Geradführung der Kolbenstangen dienenden Führungslineale sind gegen die inneren dieser vier Schienen geschraubt. Die in die Nähe der Feuerbüchse gelegte Triebaxe ist mit zwei rechtwinklig gegen einander gestellten Kurbeln versehen. Von den zwei Axen der Laufräder befindet sich die eine vorn in der Nähe der Rauchkammer, die andere unmittelbar hinter dem Feuerkasten. Die Lokomotive hat auch einen äusseren Rahmen, mit welchem der Kesselbau verbunden ist. Sämmtliche Axen haben ausserhalb ihrer Räder Axenzapfen, die von Axenbüchsen umgeben sind, und auf welchen der ganze Bau vermittelst eines Systems von Federn elastisch aufliegt.

II. **Zweite Personenzug-Lokomotive von Robert Stephenson**, mit innen liegenden Cylindern (Taf. I, Fig. 11 und 12). Diese unterscheidet sich von der vorhergehenden durch den Rahmenbau und durch die Radstellung. Die Lokomotive hat einen ganz einfachen inneren Rahmen, der an den Seitenwänden des Feuerkastens und der Rauchkammer hinzieht und mit welchem der Kessel und die Cylinder verbunden sind. Die an der ersteren Lokomotive angebrachte direkte Verbindung der Cylinder mit der Triebaxe, so wie auch die äusseren Rahmen sind hier nicht vorhanden. Die Axen sämmtlicher Räder befinden sich zwischen dem Feuerkasten und der Rauchkammer; die Axe der hinteren Laufräder unmittelbar vor dem Feuerkasten, die Axe der vorderen Laufräder unmittelbar hinter der Rauchkammer. Die mit zwei rechtwinklig gegen einander gestellten Kurbeln versehene Triebaxe befindet sich in der Mitte etwas hinter dem Schwerpunkt des ganzen Baues. Die Axen haben keine äusseren Axenzapfen, sondern sie sind innerhalb der Räder mit Axenbüchsen versehen, auf welchen der ganze Bau mit Federn elastisch aufsitzt.

III. **Dritte Personenzug-Lokomotive von Robert Stephenson** (Taf. II, Fig. 1 und 2), mit äusseren Cylindern. Kessel, Rahmenbau und

Radstellung stimmen bei dieser Lokomotive mit der unter II. beschriebenen überein. Die Cylinder liegen aussen neben der Rauchkammer und sind an die inneren Rahmen geschraubt. Auch hier haben die Axen keine äusseren Zapfen, sondern sind innerhalb der Räder mit Axenbüchsen versehen. Die Geradführungen sind an die Rahmen geschraubt. In die kurbelförmig erweiterten Naben der Triebräder sind Kurbelzapfen eingesetzt, auf welche die Maschinen durch Vermittlung von Schubstangen einwirken.

IV. **Personenzug-Lokomotive von Crampton** (Tafel II, Figur 3 und 4). Diese unterscheidet sich von der vorhergehenden theils durch den Rahmenbau, theils durch die Radstellung. Die Lokomotive hat innere und äussere durch die Bufferbalken verbundene Rahmen; die inneren Rahmen liegen an den Seitenwänden des Feuerkastens und der Rauchkammer. Die Cylinder liegen ausserhalb ungefähr in der Mitte der Lokomotive, und jeder derselben ist an die zwei an einer Seite der Lokomotive befindlichen Rahmen geschraubt. Die Triebräder sind von beträchtlicher Grösse; ihre Axe liegt unmittelbar hinter dem Feuerkasten. Die Axengabeln für die Triebaxe sind nach aufwärts gekehrt, so dass die Triebaxe mit den Rädern leicht ausgehoben werden kann.

V. **Die Lokomotive von Norris** (Taf. II, Fig. 5 und 6). Diese Lokomotive hat einen cylindrischen Feuerkasten, innere Rahmen, vier durch Kupplungsstangen verbundene Triebräder. Von den Axen der Triebräder liegt die eine vor, die andere hinter der Feuerbüchse. Die Cylinder liegen aussen an der Rauchkammer in etwas schiefer Richtung. Die Maschinen wirken zunächst vermittelst sehr langer Schubstangen auf die hinter dem Feuerkasten befindlichen Triebräder. Es sind vier Laufräder vorhanden, die zu einem besonderen um einen mittleren vertikalen Zapfen drehbaren Wagen vereinigt sind. Der vordere Theil der Lokomotive liegt in zwei Punkten auf den Federn dieses Wagens. Durch diesen drehbaren Vorderwagen kann diese Lokomotive leichter in Krümmungen laufen, als starr gebaute Lokomotive.

VI. **Erste Güterzug-Lokomotive von R. Stephenson,** mit innen liegenden Cylindern und mit vier gekuppelten Triebrädern (Taf. II, Fig. 7 und 8). Diese Lokomotive ist im Wesentlichen wie die unter I. beschriebene konstruirt, und unterscheidet sich von derselben nur dadurch, dass die vier hintern Räder gleich gross und durch Kupplungsstangen verbunden sind.

VII. **Zweite Güterzug-Lokomotive von R. Stephenson,** mit aussen liegenden Cylindern und mit vier gekuppelten Rädern (Taf. III, Fig. 1 und 2).

Die Bauart dieser Lokomotive stimmt mit der unter III. beschriebenen überein und unterscheidet sich von dieser nur dadurch, dass die vier hinteren Räder gleiche Grösse haben und durch Kupplungsstangen verbunden sind.

VIII. **Dritte Güterzug-Lokomotive der Württembergischen Eisenbahnen.** (Taf. III, Fig. 3 und 4). Diese Lokomotive ist im Wesentlichen nach der von *Norris* konstruirt. Die Cylinder liegen jedoch horizontal und wirken zunächst auf die vor dem Feuerkasten befindliche Triebaxe.

IX. **Berg-Lokomotive von Engerth.** Es ist für unsere Zwecke nicht nothwendig, alle bis jetzt versuchten Konstruktionen von Berglokomotiven zu beschreiben; wir begnügen uns mit der Beschreibung der in neuerer Zeit auf der Sömmering-Bahn in Anwendung gekommenen, von *Engerth* erfundenen und in der Maschinenfabrik zu Esslingen ausgeführten Lokomotive (Taf. III, Fig. 5 und 6). Bei dieser Konstruktion bilden die eigentliche Lokomotive und der Tender ein zusammenhängendes Ganzes. Die eigentliche Lokomotive hat aussen liegende Cylinder und sechs mit einander gekuppelte Räder. Dieser Theil des ganzen Baues weicht von einer gewöhnlichen Güterzug-Lokomotive im Wesentlichen nur dadurch ab, dass die hintere Axe von den Cylindern aus vermittelst Schubstangen getrieben wird, und dass der Kessel nach rückwärts beträchtlich verlängert ist. Dieser verlängerte Theil des Kessels wird durch den Tender getragen, der mit vier gekuppelten Rädern versehen ist. In Fig. 6 ist zu erkennen, wie der Kessel vermittelst zweier Tatzen auf dem Rahmen des Tenders aufliegt. Tender und Lokomotive sind aber auf zweierlei Weise in Zusammenhang gebracht. Sie sind zunächst mit einem in Fig. 6 angedeuteten vertikalen Bolzen so verbunden, dass sie sich gegen einander verstellen und in Bahnkrümmungen ungezwungen laufen können. Die hintere Axe der Lokomotive und die vordere Axe des Tenders sind aber auch noch durch drei Räder in Zusammenhang gebracht, so dass das totale Gewicht des ganzen Baues auf Adhäsion wirkt. Die Axe des mittleren dieser drei Räder, dessen Zähne von Gussstahl sind, wird durch einen Rahmen getragen, welcher gegen die hintere Axe der Lokomotive eine unveränderliche Lage hat, gegen welchen jedoch die vordere Axe des Tenders bei einer Verwendung desselben gegen die Lokomotive ihre Lage verändern kann. Die Richtung des Bolzens, durch welchen Tender und Lokomotive zusammengehängt sind, geht durch den Eingriffspunkt des hinteren und des mittleren Rades.

Widerstände eines Trains. Eine ganz genaue Kenntniss der Widerstände, welche der Bewegung eines Wagenzuges entgegenwirken, wäre für den Bau der Bahn, so wie auch für die Konstruktion der Wägen von sehr grosser Wichtigkeit. Wären diese Widerstände ganz genau bekannt, so würde man daraus ersehen, wie die Bahn und wie die Wägen zu bauen wären, um die Widerstände der Bewegung und die verschiedenen zweckwidrigen schlängelnden und gaukelnden Bewegungen der Wägen möglichst zu vermindern. Insbesondere würde man durch die Kenntniss der wahren Gesetze der Widerstände die zweckmässigste Spurweite der Bahn, die angemessenste Grösse und Umfangsform der Räder, die Entfernung der Axen und das System der Federung best möglichst zu bestimmen im Stande sein. Allein eine scharfe Bestimmung der Wagenbewegungen auf Eisenbahnen ist mit nicht geringen Schwierigkeiten verbunden, denn der Ursachen, welche auf diese Bewegung Einfluss haben, gibt es gar zu viele. Es hängt diese Bewegung ab: 1) von den Krümmungsverhältnissen der Bahn; 2) von ihrer Steigung; 3) von den Unebenheiten der Schienen und der mehr oder weniger vollkommenen Verbindung derselben; 4) von der Spurweite; 5) von der Querschnittsform der Schienen; 6) von der Anzahl, Grösse und Umfangsform der Räder; 7) von der Entfernung der Axen und ihrer gegenseitigen Beweglichkeit; 8) von dem Systeme der Federung; 9) von der Lage des Schwerpunktes des auf den Federn liegenden Baues gegen die Axen und insbesondere von der Höhe dieses Schwerpunktes über den Axen u. s. w.

Für den Lokomotivbau, welchen wir hier nur allein im Auge haben, ist eine so scharfe Kenntniss der Widerstände nicht so dringend nothwendig; es genügt für diesen Zweck diejenige Genauigkeit, welche durch Versuche und Beobachtungen erreicht werden kann. Die bis jetzt durch Versuche erreichte Genauigkeit ist aber eben keine grosse; die Resultate, welche verschiedene gleich achtenswerthe Beobachter gefunden haben, weichen sehr beträchtlich von einander ab, und es kann nicht wohl anders sein, denn die Bewegungen sind einmal so komplizirt, geschehen theilweise so regellos und mit so grosser Geschwindigkeit, dass von genauen Messungen der Erscheinungen gar nicht die Rede sein kann.

W. Harding gibt für den Widerstand eines Wagenzuges ohne Lokomotive folgenden Ausdruck:

$$W_1 = T_1 \left(6 + \frac{V_1}{3} + \frac{0{\cdot}0025\ F_1\ V_1^2}{T_1}\right) \quad \ldots\ldots \quad (1)$$

In demselben bedeutet:

W_1 den Widerstand des Trains in englischen Pfunden zu 0.454 Kilg.

T_1 das Gewicht des Trains in englischen Tonnen zu 1016 Kilg.
F_1 die Stirnfläche des vordersten Wagens in englischen Quadratfussen zu 0.093 Quadradmetern.
V_1 die Geschwindigkeit des Trains in einer Stunde in englischen Meilen zu 1609 Meter.

Das erste Glied innerhalb der Klammer bezieht sich auf die Axenreibungen, das zweite der Geschwindigkeit proportionale Glied soll den Widerstand bestimmen, den die Bahn und die schlängelnde Bewegung des Wagenzuges verursacht; das dritte Glied bezieht sich auf den Luftwiderstand.]

Um diese Formel in französische Maasseinheiten zu übersetzen, nennen wir:

W den Widerstand des Trains in Kilogrammen.
T das Gewicht des Trains in Tonnen à 1000 Kilogramme.
F die Stirnfläche des vordersten Wagens in Quadratmetern.
V die Geschwindigkeit des Trains in Metern in einer Sekunde.

Dann ist:

$$W_1 = 2{\cdot}205\ W \qquad T_1 = 0{\cdot}984\ T \qquad F_1 = 10{\cdot}75\ F \qquad V_1 = 2{\cdot}23\ V$$

Führt man diese Werthe in den Ausdruck (1) ein, so findet man:

$$W = T\left[2{\cdot}680 + 0{\cdot}3323\ V + 0{\cdot}0609\ \frac{F V^2}{T}\right] \quad . \; . \; . \; . \quad (2)$$

Es wird gewöhnlich behauptet, dass dieser Ausdruck mit der „Erfahrung" ziemlich gut stimmende Werthe gebe. Dies scheint jedoch nicht möglich zu sein. Der Coeffizient des zweiten Gliedes ist wahrscheinlich viel zu gross, und der Luftwiderstand richtet sich doch nicht blos nach der Stirnfläche des vordersten Wagens, sondern auch nach der Anzahl der Wagen des Trains.

D. Gooch berechnet den Widerstand eines Trains mit Lokomotive vermittelst folgender Formel, in welcher W_1 T_1 V_1 die früher angegebene Bedeutung haben und durch L_1 das Gewicht der Lokomotive in englischen Tonnen, $\mathfrak{B}_1$ das Volumen des Trains in englischen Kubikfussen bezeichnet ist:

$$W = \left\{\begin{array}{l} L_1\left[5 + 0{\cdot}5\ V_1 + 0{\cdot}00004\ T_1\ V_1^2\right] \\ + 0{\cdot}00002\ \mathfrak{B}_1\ V_1^2 \\ + \frac{1}{15}\ V_1\ T_1 \\ + 6\ T_1 \end{array}\right\} \quad . \; . \; . \quad (3)$$

Das erste Glied bestimmt den Widerstand der Lokomotive mit Einschluss des Tenders in englischen Pfunden, das zweite Glied bestimmt den Luftwiderstand, das dritte den Widerstand, den die Unebenheit der Bahn und die schlängelnde Bewegung der Wägen verursacht, das vierte Glied endlich die Axenreibung.

Reduzirt man diese Werthe auf französische Einheiten, indem man setzt:

$$W_{,} = 2{\cdot}205\ W \qquad T_{,} = 0{\cdot}984\ T \qquad V_{,} = 2{\cdot}23\ V \qquad \mathfrak{V}_{,} = 35{\cdot}3\ V$$

wobei $\mathfrak{V}$ das Volumen des Trains in Kubikmetern bedeutet, so findet man:

$$\frac{W}{T} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{L}{T}\left[2{\cdot}23 + 0{\cdot}138\ V + 0{\cdot}0000068\ T\ V^2\right] \\ + 0{\cdot}000124\ \frac{\mathfrak{V}\ V^2}{T} \\ + 0{\cdot}0185\ V \\ + 2{\cdot}68 \end{array} \right\} \quad . \ . \ (4)$$

Diese Berechnungsweise verdient aber wenig Vertrauen. Das Glied $0{\cdot}0000068\ T\ V^2$ scheint mit der Natur der Sache in keinem richtigen Zusammenhang zu sein, der Luftwiderstand des Trains ist seinem Volumen proportional angenommen, was gewiss unrichtig ist, und der von der schlängelnden Bewegung herrührende Widerstand ist wahrscheinlich zu klein in Rechnung gebracht; wenigstens ist es auffallend, dass er 5 Mal kleiner ist, als nach der Regel von *Harding*.

Ich glaube, dass man durch die folgende Berechnung, die auf einer Combination der durch verschiedene Beobachter gemachten Erfahrungen beruht, der Wahrheit näher kommen dürfte, als durch die Berechnungen von *W. Harding* und von *Gooch*.

Widerstand des Trains und der Lokomotive. (Englische Maasseinheiten.)

1. Axenreibung eines Trains ohne Lokomotive, sowohl nach *Harding* als nach *Gooch*	$6\ T_{,}$
2. Widerstand, den die Bewegung des Trains auf der Bahn theils durch ihre Unebenheiten, theils durch die schlängelnde Bewegung verursacht, nach *Gooch*	$\frac{1}{15}\ V_{,}\ T_{,}$
3. Axenreibung der Lokomotive nach *Pambour*	$6\ L_{,}$
4. Reibungswiderstand, den die Mechanismen der Lokomotive verursachen, wenn dieselbe keinen Train zieht, nach *Pambour* . . .	$8\ L_{,}$

5. Bahn- und Rollungswiderstand der Lokomotive nach *Gooch*	$\frac{1}{2} L_1 V_1$
6. Zunahme der Maschinenreibung, wenn die Lokomotive einen Train fortzieht, der einen Widerstand W_1 verursacht, nach *Pambour*	$0{\cdot}14\ W_1$
7. Luftwiderstand des ganzen Trains sammt Lokomotive, nach *Pambour*	$0{\cdot}0025\,(F_1 + \frac{1}{4}\,i\,f)\,V_1^2$
Hier bedeutet F_1 die Stirnfläche des Trains, f die Stirnfläche eines Wagens, i die Anzahl der Wägen.	
8. Neigung der Bahn	$2200 \sin \alpha\,(T_1 + L_1)$
wobei α den Neigungswinkel der Bahn bezeichnet.	
9. Krümmungswiderstand	K_1
Der Werth von K_1 wird in der Folge bestimmt werden.	

Die Summe dieser Glieder gibt den Totalwiderstand W_1. Bildet man diese Summe, setzt dieselbe gleich W_1 und sucht aus dieser Gleichheit den Werth von W_1, so findet man:

$$W_1 = 6{\cdot}97\,T_1 + 0{\cdot}077\,T_1 V_1 + 16{\cdot}27\,L_1 + 0{\cdot}581\,L_1 V_1 + 0{\cdot}0029\left(F_1 + \frac{1}{4}\,i\,f_1\right) V_1^2 + 2556 \sin \alpha\,(T_1 + L_1) + 1{\cdot}162\,K_1$$

Um den Widerstand mit französischen Einheiten zu berechnen, hat man zu setzen:

$$W_1 = 2{\cdot}205\ W \quad T_1 = 0{\cdot}984\ T \quad L_1 = 0{\cdot}984\ L \quad F_1 = 10{\cdot}75\ F$$
$$f_1 = 10{\cdot}85\ f \quad K_1 = 2{\cdot}205\ K \quad V_1 = 2{\cdot}23\ V$$

und dann findet man:

$$W = 3{\cdot}11\,T + 0{\cdot}077\,V T + 7{\cdot}25\,L + 0{\cdot}577\,L V + 0{\cdot}0704\left(F + \frac{1}{4}\,i\,f\right) V^2 + 1162 \sin \alpha\,(T + L) + 1{\cdot}162\,K$$

oder auch:

$$W = (3{\cdot}11 + 0{\cdot}077\,V)\,T + (7{\cdot}25 + 0{\cdot}577\,V)\,L + 0{\cdot}0704\left(F + \frac{1}{4}\,i\,f\right) V^2 + 1162 \sin \alpha\,(T + L) + 1{\cdot}162\,K$$

Mittelst dieser Formel ist die nachstehende Tabelle unter folgenden Voraussetzungen berechnet:

$\sin. \alpha = 0 \quad K = 0 \quad F = 7 \quad f = 4 \quad i = \frac{T}{7} \quad L = 20$

d. h. es ist angenommen, dass auf einer horizontalen geraden Bahnstrecke mit einer Lokomotive von 20 Tonnen Gewicht, deren Stirnfläche 7 Quadratmeter beträgt, Wagen fortgeschafft werden, von denen jeder 7 Tonnen wiegt und eine Stirnfläche von 4 Quadratmetern hat.

Widerstände, welche jede Tonne von dem Totalgewicht des Trains mit Einschluß der Lokomotive auf horizontaler gerader Bahn verursacht.

Gewicht des Trains.	Werthe von $\frac{W}{L+T}$ wenn die Geschwindigkeit in Metern in einer Sekunde beträgt:				
	10	12	14	16	18
Tonnen.	Kilog.	Kilog.	Kilog.	Kilog.	Kilog.
50	7·90	8·98	10·17	11·61	12.91
100	6·65	7·57	8·51	9·56	10·76
150	6·13	6·92	7·81	8·78	9·87
200	5·84	6·58	7·63	8·35	9·39

Diese Werthe sind wahrscheinlich etwas zu klein, denn der Bahnwiderstand ist nach *Gooch* in Rechnung gebracht, und der Luftwiderstand der Räder ist unberücksichtigt geblieben.

Bedingungen, unter welchen ein vierrädriger Wagen ohne Zwang in einer Bahnkrümmung läuft. Wenn ein Laufwerk (Taf. III, Fig. 7), das aus einer Axe und aus zwei ungleich grossen Rädern besteht, auf eine ebene Fläche gelegt und in Bewegung gesetzt wird, so rollt es wie ein Kegel, ohne einen Widerstand zu verursachen um denjenigen Punkt C der Ebene herum, in welchem die Axe des Laufwerkes die Ebene durchschneidet. Legt man durch die Punkte A und a, in welchen die Räder in irgend einer Position des Laufwerks diese Ebene berühren, Ebenen senkrecht zur Axe des Laufwerkes, so werden die Oberflächen der Räder in Kreisen geschnitten, welche wir die Laufkreise der Räder nennen wollen. Zieht man von C aus nach allen Punkten des Laufkreises A gerade Linien, so liegen diese in einer Kegelfläche, welche die beiden Radflächen in ihren

Laufkreisen berührt. Diesen Kegel wollen wir den Laufkegel des Laufwerkes nennen. Nennt man A und a die Halbmesser der Laufkreise, R und r die Halbmesser C A und C a der Kreise, auf welchen die Laufkreise herumrollen, so ist:

$$\frac{A}{a} = \frac{R}{r}$$

d. h. bei einem solchen Laufwerk verhalten sich die Halbmesser der Laufkreise wie die Halbmesser der Bahnkreise.

Legt man zwei ganz gleiche Laufwerke mit ungleich grossen Rädern in der Weise auf eine Ebene, dass die Spitzen der Laufkegel zusammentreffen und verbindet dann die Axen der Laufwerke vermittelst eines Rahmens, der eine Aenderung ihrer relativen Lage nicht gestattet, in dem sie sich jedoch ungehindert drehen können, so entsteht ein vierräderiger Wagen mit convergirenden Axen. Setzt man diesen Wagen in Bewegung, so läuft er, ohne einen Widerstand zu verursachen, um den Punkt herum, in welchem die Spitzen der Laufkegel liegen. Ein vierräderiger Wagen kann also ohne einen andern Widerstand, als den der Axenreibung zu verursachen, in einer kreisförmigen Bahn laufen, wenn die Axen der Laufkegel nach dem Mittelpunkt der Bahn gestellt sind, und wenn sich die Halbmesser der Laufkreise wie die Halbmesser der Bahnkreise verhalten.

Dieses für eine ungezwungene Bewegung erforderliche Verhältniss der Laufkreise kann bei einem Wagen, der mit vier gleichen konischen Rädern versehen ist, hervorgebracht werden, wenn man denselben so auf die Bahnschienen stellt (Taf. III, Fig. 8), dass seine Stellung von der mittleren Stellung, in welcher die Laufkreise der Räder gleich grosse Halbmesser r haben, nach radialer Richtung um ein gewisses Maass σ abweicht. Nennt man α den Winkel, den eine Seite eines Radkegels mit der Axe bildet, so sind bei einer solchen Stellung des Wagens $r + \sigma \tan \alpha$ und $r - \sigma \tan \alpha$ die Halbmesser der Laufkreise. Nennt man ferner R den mittleren Halbmesser der Bahnkrümmung, $2\,e_2$ die Spurweite der Bahn, so sind $R + e_2$ und $R - e_2$ die Halbmesser der Schienenkreise. Für eine ungezwungene Bewegung muss daher sein:

$$\frac{r + \sigma \operatorname{tang.} \alpha}{r - \sigma \operatorname{tang.} \alpha} = \frac{R + e_2}{R - e_2}$$

und hieraus folgt:

$$\left.\begin{aligned}\sigma &= \frac{r\ e_2}{R\ \text{tang.}\ \alpha} \\ \text{tang.}\ \alpha &= \frac{r\ e_2}{R\ \sigma}\end{aligned}\right\} \quad \dots\dots\dots\dots \quad (1)$$

Die erste dieser Gleichungen bestimmt die Verschiebung wenn die Conizität, die zweite Gleichung bestimmt die Conizität wenn die Verschiebung gegeben ist.

Bewegung der Bahnwagen in Krümmungen. Die Bedingungen, welche, wie wir gesehen haben, erfüllt sein müssten, damit ein Wagen in einer Bahnkrümmung keinen grösseren Widerstand verursacht, als auf einer geraden Bahnstrecke, sind bei den auf Eisenbahnen gebräuchlichen Wägen nicht erfüllt. Die Axen dieser Wägen haben gegen einander eine unveränderliche parallele Lage und es sind die Kräfte nicht vorhanden, welche erforderlich wären, um die Laufwerke stets um so viel nach aussen zu verschieben, dass das Verhältniss der Laufkreise jenem der Bahnkreise gleich würde.

Denken wir uns, dass ein mit zwei parallelen Axen und mit vier konischen Rädern versehener Wagen aus einer geraden Bahnstrecke in eine Bahnkrümmung einläuft, so ist leicht einzusehen, dass das äussere Vorderrad auf die äusseren Schienen auflaufen wird. Dabei wird der Laufkreis des äusseren Vorderrades vergrössert, der Laufkreis des inneren Vorderrades verkleinert, und wenn die Conizität α der Räder mit dem Spielraum σ der Räder zwischen den Schienen in dem durch die obigen Gleichungen (1) ausgedrückten Zusammenhange steht, so kann das vordere Laufwerk in eine solche Stellung kommen, dass sich die Halbmesser seiner Laufkreise wie die Halbmesser der Bahnkreise verhalten. Allein während die Halbmesser der Laufkreise des vorderen Laufwerks das richtige Verhältniss erhalten, tritt an den Rädern des hinteren Laufwerkes ein fehlerhaftes Verhältniss ein; denn indem der Wagen in die Krümmung einläuft, läuft das innere Hinterrad auf der innern Schiene auf und läuft das äussere Hinterrad von der äusseren Schiene ab. Dabei wird aber der Laufkreis des inneren Hinterrades vergrössert, jener des äusseren Hinterrades verkleinert, es tritt also gerade das Umgekehrte von dem ein, was eintreten sollte. Dazu kommt noch, dass die Axen der Laufwerke fehlerhafte Richtungen erhalten, denn der ganze Wagen kommt in eine gegen die Bahnrichtung verwendete Stellung, die von der Art ist, dass sich zwar die Richtung der hinteren Axe der radialen Richtung nähert, dass dagegen die Richtung der vordern Axe um so mehr von der richtigen radialen Richtung abweicht. Taf. IV, Fig. 2 zeigt die Stellung, in welcher ein vierräderiger Wagen eine Bahnkrümmung durchläuft. Am vordern Laufwerk haben die Laufkreise das richtige Verhältniss, vorausgesetzt, dass die Conizität der Räder der Bedingung (1) Seite 13 entspricht. Am hintern Laufwerke haben die Laufkreise ein verkehrtes Verhältniss. Die vordere Axe entfernt sich, die hintere Axe nähert sich der richtigen radialen Lage. Oder mit andern Worten: am vordern Laufwerke ist das Verhältniss der Laufkreise ein richtiges, die Axenrichtung eine fehlerhafte. Am hinteren Laufwerk ist umgekehrt die Axenrichtung eine beinahe richtige, das Verhältniss der Laufkreise ein fehlerhaftes. Jedes Laufwerk entspricht also annähernd nur einer, und zwar jedes einer andern von den beiden Bedingungen, die erfüllt sein müssten, wenn die Bewegung des Wagens in der Bahnkrümmung nicht mehr Widerstand verursachen sollte, als in einer geraden Bahnstrecke.

Es entsteht nun die Frage, ob die Wägen nicht in der Art eingerichtet werden könnten, dass sie eine natürliche Tendenz hätten, sich in jeder Bahnkrümmung so zu stellen, dass nicht nur am vordern, sondern auch am hinteren Laufwerk das richtige Verhältniss der Laufkreise sich einstellte. Dies kann man in der That bewirken, wenn man die Räder an der hinteren Axe verkehrt, d. h. so anbringt, dass die Spitzen der Radkegel gegen die Bahn einwärts gekehrt sind.

Taf. IV, Fig. 3 ist ein solcher Wagen dargestellt. Er ist so auf die Bahn gestellt, dass die den Berührungspunkten A_1 A_2 A_3 A_4 entsprechenden Laufkreise gleich gross sind. Wird dieser Wagen fortgezogen, so werden die Laufkreise der äusseren Räder grösser, jene der innern Räder kleiner, und wenn die Conizitäten die richtige Grösse haben, so gelangt der Wagen in eine Stellung (Fig. 1), in welcher die Laufkreise des vordern und des hintern Laufwerkes das richtige Verhältniss erhalten.

Leider ist diese Anordnung aus zwei Gründen von keinem praktischen Werth; denn erstlich ist die Stellung des hinteren Laufwerkes keine hinreichend stabile, und zweitens müsste ein solcher Wagen immer erst umgekehrt werden, wenn er nach entgegengesetzter Richtung zu laufen hätte, denn man sieht an der Figur 3, dass in beiden Laufwerken die Verhältnisse der Laufkreise verkehrt werden, wenn man den Wagen nach einer Richtung bewegt, die der in der Figur angegebenen Pfeilrichtung entgegengesetzt ist. Wir müssen also diese Einrichtung als eine praktisch unbrauchbare verwerfen.

Die Höherlegung der äußeren Schiene. Die Stellung, in welcher ein vierräderiger Wagen mit parallelen Axen eine Bahnkrümmung durchläuft, ist vorzugsweise für die Bewegung des äusseren Vorderrades eine ungünstige, indem durch die verwendete Stellung des Wagens der Winkel, den die Ebene des Laufkreises des äusseren Vorderrades mit der Bahnrichtung bildet, sehr gross ausfällt. Wenn nicht geeignete Mittel angewendet werden, wird der Spurkranz dieses Rades gegen die Schienen stossen, oder es kann sogar der Fall eintreten, dass das Rad auf die Schiene steigt, so dass der Wagen aus dem Geleise kommt. Es ist daher vorzugsweise von Wichtigkeit, der Bewegung des äusseren Vorderrades nachzuhelfen, um das Aufsteigen dieses Rades oder das Anstossen seines Spurkranzes an die Schiene zu verhüten. Dies kann bewirkt werden, wenn man die äussere Schiene um so viel höher legt als die innere, dass das ganze vordere Laufwerk nach radialer Richtung einwärts gleitet, wenn es um so viel nach auswärts gelaufen ist, dass der Spurkranz des äusseren Rades der inneren Fläche der äusseren Schiene ganz nahe kommt. Das vordere Laufwerk muss also, wenn es die auf Taf. IV, Fig. 4 dargestellte Stellung erreicht hat, durch sein eigenes Gewicht und insbesondere durch die Belastung seiner Zapfen mit einer Kraft nach einwärts getrieben werden, die nicht nur die Reibung zu überwinden vermag, welche dem Einwärtsgleiten der Räder entgegenwirkt, sondern auch noch eine Ablenkungskraft für die Bewegung des Wagens in der kreisförmigen Bahnkrümmung liefert. Allein bei der früher beschriebenen Stellung, in welcher ein Wagen eine Bahnkrümmung durchläuft, ist die vordere Axe nach einwärts, die hintere Axe nach auswärts geneigt, es liegt also die Belastung vorzugsweise auf dem äusseren Zapfen der vorderen Axe und auf dem inneren Zapfen der hinteren Axe; wir werden uns also der Wahrheit ziemlich nähern, wenn wir annehmen, dass der innere Zapfen der Vorderaxe gar nicht, der äussere Zapfen dieser Axe dagegen mit dem halben Gewicht der ganzen Wagenkonstruktion und der darauf liegenden Last belastet ist.

Nennen wir Q das totale Gewicht des Wagens sammt Belastung, $2\,e_2$ die Spurweite der Bahn, h die Ueberhöhung der äusseren Schiene, V die Fahrgeschwindigkeit des Wagens, α die Conizität der Räder, d. h. den Winkel, den die Seite des Radkegels mit der Axe bildet, σ den Spielraum des Rades zwischen den Schienen, R den mittleren Halbmesser der Bahnkrümmung, f den Reibungscoeffizienten zwischen den Rädern und den Schienen, $g = 9{\cdot}808$ Meter die Beschleunigung durch die Schwere, r den Halbmesser des mittleren Laufkreises eines Rades, φ den Winkel $A\,B\,C$ (Fig. 4), den die untere

Seite des Radkegels des äusseren Vorderrades mit dem Horizont bildet, so ist zunächst annähernd, wie man leicht findet:

$$\varphi = \alpha + \frac{h}{2\,e_2} + \frac{\sigma \text{ tang } \alpha}{e_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Da wir voraussetzen, dass das äussere Vorderrad mit dem halben Gewicht $\frac{Q}{2}$ des Wagens nach vertikaler Richtung gegen die Bahn drückt, so ist $\frac{Q}{2} \sin \varphi$ die aus diesem Druck entspringende Kraft, mit welcher das Rad nach der Richtung A B herabzugleiten sucht. Diese Kraft muss also die Reibung $\frac{Q}{2}\,f$ überwinden und noch überdies eine Ablenkungskraft $\frac{\frac{1}{2}\,Q}{g}\,\frac{V^2}{R}$ liefern. Man hat daher:

$$\frac{Q}{2} \sin \varphi = \frac{Q}{2}\,f + \frac{\frac{Q}{2}}{g}\,\frac{V^2}{R}$$

demnach:

$$\sin \varphi = f + \frac{V^2}{g\,R} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Da φ jederzeit ein kleiner Winkel ist, darf man $\sin \varphi = \varphi$ setzen, und dann wird:

$$\varphi = f + \frac{V^2}{g\,R} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Aus (1) und (3) folgt durch Elimination von φ:

$$\alpha + \frac{h}{2\,e_2} = \frac{\sigma \text{ tang } \alpha}{e_2} = f + \frac{V^2}{g\,R} \quad \ldots\ldots \quad (4)$$

Allein wenn die Räder die angemessene Conizität haben, ist:

$$\frac{\sigma \text{ tang } \alpha}{e_2} = \frac{r}{R}$$

Die Gleichung (4) gibt daher:

$$\frac{h}{2\,e_2} = \frac{V^2}{g\,R} + f - \alpha - \frac{r}{R} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Durch die Schienenüberhöhung, welche diese Gleichung bestimmt, wird also den Hauptübelständen, welche in der Bewegung des äusseren Vorderrades vorkommen können, abgeholfen. Allein der Zustand des hinteren Laufwerkes wird dadurch nicht verbessert;

es stellt sich zu weit nach einwärts und sollte hinaus getrieben werden, was durch die Höherlegung der äusseren Schiene nicht geschehen kann. Allein weil die Stellung des hinteren Laufwerkes keine gefährliche ist, so kann dieselbe doch nur in so fern nachtheilig wirken, als ein gewisser Kraftaufwand nothwendig ist, um den aus der fehlerhaften Stellung dieses Laufwerkes entspringenden Reibungswiderstand zu überwinden, und diesen Kraftverlust muss man sich nun einmal gefallen lassen.

Die Gleichung (5) zeigt, dass die richtige Schienenüberhöhung von der Fahrgeschwindigkeit, vom Bahnhalbmesser, vom Reibungscoeffizienten und von der Conizität der Räder abhängt. Der Quotient $\frac{r}{R}$ ist nicht zu beachten. Ungünstige Verhältnisse sind also: eine grosse Fahrgeschwindigkeit, eine starke Krümmung, trockene bestaubte Schienen und eine schwache Conizität der Räder. Der Reibungscoeffizient ist für trockene bestaubte Schienen $\frac{1}{3}$, für nasse oder leicht beschneite Schienen $\frac{1}{10}$. Die Befahrung von Bahnkrümmungen geschieht also bei nassem Wetter und im Winter leichter als bei gutem Wetter. Eine starke Conizität der Räder ist für Bahnkrümmungen günstig; allein man kann in dieser Hinsicht nicht wohl über eine gewisse Grenze gehen, weil sonst die Bahnschienen zu stark auseinandergedrängt würden.

Wir wollen sehen, wie die numerischen Werthe ausfallen, welche die Gleichung (5) liefert.

Ein Krümmungshalbmesser von 200 Metern wird zu den kleinen noch zulässigen gerechnet, und eine Fahrgeschwindigkeit von 10 Metern in einer Sekunde ist für eine solche Krümmung eine beträchtliche. Bei gewöhnlichem Wetter, wenn die Schienen weder bestaubt noch nass sind, ist der Reibungscoeffizient $\frac{1}{6}$. Eine Conizität von $\frac{1}{7}$ ist für den Bahnbau noch zulässig. Setzen wir also:

$$V = 10^{m} \qquad R = 200^{m} \qquad f = \frac{1}{6} \qquad \alpha = \frac{1}{7} \qquad g = 9{\cdot}808 \qquad r = 0{\cdot}5$$

$$2\,e_2 = 1{\cdot}5 \text{ Meter (schmale deutsche Spur)}$$

so gibt die Gleichung (5)

$$\frac{h}{2\,e_2} = 0{\cdot}072\,, \quad h = 0{\cdot}1 \text{ Met.}$$

Diese Ueberhöhung ist aber eine sehr beträchtliche zu nennen. Eine Fahrgeschwindigkeit von 10 Metern in der Sekunde ist also in einer Bahnkrümmung von 200 Metern Halbmesser zu gross.

Geleiserweiterung in Bahnkrümmungen. Für die Befahrung von geraden Bahnstrecken ist ein geringer Spielraum der Räder zwischen den Schienen und eine schwache Conizität der Räder vortheilhaft. Ein so geringer Spielraum ist aber insbesondere bei nur schwacher Conizität der Räder nicht genügend, damit die Räder in stärkeren Bahnkrümmungen in diejenige Stellung gelangen können, bei welcher das richtige Verhältniss zwischen den Halbmessern der Laufkreise und den Halbmessern der Bahnkreise eintreten kann. In stärkeren Krümmungen muss also den Rädern ein grösserer Spielraum gelassen werden, was nur durch eine Geleiserweiterung geschehen kann.

Nennt man:

$2\,e_2$ die Spurweite in den geraden Bahnstrecken, d. h. den Horizontalabstand der Vertikalebenen, welche an die inneren Seiten der Bahnschienen tangirend angelegt werden können;

σ den Spielraum eines Rades in den geraden Bahnstrecken;

ξ den Horizontalabstand der Ebene des Laufkreises eines Rades von der Vertikalebene, welche an die innere Seite einer Schiene tangirend angelegt werden kann;

α die Conizität der Räder;

r den Halbmesser des Laufkreises eines Rades, wenn der Wagen auf einer geraden Bahnstrecke in der mittleren Stellung auf der Bahn steht;

σ_1 den Spielraum, der einem Rad in einer Bahnkrümmung, welcher ein mittlerer Halbmesser R entspricht, gelassen werden muss, damit das richtige Verhältniss der Laufkreise eintreten kann, wenn der Wagen um σ_1 nach auswärts verschoben wird.

Dies vorausgesetzt sind erstlich die Laufkreise der Räder, wenn der Wagen in der Bahnkrümmung um σ_1, d. h. um so viel nach aussen verschoben ist, dass die Spurkränze der äusseren Räder die inneren Seiten der Schienen berühren, gleich:

$$r + \sigma \operatorname{tang} \alpha \text{ und } r - (2\,\sigma_1 - \sigma) \operatorname{tang} \alpha$$

und sind ferner die Halbmesser der Bahnkreise:

$$R + (e_2 + \sigma_1 - \sigma + \xi) \qquad R - (e_2 + \sigma_1 - \sigma + \xi)$$

Da sich nun die Laufkreise wie die Bahnkreise verhalten sollen, so hat man:

$$\frac{r + \sigma \operatorname{tang} \alpha}{r + \sigma \operatorname{tang} \alpha - 2\,\sigma_1 \operatorname{tang} \alpha} = \frac{R + (e_2 + \sigma_1 - \sigma + \xi)}{R - (e_2 + \sigma_1 - \sigma + \xi)} \quad . \quad . \quad (1)$$

Allein $\sigma_1 - \sigma + \xi$ ist gegen $R + e_2$ wie gegen $R - e_2$ verschwindend klein, kann also gegen diese Grössen vernachlässigt werden. Unter dieser Voraussetzung findet man aus (1):

$$2 (\sigma_1 - \sigma) = 2 \frac{r\, e_2 - \sigma\, R \tan \alpha}{\tan \alpha\, (R + e_2)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Kraft zur Fortbewegung eines Wagens in einer Bahnkrümmung Die Bestimmung der Kraft, welche zur Fortbewegung eines Wagens in einer Bahnkrümmung erforderlich ist, verursacht, wenn man die Sache mit voller Strenge nehmen will, sehr viele kaum zu bewältigende Schwierigkeiten, die mit dem Zweck, um den es sich handelt, in keinem Verhältniss stehen; wir wollen uns daher mit einer Annäherung begnügen. Zu diesem Behufe nehmen wir statt eines wirklichen mit gleichen conischen Rädern versehenen Wagens einen ideellen Wagen an, der mit dünnen cylindrischen Rädern versehen ist, deren Laufkreise sich am vorderen Laufwerk direkt, am hinteren Laufwerk verkehrt wie die Bahnkreise verhalten, stellen diesen Wagen auf eine ganz ebene Fläche, auf welcher zwei den Bahnkreisen gleiche concentrische Kreise verzeichnet sind, und suchen die Kraft zu bestimmen, welche im Stande ist, die Widerstände zu überwältigen, die der Fortbewegung dieses ideellen Wagens in den auf der Ebene verzeichneten Kreisen entgegen wirken. Taf. IV, Fig. 5, zeigt den ideellen Wagen und die ideelle Bahn.

Wir denken uns, dass der Wagen aus der Position D E A B in die Position $D_1\, E_1\, A_1\, B_1$ gelange, und nehmen an, dass die Widerstände, welche dabei die Laufwerke verursachen, gerade so gross wären, als in dem Falle, wenn man die Laufwerke auf folgende Weise aus den Positionen D E und A B in die Positionen $D_1\, E_1$ und $A_1\, B_1$ brächte.

Wir bringen das hintere Laufwerk aus der Lage D E in die Lage $D_1\, E_1$, indem wir es zuerst auf der Ebene um seine Spitze S herumrollen, bis der Punkt E nach einem gewissen Punkt G kommt, der in der Verlängerung von $D_1\, E_1$ liegt, drehen hierauf das Laufwerk um eine durch G gehende vertikale Axe um den Winkel $S\, G\, D_1 = \varphi$, so dass die Axe des Laufwerkes die Richtung $G\, D_1$ erhält, und schieben es endlich nach dieser Richtung um $G\, E_1$ nach auswärts. Das Rollen des Laufwerkes um die Spitze des Laufkegels verursacht keinen Widerstand. Beim Drehen des Laufwerks um den Punkt G schleift das äussere Rad auf der Bahn fort ohne zu rollen; es muss also die Reibung überwunden werden, die dem Druck dieses Rades gegen die Bahn entspricht. Beim Hinausschleifen des ganzen Laufwerkes um die Weglänge G E, müssen die Reibungen beider Räder auf der Bahn überwunden werden.

Da wir voraussetzen, dass die Räder die richtige Conizität haben, so ist die Höhe T A des Laufkegels des vorderen Laufwerkes gleich dem Halbmesser des äusseren Bahnkreises. Um also das vordere Laufwerk aus der Position A B in die Position A, B, zu bringen, haben wir nichts zu thun, als es zuerst nach der Richtung A T um A H, d. h. um die Projection von A A, auf A T einwärts zu schieben, und es dann um die Spitze des Laufkegels herumzurollen, bis die Axe des Laufkegels in die Lage T A, kommt. Von diesen zwei Bewegungen erfordert nur die erstere, nämlich das Hereinschleifen, einen Kraftaufwand.

Die Fortbewegung des Wagens aus der Position D E A B in die Position D, E, A, B, erfordert also die Ueberwältigung dreier Reibungswiderstände: 1) die mit Schleifen des äusseren Hinterrades verbundene Drehung des hinteren Laufwerkes aus der Position S G in die Position G D, ; 2) das Hinausschleifen des hinteren Laufwerkes um G E, ; 3) das Schleifen nach einwärts des vorderen Laufwerkes um A H.

Nennen wir:

$2\,e_2$ die Spurweite der Bahn;

$2\,\Delta$ die Entfernung der Axen der Laufwerke des Wagens;

r die Halbmesser der mittleren Laufkreise der Räder;

σ den Spielraum eines Rades;

α die Conizität der Räder, d. h. den Winkel, den eine Seite des Radkegels mit seiner Axe bildet;

R den mittleren Halbmesser der Bahnkrümmung;

Q das Gewicht des ganzen Wagenbaues;

f den Reibungscoeffizienten für das Schleifen der Räder auf der Bahn;

K die Zugkraft, welche auf den Wagen wirken muss, um die Widerstände, die das Schleifen der Räder auf der Bahn verursacht, zu überwinden;

ω den Centriwinkel, welcher der Fortbewegung des Wagens in der Bahn um D D, oder A A, entspricht;

Θ den Winkel E S G, um welchen das hintere Laufwerk gerollt wird;

φ den Winkel S G D, , um welchen das hintere Laufwerk drehend geschleift wird.

Da wir annehmen, dass das hintere Laufwerk aus σ nach einwärts, das vordere Laufwerk aus σ nach auswärts verschoben sei, und dass die Conizität der Räder eine solche sei, dass sich bei dieser verschobenen Stellung des Wagens die Halbmesser der Laufkreise am vorderen Laufwerk direkt, am hinteren Laufwerk verkehrt wie die Bahnkreise verhalten: so sind die Höhen S E und T A der Laufkegel gleich dem äusseren Bahnhalbmesser $R + e_2$; es ist demnach $\Theta = \omega$, folglich: $\varphi = \Theta + \omega = 2\,\omega$. Die Wirkung, welche der mit Schleifen des äusseren Hinterrades verbundenen Drehung des hinteren Laufwerkes aus der Position S G in die Position G D_1 entspricht, ist demnach:

$$\frac{Q}{4}\, f\, 2\, e_2\, 2\, \omega = Q\, f\, e_2\, \omega \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Der Weg E_1 G, um welchen das hintere Laufwerk nach auswärts geschleift wird, ist nahe gleich $\overline{E\, E_1}\ \sin \widehat{E_1\, E\, G}$, oder nahe gleich:

$$(R - e_2)\ \omega \,.\left(\frac{\varDelta}{R - e_2} - \frac{\sigma}{\varDelta}\right)$$

Die Wirkung, welche dem Hinausschleifen des hinteren Laufwerkes um G E_1 entspricht, ist demnach:

$$\frac{Q}{2}\, f\, (R - e_2)\ \omega \left(\frac{\varDelta}{R - e_2} - \frac{\sigma}{\varDelta}\right) = \frac{Q}{2}\, f\, \omega \left(\varDelta - \frac{\sigma\,(R - e_2)}{\varDelta}\right) \quad (2)$$

Die Weglänge A H, um welche das vordere Laufwerk nach einwärts geschleift wird, ist $\overline{A\, A_1}\ \sin \widehat{A\, A_1\, H}$ gleich oder nahe gleich:

$$(R + e_2)\ \omega \,.\left(\frac{\varDelta}{R + e_2} + \frac{\sigma}{\varDelta}\right)$$

Die dieser Schleifung entsprechende Wirkung ist demnach:

$$\frac{Q}{2}\, f\, (R + e_2)\ \omega \left(\frac{\varDelta}{R + e_2} + \frac{\sigma}{\varDelta}\right) = \frac{Q}{2}\, f\, \omega \left(\varDelta + \frac{\sigma\,(R + e_2)}{\varDelta}\right) \quad (3)$$

Die Summe der drei Wirkungen (1), (2), (3) ist demnach:

$$Q\, f\, e_2\, \omega + \frac{Q}{2}\, f\, \omega \left[\varDelta - \frac{\sigma\,(R - e_2)}{\varDelta}\right] + \frac{Q}{2}\, f\, \omega \left[\varDelta + \frac{\sigma\,(R + e_2)}{\varDelta}\right]$$
$$= Q\, f\, \omega \left[e_2 + \varDelta + \frac{\sigma\, e_2}{\varDelta}\right]$$

oder auch, weil $\frac{\sigma}{\varDelta}$ eine kaum beachtenswerthe Grösse ist, gleich:

$$Q\, f\, \omega\, (e_2 + \varDelta) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Die Wirkung, welche die Zugkraft K entwickelt, wenn sie den Wagen um den Centriwinkel ω fortbewegt, ist aber $K \cdot R\,\omega$; man hat daher die Gleichheit:

$$K\,R\,\omega = Q\,f\,\omega\,(e_2 + \varDelta)$$

demnach:

$$K = Q\,f\,\frac{e_2 + \varDelta}{R} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Dies ist also annähernd die Zugkraft, welche am Wagen wirken muss, um das Schleifen der Räder auf der Bahn, wenn sie gekrümmt ist, zu bewältigen. Ein enger Radstand, eine kleine Spurweite, eine schwache Bahnkrümmung und ein glitschriger Zustand der Schienen sind also für die Befahrung von Bahnkrümmungen hinsichtlich des Kraftaufwandes vortheilhaft.

Setzen wir beispielsweise für trockene Witterung $f = \frac{1}{3}$, und ferner $R = 200$, $2\,e_2 = 1{\cdot}5$, $2\,\varDelta_2 = 3^m$, so wird $K = \frac{Q}{266}$. Dieser Widerstand ist ungefähr gleich der Hälfte von demjenigen, der auf horizontaler gerader Bahn zu überwinden ist, kommt also kaum in Betrachtung gegen die Widerstände, welche die fast auf jeder Bahn vorkommenden Bahnsteigungen verursachen. Nicht der Widerstand, sondern die Gefahr des Ausgleisens bei grösserer Fahrgeschwindigkeit macht also stärkere Bahnkrümmungen unzulässig.

Richtige Conizitäten der Räder eines Wagens mit drei Axen. Es sei (Taf. IV, Fig. 6) ein Wagen mit drei Laufwerken. Derselbe sei so auf die Bahn gestellt, dass sowohl das vordere als auch das hintere Laufwerk um den Spielraum σ nach aussen verschoben ist. A und A_1 sind die Axenmittel dieser Laufwerke, O der Mittelpunkt der Bahnkrümmung, $O\,D_1\,C_1\,E_1\,B_1$ eine auf $A\,A_1$ senkrechte, mithin $A\,A_1$ in C_1 halbirende Linie. Nennt man r_1 für das hintere, r_3 für das vordere Laufwerk den Halbmesser des mittleren Laufkreises, α_1 für das hintere, α_3 für das vordere Laufwerk die richtigen Conizitäten, so hat man:

$$\tang \alpha_1 = \frac{r_1\,e_2}{R\,\sigma} \qquad \tang \alpha_3 = \frac{r_3\,e_2}{R\,\sigma} \quad \ldots\ldots \quad (1)$$

Die richtige Conizität der mittleren Räder kann am leichtesten durch Konstruktion auf folgende Art gefunden werden.

Man verlängere die Axenrichtung B D, mache $B\,O_1 = R + e_2$, verbinde b und b_1 mit O_1, errichte in D auf $B\,O_1$ eine Senkrechte, bis die Linien $b\,o_1$ und $b_1\,o_1$ geschnitten werden, mache $C\,m = C\,D$, $m\,a = m\,a_1 = D\,d$, so ist $b\,b_1\,a\,a_1$ der Radkegel des äusseren der mittleren Räder. In dem Fall, wenn $\overline{C\,B} = \overline{C\,D}$ ist, fällt die Linie $a\,a_1$ auf $b\,b_1$, wird demnach die Conizität unendlich gross.

Zusammenhängung der Wägen. Die Zusammenhängung der Wägen soll in der Weise geschehen, dass sich die Wägen auf geraden Bahnstrecken nicht leicht aus ihrer normalen Stellung verdrehen können, dass sie aber in Bahnkrümmungen nicht verhindert werden, in die für ihre Bewegung günstigste Stellung zu gelangen.

Bringt man im Mittelpunkt des Rahmenbaues eines jeden Wagens einen vertikalen Zapfen an, und verbindet je zwei aufeinander folgende Zapfen der Wagenreihe durch Stangen oder Stangenketten, so hat man eine Zusammenhängung, welche die Wägen, wenn sie durch Krümmungen laufen, nicht verhindert, in ihre zweckmässigsten Stellungen zu gelangen; allein in geraden Bahnstrecken gestattet diese Zusammenhängung, dass sich jeder Wagen um seinen Mittelpunkt drehen, dass also eine merkliche schlängelnde Bewegung eintreten kann. Werden die Wägen an den Bufferbalken mit geeigneten Gliederungen zusammengehängt, so wird jeder Wagen, wenn der Zug auf einer geraden Bahnstrecke fährt, durch die in den Zusammenhängungen herrschenden Spannungen nach der Richtung der Bahn gestreckt, die Wägen können also nicht leicht in eine schlängelnde Bewegung gerathen, sie können sich aber, wenn die Zusammenhängung richtig gemacht wird, in Krümmungen in die richtige Stellung begeben. Diese Zusammenhängung, bei welcher die Wägen gleichsam die Glieder einer Kette bilden, ist also der ersteren, bei welcher die Mittelpunkte der Wägen an eine Kette gehängt sind, vorzuziehen.

Um zwei Wägen, die ungleich grosse Radstände haben, vermittelst eines vertikalen Bolzens so aneinander hängen zu können, dass sie beide in Bahnkrümmungen ungezwungen die richtige Stellung annehmen können, müssen die Zusammenhängungspunkte a und a_1 gleich weit vom Mittelpunkt o der Bahn entfernt sein, wenn jeder der beiden Wägen eine richtige Stellung auf der Bahn einnimmt. Siehe Taf. IV, Fig. 7. Es muss demnach sein: $O\,a = O\,a_1$.

Grösster zulässiger Druck eines Triebrades gegen die Bahn. Der grösste Druck, den ein Triebrad gegen die Schienen ausüben darf, richtet sich theils nach den Querschnittsdimensionen der Schiene und der Constructionsart des Unterbaues, auf welchem die Schiene aufliegt, vorzugsweise aber nach dem Widerstand, den das Material der Rad-ringe und der Schienen dem Aufrauhen oder Aufschiefern entgegengesetzt, wenn die belasteten Triebräder auf den Schienen schleifen. Kennt man einmal den grössten Druck eines Rades gegen die Schiene, bei welchem noch kein Aufrauhen oder Aufschiefern der Schiene oder der Radkränze eintritt, so kann man dann den Querschnitt der Schiene nach statischen Regeln leicht so bestimmen, dass sie diesem Druck mit genügender Sicherheit zu widerstehen vermag. Es kommt also zunächst darauf an, diesen grössten Druck, bei dem die Schienen und die Räder an ihrer Oberfläche nicht angegriffen werden, wenn ein Schleifen eintritt, zu bestimmen. Dieser grösste Druck richtet sich aber theilweise nach der Grösse des Rades. Die Berührung des Radumfanges und der Schiene ist keine geometrische; an der Berührungsstelle wird der Radumfang abgeplattet und die Schiene eingedrückt; Radumfang und Schiene berühren sich also nicht in einem Punkt, sondern in einer Fläche, und die Intensität des wechselseitigen Druckes ist nach dem Quotienten aus der Grösse des Druckes und der Grösse der Berührungsfläche zu beurtheilen, und nach dieser Intensität ist die angreifende Wirkung, wenn ein Schleifen eintritt, zu bemessen.

Es sei Taf. V, Fig. 1, A B die Oberfläche der Schiene, $D_{,}$ die Position des Rades, wenn es die Schiene nur geometrisch in $E_{,}$ berührt, D F E G D das in die Schiene eingedrungene von F bis G deformirte Rad.

Setzen wir $\overline{m_{,} H_{,}} = \overline{E_{,} m} = \xi$, $\overline{m_{,} n_{,}} = v_{,}$, $\overline{m\, n} = v$, den Durchmesser des Rades gleich D, den absoluten Druck des Rades gegen die Schiene gleich $\mathfrak{P}$, ϱ und σ zwei Coeffizienten, durch welche die Zusammendrückbarkeit der Materiale, aus welchen das Rad und die Schiene bestehen, gemessen werden kann, $H_{,} E_{,} = e$ die ursprüngliche Höhe von dem Theil des Radumfanges, welcher durch den Druck deformirt wird.

Dies vorausgesetzt ist:

$$\overline{n_{,} p_{,}}^2 = \xi^2 = \overline{E_{,} p_{,}}\, (D - \overline{E_{,} p_{,}})$$

Allein es ist $\overline{E_{,} p_{,}}$ gegen D verschwindend klein, daher kann man schreiben: $\xi^2 = \overline{E_{,} p_{,}}\, D$, und hieraus folgt: $\overline{E_{,} p_{,}} = \frac{\xi^2}{D}$; demnach: $\overline{m_{,} n_{,}} = e - \frac{\xi^2}{D}$. Die Stelle $n_{,}$ des Radumfangs wird um $\overline{m_{,} n_{,}} - \overline{m\, n} = e - \frac{\xi^2}{D} - v$ zusammengedrückt. Die Intensität der zusammendrückenden Kraft kann der Zusammendrückung proportional gesetzt, kann also durch $\varrho \left(e - \frac{\xi^2}{D} - v\right)$ ausgedrückt werden. Die

Schiene wird bei m um $\overline{\text{m n}} = \text{v}$ zusammengedrückt. Die entsprechende Intensität der zusammendrückenden Kraft kann also gleich $\sigma \text{ v}$ gesetzt werden. Allein die wechselseitigen Pressungen bei n müssen gleich gross sein. Man hat daher:

$$\sigma \text{ v} = \varrho \left(\text{e} - \frac{\xi^2}{\text{D}} - \text{v}\right) \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;: \quad (1)$$

Dies ist die Gleichung der Kurve F E G. Der totale Druck längs der Fläche $\overline{\text{F G}}$ zwischen dem Rade und der Schiene muss gleich $\mathfrak{P}$ sein; man hat daher:

$$\mathfrak{P} = 2 \int_0^{\text{K}} \text{v} \; \sigma \; d\xi \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (2)$$

wobei der Kürze wegen $\overline{\text{F}_1 \text{H}_1} = \text{K}$ gesetzt wurde; es ist demnach $\text{K}^2 = \text{e} \; (\text{D} - \text{e})$, oder weil e gegen D verschwindend klein ist:

$$\text{K}^2 = \text{e D} \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (3)$$

Sucht man aus (1) den Werth von v und setzt ihn in die Gleichung (2), so findet man:

$$\mathfrak{P} = 2 \frac{\sigma \varrho}{\sigma + \varrho} \int_0^{\text{K}} \left(\text{e} - \frac{\xi^2}{\text{D}}\right) d\xi$$

Mit Berücksichtigung von (3) gibt die Integration dieses Ausdruckes:

$$\mathfrak{P} = \frac{4}{3} \frac{1}{\frac{1}{\sigma} + \frac{1}{\varrho}} \; \text{e}^{\frac{3}{2}} \, \text{D}^{\frac{1}{2}}$$

und hieraus folgt:

$$\text{e} = \left\{\frac{3}{4}\left(\frac{1}{\sigma} + \frac{1}{\varrho}\right)\right\}^{\frac{2}{3}} \frac{\mathfrak{P}^{\frac{2}{3}}}{\text{D}^{\frac{1}{3}}} \;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (4)$$

Nennt man endlich $\mathfrak{J}$ die Intensität der Pressung bei E, so ist dieselbe $\sigma \; \overline{\text{E E}_1}$; allein $\overline{\text{E E}_1}$ ist derjenige Werth von v, der sich aus (1) ergibt, wenn man in dieser Gleichung ξ gleich Null setzt; es ist demnach $\overline{\text{E E}_1} = \text{e} \cdot \frac{\varrho}{\sigma + \varrho}$, und man hat daher:

$$\mathfrak{Z} = \sigma\,\overline{\mathrm{E}\,\mathrm{E}_1} = \mathrm{e}\,\frac{\sigma\,\varrho}{\sigma+\varrho} = \frac{\left(\frac{3}{4}\right)^{\frac{2}{3}}}{\left(\frac{1}{\sigma}+\frac{1}{\varrho}\right)^{\frac{1}{3}}} \cdot \frac{\mathfrak{P}^{\frac{2}{3}}}{\mathrm{D}^{\frac{1}{3}}}$$

und hieraus folgt:

und:

$$\left.\begin{aligned} \mathfrak{P} &= \mathfrak{Z}^{\frac{3}{2}}\,\frac{4}{3}\sqrt{\frac{1}{\sigma}+\frac{1}{\varrho}}\,\sqrt{\mathrm{D}} \\ \mathrm{D} &= \frac{\mathfrak{P}^2}{\mathfrak{Z}^3\left(\frac{4}{3}\right)^2\left(\frac{1}{\sigma}+\frac{1}{\varrho}\right)} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ (5)$$

Da $\mathfrak{Z}$ constant sein soll, σ und ϱ ebenfalls bestimmte, dem Schmiedeisen, aus welchem die Schienen und die Radumfänge bestehen, entsprechende Werthe haben, so kann man auch setzen:

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{D} &= \mathfrak{A}\,\mathfrak{P}^2 \\ \mathfrak{P} &= \frac{1}{\sqrt{\mathfrak{A}}}\,\sqrt{\mathrm{D}} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ (6)$$

wobei nun $\mathfrak{A}$ eine gewisse, am zweckmässigsten durch die Erfahrung zu bestimmende Constante bedeutet.

Die in neuester Zeit nach dem System von Herrn *Engerth* für die Sömmering-Bahn erbauten Lokomotive haben sehr stark belastete Axen. Die Räder dieser Lokomotive haben einen Durchmesser von 3·5 österreichischen Fuss oder von 1·1 Meter, und jedes der zwei vordersten Räder übt gegen die Bahn einen Druck von 122.7 österreichischen Centnern oder 6871 Kilogramm aus. Wenn wir diese Thatsache zur Bestimmung des Coeffizienten $\mathfrak{A}$ benützen, finden wir: $\mathfrak{A} = \frac{\mathrm{D}}{\mathfrak{P}^2} = \frac{1{\cdot}1}{(6{\cdot}872)^2} = \frac{1}{43}$, und dann wird:

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{D} &= \frac{\mathfrak{P}^2}{43} \\ \mathfrak{P} &= 6{\cdot}6\,\sqrt{\mathrm{D}} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ (7)$$

Diese Formeln geben folgende numerische Resultate:

für D =	0·6	0·8	1·0	1·2	1·4	1·6	1·8	2 Meter
wird $\mathfrak{P}$ =	5·1	5 9	6·6	7·2	7·8	8·3	8·8	9·3 Tonnen.

Es scheint, dass diese Belastungen in der That die grössten sind, welche man zulassen darf, und die man nur in ausserordentlichen Fällen eintreten lassen soll. In allen gewöhnlicheren Fällen dürfte es angemessen sein, Räder von 1 Meter Durchmesser nicht stärker als mit 5 Tonnen zu belasten. Wenn wir diese Annahme zu Grunde legen, so wird:

$$\left.\begin{aligned} D &= \frac{\mathfrak{P}^2}{25} \\ \mathfrak{P} &= 5\sqrt{D} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

für D =	0·6	0·8	1·0	1·2	1·4	1·6	1·8	2 Meter
wird $\mathfrak{P}$ =	3·87	4·47	5·00	5·48	5·92	6·33	6·71	7·07 Tonnen.

Bestimmen wir nun auch die Dimensionen, welche der Querschnitt einer Schiene erhalten muss, damit sie eine hinreichende respektive Festigkeit gewährt. Nehmen wir an, dass man sich für eine gewisse Querschnittsform der Schienen entschieden habe, so sind die Verhältnisse aller Abmessungen des Querschnitts vollkommen bestimmt, und jede einzelne Dimension des Querschnittes kann als ein Vielfaches oder als ein aliquoter Theil der Schienenhöhe, die wir mit $\mathfrak{h}$ bezeichnen wollen, ausgedrückt werden, und dann kommt es nur auf den absoluten Werth von $\mathfrak{h}$ an, um auch alle übrigen Dimensionen des Querschnittes mit jeder wünschenswerthen Schärfe bestimmen zu können. Aus den bekannten Formeln über die Festigkeit der Materialien folgt aber, dass das Brechungsmoment einer solchen Schiene dem Kubus der Schienenhöhe $\mathfrak{h}$ proportional ist. Anderseits ist aber dieses Brechungsmoment auch dem Produkt $\mathfrak{P}\,\mathfrak{l}$ proportional zu setzen, wobei $\mathfrak{P}$ den Druck bezeichnet, welcher gegen die Schiene ausgeübt wird, und $\mathfrak{l}$ die Entfernung zweier unmittelbar auf einander folgenden Schienenstühle ausdrückt. Wir können daher schreiben: $\mathfrak{h}^3 = \mathfrak{A}^3\,\mathfrak{P}\,\mathfrak{l}$, und daraus folgt:

$$\mathfrak{h} = \mathfrak{A}\sqrt[3]{\mathfrak{P}\,\mathfrak{l}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

wobei $\mathfrak{A}$ eine Constante bezeichnet, die von der Querschnittsform, nicht aber von der Querschnittsgrösse abhängt.

Beträgt die Entfernung der Querschwellen 1 Meter und der Druck eines Rades gegen die Bahn 5 Tonnen, so leistet eine Schiene von I förmigem Querschnitt hinreichenden Widerstand, wenn sie eine Höhe von 0.14 Metern hat und jeder Meter Schienenlänge 42 Kilogramm wiegt. Vermittelst dieser Erfahrungsdaten gibt der Ausdruck (9), wenn man in demselben $\mathfrak{h} = 0{\cdot}14$, $\mathfrak{P} = 5$, $\mathfrak{l} = 1$ setzt, $\mathfrak{A} = 0{\cdot}082$. Wir erhalten daher zur Bestimmung der Schienenhöhe den Ausdruck:

$$\mathfrak{h} = 0{\cdot}082 \sqrt[3]{\mathfrak{P}\mathfrak{l}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

wobei $\mathfrak{h}$ und $\mathfrak{l}$ in Metern, $\mathfrak{P}$ in Tonnen zu 1000 Kilogramm auszudrücken sind.

Stabilität der Wagenbewegung. Die Wägen sollten sich, um ihrem Zweck ganz vollkommen zu entsprechen, ganz geschmeidig, d. h. in einer solchen Weise längs der Bahn hinbewegen, dass jeder beliebige Punkt des Wagenbaues, so wie jeder Punkt der fortzuschaffenden Körper, eine mit der Axenlinie der Bahn parallele Kurve beschreiben würde, in welchem Falle die Bewegung für die Personen gar nicht spürbar wäre. Allein in solcher Weise erfolgt die Bewegung nicht, sondern der auf den Federn liegende Bau wogt beständig auf und nieder, wankt hin und her, neigt sich vor und zurück. Diese drei Bewegungen wollen wir das Wogen, Wanken und Nicken nennen. Die Gesetze, nach welchen diese Bewegungen erfolgen, werden wir in der Folge mit aller Schärfe kennen lernen, wenn wir die störenden Bewegungen der Lokomotive durch analytische Mittel untersuchen, einstweilen möge eine einfache Besprechung dieses Gegenstandes genügen.

Die Störungen in der Bewegung der Bahnwägen entstehen entweder direkt, oder indirekt durch die Einwirkung der Bahn auf die Räder. Die Schienen sind nie vollkommen glatt; ihre Verbindung unter einander, so wie auch ihr Aufliegen auf dem Unterbau ist nie fehlerfrei. Auch die Räder haben, wenn sie längere Zeit im Gebrauch waren, mancherlei Unvollkommenheiten an sich, sie sind dann nicht mehr glatt und nehmen insbesondere durch die ungleiche Elastizität, welche der Speichenbau verursacht, eine polygonale Form an. Diese Unvollkommenheiten der Bahn und der Räder machen, dass die Räder, während sie auf der Bahn fortrollen, fort und fort, insbesondere aber an den Schienenstössen in die Höhe geprellt werden und dadurch entsteht das Wanken, Wogen und Nicken und in Folge des Wankens auch noch ein Hin- und Herschlängeln der Wägen zwischen den Schienen. Das Wanken ist nämlich ein Hin- und Herpendeln des auf den Federn liegenden Baues um eine durch seinen Schwerpunkt gehende Längenaxe. So wie nun eine solche pendelnde Bewegung eintritt, fassen die Axengabeln die Axenbüchsen und suchen sie auf den Axen hin und her zu schieben; da aber die Axenbüchsen nicht verschiebbar sind, so werden die Axen mit den Rädern zwischen den Schienen hin- und hergeschoben, und diese Bewegung in Verbindung mit der fortrollenden Bewegung der Räder bringt das Schlängeln hervor.

Es ist nun die Frage, was man zu thun hat, damit diese störenden Bewegungen in einem möglichst schwachen Grad eintreten? Natürlich, dass eine solide Anlage und Ausführung des Bahnbaues, so wie eine sorgfältige Instandhaltung der Wägen die erste und wichtigste Bedingung ist. Allein damit ist noch nicht alles gethan, sondern es hängt auch sehr viel von der Construktionsart der Wägen ab, und in dieser Hinsicht mögen folgende Bemerkungen zur Aufklärung der Sache dienen.

Zunächst ist klar, dass die störenden Oscillationen von dem Starrheitsgrad der Federn abhängen. Starre Federn verursachen schnell auf einander folgende Oscillationen von geringer Ausdehnung, bringen also harte Erschütterungen hervor. Weiche Federn verursachen langsam erfolgende Oscillationen von grösserer Ausdehnung. Es ist selbstverständlich, dass nur durch die Erfahrung derjenige Starrheitsgrad der Federn bestimmt werden kann, bei welchem die nachtheiligen Folgen der störenden Bewegungen am kleinsten ausfallen.

Das Wogen ist von der Bauart der Wägen ganz unabhängig und richtet sich auf einer Bahn von gewisser Beschaffenheit nur allein nach dem Starrheitsgrad der Federn und dem Gewicht des auf den Federn liegenden Baues.

Das Wanken hängt wesentlich theils von der Spurweite, theils von der Höhe des Schwerpunktes über den Axen der Räder ab. Eine grosse Spurweite und eine möglichst tiefe Lage des Schwerpunktes schützen gegen das Wanken, und folglich auch gegen die durch das Wanken entstehende schlängelnde Bewegung.

Das Nicken hängt ab von der Anzahl, der Entfernung und Belastung der Axen. Ein grosser Radstand, eine starke Belastung der äusseren Axen und eine schwache Belastung der inneren Axen, wenn welche vorhanden sind, schwächen das Nicken. Am besten ist es aber, gar keine mittleren Axen anzuwenden, sondern die Wägen entweder nur mit zwei weit auseinander gestellten Axen, oder mit zwei weit auseinander gestellten vierräderigen Laufwerken zu versehen. Die Stabilität der Bewegung in geraden Bahnstrecken verlangt also eine Radstellung, die für die Befahrung von Bahnkrümmungen nachtheilig ist, denn für Krümmungen ist eine enge Radstellung und eine schmale Spurweite günstig. Indessen Krümmungen sind doch nur Ausnahmen und die Widerstände, welche Krümmungen verursachen, sind in Vergleich mit denen der Steigungen von keiner grossen Bedeutung; es ist daher angemessen, die Wägen auf Stabilität zu bauen. Am besten entspricht man jedenfalls sowohl den Bedingungen der Stabilität, als auch jenen der Krümmungen durch zwei weit auseinander gestellte, gegen einander verstellbare vierräderige Laufwerke, d. h. durch die amerikanische Construktion der sogenannten Salonwägen. Allein eine Bahn mag noch so gut gebaut sein und die Wägen mögen den Bedingungen der Stabilität noch so gut entsprechen, so gibt es doch Verhältnisse, unter welchen sehr heftige störende Bewegungen eintreten können. Dies geschieht nämlich, wie wir in der Folge nachweisen werden, wenn die Zeit einer Wogung, oder die Zeit einer Wankung, oder endlich wenn die Zeit einer Nickung genau mit der Zeit übereinstimmt, in welcher die Lokomotive eine Schienenlänge durchläuft; denn in jedem dieser drei Fälle summiren sich die störenden Wirkungen, welche durch die Stösse an den Schienenverbindungen hervorgebracht werden, und je nachdem die erste, oder die zweite, oder die dritte der genannten Schwingungszeiten mit der Zeit übereinstimmt, in welcher die Lokomotive über eine Schiene läuft, wird im ersten Falle das Wogen, im zweiten das Wanken, im dritten das Nicken allmählig stärker und stärker. Damit eine solche Ansammlung der störenden Einwirkungen nicht eintreten kann, muss die Länge einer Schiene so gross sein, dass die Zeit, welche die Lokomotive braucht um eine Schiene zu überlaufen, selbst bei ihrer grössten Fahrgeschwindigkeit grösser ist, als die grösste der drei Schwingungszeiten, welche dem Wanken, Wogen und Nicken entsprechen.

Sehr lange Schienen sind also nicht blos desshalb vortheilhaft, weil dadurch die Anzahl der Schienenverbindungen und mithin die Anzahl der störenden Einwirkungen vermindert wird, sondern man schützt sich zugleich durch lange Schienen gegen die Ansammlung der störenden Bewegungen. Auch wäre es in dieser Hinsicht gut, wenn die Längen der einzelnen Schienen ungleich wären und die Bewegung der Lokomotive nicht mit Gleichförmigkeit erfolgte.

Ergebnisse der vorhergehenden Studien. Wenn wir in Kürze die wesentlichsten Ergebnisse der vorhergehenden Untersuchungen über die Bewegung der Wägen auf geraden und gekrümmten Bahnstrecken zusammenfassen, so erhalten wir für den Bau der Bahn und der Wägen folgende leitende Gesetze:

A. Hinsichtlich der Stabilität der Bewegung auf geraden Bahnstrecken ist vortheilhaft:

1. eine grosse Geleisweite;
2. ein grosser Radstand der Wägen;

3. Wägen mit zwei weit auseinander gestellten Axen, oder Wägen mit zwei weit auseinander gestellten, gegen einander beweglichen vierräderigen Laufwerken;
4. ein geringer Spielraum der Räder zwischen den Schienen;
5. eine schwache Conizität der Räder;
6. eine niedrige Lage des Schwerpunktes des auf den Federn liegenden Baues;
7. sehr lange Bahnschienen;
8. eine Zusammenhängung der Wägen, bei welcher sie selbst die Glieder einer Kette bilden.

B. Für die Befahrung von Bahnkrümmungen ist vortheilhaft:

1. eine enge Geleisweite;
2. ein enger Radstand und keine Mittelräder;
3. Wägen mit weit auseinander gestellten, gegen einander beweglichen vierräderigen Laufwerken;
4. schwache Bahnkrümmungen;
5. eine angemessene Conizität der Räder und insbesondere der Lokomotivräder;
6. eine angemessene Höherlegung der äusseren Schienen;
7. eine angemessene Geleiserweiterung;
8. eine mässige Fahrgeschwindigkeit.

Die Bewegungen der Lokomotive.

Einleitendes. Die vollständige Lokomotive besteht aus drei Massensystemen: 1. Das Massensystem der Lauf- und Triebwerke. 2. Das zu einem starren Ganzen verbundene System des Rahmenbaues, des Kessels und der theils mit dem Rahmenbau, theils mit dem Kessel unveränderlich vereinigten Maschinencylinder und Kolbenstangenführungen. 3. Das gegen den Rahmenbau und gegen den Kessel bewegliche System der Kolbenmassen und Bewegungsmechanismen. Im Beharrungszutand, den wir vorzugsweise im Auge behalten müssen, kommen im ganzen Bewegungssysteme folgende Einzelbewegungen vor: 1. Der mittlere Fortlauf der Bewegung. 2. Die durch den Kurbelmechanismus verursachten periodischen Bewegungen des Fortlaufes. 3. Die Bewegungen, welche durch die hin und her gehenden Massen der Kolben, Kolbenstangen, Schubstangen, Kupplungsstangen etc. entstehen. 4. Die mannigfaltigen Bewegungen, welche in dem Rahmen- und Kesselbau durch den Bewegungsmechanismus der Maschine hervorgerufen werden. Die mittlere Fortbewegung betrifft die Anzahl der Umdrehungen, welche die Triebräder in einer gewissen Zeit, z. B. in einer Minute machen. Alle Umdrehungen erfolgen im Beharrungszustand gleich schnell, die Lokomotive bewegt sich daher während jeder Umdrehungszeit der Triebräder um gleich viel fort. Die periodische Bewegung des Fortlaufes betrifft die Art und Weise, wie die Bewegung innerhalb jeder Umdrehung der Triebräder erfolgt; diese Bewegung ist nicht gleichförmig, sondern erfolgt periodisch, weil wegen des Kurbelmechanismus die Kräfte und Widerstände nur in einzelnen Augenblicken im Gleichgewicht sind, in den übrigen Zeitmomenten aber bald die Kräfte, bald die Widerstände überwiegen. Die Bewegungen, welche die hin und her gehenden Massen verursachen, sind von zweifacher Art, theils ein Schwingen des Rahmenbaues nach der Längenrichtung der Lokomotive (das Zucken), theils eine drehende Schwingung des Rahmenbaues um eine durch seinen Schwerpunkt gehende Vertikalaxe (Schlingern). Die Bewegungen, welche der Mechanismus verursacht, sind von dreierlei Art: 1. Ein vertikales Auf- und Niederschwingen des Schwerpunktes des auf den Federn liegenden Baues (das Wogen). 2. Eine drehende Schwingung des Rahmen- und Kesselbaues um eine durch den Schwerpunkt gehende Längenaxe (das Wanken). 3. Eine drehende Schwingung um eine durch den Schwerpunkt des Rahmen- und Kesselbaues gehende horizontale Queraxe (das Nicken).

Von allen diesen Bewegungen ist nur *eine* nützlich und zweckentsprechend, nämlich die mittlere Fortbewegung, alle übrigen der aufgezählten Bewegungen sind zweckwidrig, zweckstörend, sind störende Bewegungen, die durch die Zusammenhängung der Lokomotive mit den Last- und Personenwagen auf diese theilweise übertragen werden und die mannigfaltigen Rüttlungen und Schüttlungen hervorrufen, denen man beim Fahren ausgesetzt ist. Das Studium aller dieser störenden Bewegungen ist von grösster praktischer Wichtigkeit, weil man dadurch kennen lernt, was zu thun ist, um diese störenden Bewegungen aufzuheben oder wenigstens zu schwächen.

Der mittlere Fortlauf der Lokomotive.

Die Abfahrt. Bedingungen, welche erfüllt sein müssen, damit die Räder im Moment der Abfahrt so wie auch während der Fahrt nicht glitschen. Es sei W der totale Widerstand, welcher der Fortbewegung des ganzen Wagenzuges entgegenwirkt. W ist also auch die Zugkraft, mit welcher man vorn an dem Rahmen der Lokomotive anziehen müsste, um den Wagenzug in Bewegung zu bringen.

P die Kraft, mit welcher ein Kolben der Lokomotive getrieben wird, d. h. die Differenz der Pressungen, welche gegen beide Flächen des Kolbens ausgeübt werden. Diese Kraft P ist bei einer nicht expandirenden Lokomotive während des ganzen Kolbenschubes beinahe constant, bei einer expandirenden Lokomotive während der Dauer der Expansion variabel. Wir wollen eine nicht expandirende Lokomotive voraussetzen, dürfen also P als eine constante Kraft betrachten.

F der Reibungswiderstand sämmtlicher Triebräder, d. h. die Reibung, welche der Summe der Pressungen entspricht, mit welcher die Räder der Kurbelaxen und sämmtliche mit diesen Rädern verkuppelten Räder gegen die Bahn gepresst werden.

Nehmen wir an, dass im Moment der Abfahrt die Kurbeln zufällig so gestellt sind, dass beide Kolben vorwärts laufen, wenn die Fahrt nach vorwärts beginnt, und dass die Kurbeln mit den Axen der Cylinder die Winkel α und $90 + \alpha$ bilden.

Der Halbmesser einer Kurbel sei r, der Halbmesser eines Triebrades, so wie auch eines jeden mit einem Triebrad gekuppelten Rades R.

Im Moment der Abfahrt wird jeder der beiden Kolben mit einer Kraft P nach rechts getrieben, und dies hat zur Folge, dass auf jeden der beiden Kurbelzapfen nach horizontaler Richtung eine Pressung P nach vorwärts ausgeübt wird. Dies ist streng richtig, wie lang oder wie kurz die Schubstangen sein mögen. Allein durch die im Innern eines Cylinders herrschenden Spannungen wird nicht nur der Kolben, sondern auch der Cylinder eben so stark, aber nach entgegengesetzter Richtung gepresst, jeder Cylinder wird also mit einer Kraft P nach links getrieben, wenn sein Kolben mit einer Kraft P nach rechts gedrückt wird; und da die Cylinder mit dem Rahmenbau fest verbunden sind, so wird dieser letztere mit einer Kraft 2 P nach links getrieben, wenn beide Kolben mit einer Kraft 2 P nach rechts getrieben werden. Nun ist aber der Widerstand W als eine der Bewegung der Lokomotive entgegenwirkende Kraft anzusehen, der Rahmenbau wird also im Ganzen mit einer Kraft $W + 2P$ nach links getrieben, und wenn dennoch eine Bewegung nach rechts eintreten soll, so kann dies nur dadurch geschehen, dass die Kurbelaxe gegen die Axenhalter einen Druck ausübt, der wenigstens gleich $W + 2P$ ist.

Nehmen wir vorläufig an, die Reibung sämmtlicher Triebräder gegen die Bahn sei so stark, dass ein Glitschen dieser Räder nicht eintritt. Dann unterliegt es keiner Schwierigkeit, die Kraft zu bestimmen, mit welcher die Kurbelaxe durch die auf die Kurbelzapfen wirkenden Kräfte gegen die Axenhalter vorwärts treibt. Heissen wir diese Kraft für einen Augenblick X, so muss das statische Moment derselben in Bezug auf eine durch den Berührungspunkt B der Räder mit der Bahn gehende Queraxe eben so gross sein, als die Summe der Momente der Pressungen auf die Kurbelzapfen in Bezug auf die gleiche Axe. Das Moment von X ist R X. Die von B aus auf die Richtungen der Kurbelzapfenpressungen gefällten Perpendikel haben annähernd die Längen $R + r \sin \alpha$, $R + r \sin (90 + \alpha)$, oder $R + r \sin \alpha$ und $R + r \cos \alpha$. Die Summe jener Momente ist daher:

$$P (R + r \sin \alpha) + P (R + r \cos \alpha) = 2 P R + P r (\sin \alpha + \cos \alpha)$$

Man hat daher:

$$R X = 2 P R + P r (\sin \alpha + \cos \alpha)$$

und:

$$X = 2 R + P \frac{r}{R} (\sin \alpha + \cos \alpha)$$

Wenn die Räder auf der Bahn nicht glitschen, so wird die Bewegung beginnen, wenn P wenigstens so gross ist, dass $X = W + 2 P$ wird, d. h. wenn

$$2 P + P \frac{r}{R} (\sin \alpha + \cos \alpha) = W + 2 P$$

ist. Hieraus folgt für den kleinsten Werth von P:

$$P = W \frac{\frac{R}{r}}{\sin \alpha + \cos \alpha} \quad \dots\dots\dots \quad (1)$$

Dieser Ausdruck wird innerhalb α gleich o und α gleich 90° am allergrössten, wenn $\alpha = 0°$ oder wenn $\alpha = 90°$ ist, und in beiden dieser Fälle wird der Werth von P:

$$W \cdot \frac{R}{r} \quad \dots\dots\dots\dots \quad (2)$$

So stark muss also ein Kolben getrieben werden, damit der Widerstand W auch dann überwunden werden kann, wenn der Zufall es wollte, dass im Moment der Abfahrt einer der beiden Kolben am Ende, der andere dagegen in der Mitte seines Schubes stünde, also überhaupt nur eine Maschine treibend wirkte.

Nun wollen wir weiter sehen, was nothwendig ist, damit die Triebräder auf der Bahn nicht glitschen.

Die auf die Kurbelzapfen wirkenden Kräfte bestreben sich, die Kurbelaxe mit einem Moment gleich $P\,(r \sin \alpha + r \cos \alpha)$ zu drehen. Um dies zu verhindern, muss am Umfang des Triebrades eine Kraft $P\,\frac{r}{R}\,(\sin \alpha + \cos \alpha)$ nach entgegengesetzter Richtung wirken, d. h. die Reibung F aller gekuppelten Räder auf der Bahn muss daher wenigstens $P\,\frac{r}{R}\,(\sin \alpha + \cos \alpha)$ sein, oder der kleinste Werth von F, durch welchen ein Glitschen der Räder verhindert wird, ist:

$$F = P\,\frac{r}{R}\,(\sin \alpha + \cos \alpha) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Dieser Werth von F wird am grössten, wenn $\alpha = 45^{\circ}$, d. h. wenn $\sin \alpha + \cos \alpha = 2\sqrt{\frac{1}{2}} = 1{\cdot}414$ und beträgt dann:

$$1{\cdot}414\,P\,\frac{r}{R} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Am leichtesten tritt also im Moment, wenn der Wagenzug abfahren soll, ein Glitschen der Räder auf der Bahn ein, wenn die Kurbeln im ersten und zweiten, oder im dritten und vierten Quadranten so stehen, dass sie gegen eine Vertikallinie Winkel von 45° bilden; und wenn in dieser ungünstigsten Stellung ein Glitschen nicht eintreten soll, muss die Reibung aller gekuppelten Räder gegen die Bahn wenigstens $1{\cdot}414\,P\,\frac{r}{R}$ betragen.

Setzt man hier für P den oben (2) gefundenen Werth $W\,\frac{R}{r}$, der vorhanden sein muss, damit die Lokomotive die für die Abfahrt nöthige Zugkraft selbst dann besitzt, wenn im Moment der Abfahrt einer der Kolben am Anfang, der andere in der Mitte des Schubes stünde, so findet man für den Betrag der Reibung, welche gegen das Glitschen sichert, folgenden Werth:

$$1{\cdot}414\,.\,W\,.\,\frac{R}{r}\,.\,\frac{r}{R} = 1{\cdot}414\,W \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Wenn also die Abfahrt auch unter den ungünstigsten Verhältnissen ohne Glitschen der Räder erfolgen soll, muss die Reibung aller gekuppelten Räder auf der Bahn 1·414 Mal so viel betragen, als der Widerstand, und es genügt nicht, wenn sie nur, wie man gewöhnlich glaubt, genau so viel beträgt, als der Widerstand selbst.

Ist der Wagenzug in den Beharrungszustand seiner Bewegung getreten, in welchem alle Umdrehungen eines Triebrades in gleichen Zeiten geschehen, so tritt in den Cylindern eine Dampfspannung ein, bei welcher die durch die Pressungen auf die Kolben während einer Umdrehung eines Rades entwickelte Arbeitsgrösse durch die Ueberwältigung des Widerstandes W consumirt wird. Nennen wir für einen Augenblick P_1 diese Kraft, mit welcher ein Kolben im Beharrungszustand getrieben wird, so entwickeln beide Kolben während einer Umdrehung eines Triebrades zusammen eine Wirkungsgrösse $2 \times 4\, r \times P_1 = 8\, r\, P_1$. Bei einer Umdrehung eines Triebrades legt aber der Wagenzug einen Weg $2\, R\, \pi$ zurück, wird also der Widerstand W durch eine Weglänge $2\, R\, \pi$ überwunden, es beträgt mithin die durch den Widerstand consumirte Wirkung $2\, R\, \pi\, W$. Es ist demnach im Beharrungszustand der Bewegung:

$$8\, r\, P_1 = 2\, R\, \pi\, W$$

folglich:

$$P_1 = \frac{\pi}{4} \frac{R}{r} W$$

Setzt man diesen Werth von P_1 statt P in den Ausdruck (4), so erhält man die Reibung, welche im Beharrungszustand der Bewegung die sämmtlichen Triebräder hervorbringen müssen, damit sie während des Laufes nicht glitschen. Diese Reibung ist demnach:

$$1{\cdot}414 \,.\, \frac{\pi}{4} \frac{R}{r} W \,.\, \frac{r}{R} = 1{\cdot}11\, W \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (6)$$

Vergleicht man diesen Werth mit (5), so sieht man, dass die Fortsetzung der Fahrt mit einer geringeren Reibung der Räder auf der Bahn erfolgen könnte, als die Abfahrt.

Der Beharrungszustand des Fortlaufes der Lokomotive. Wenn eine gleichförmig geheizte Lokomotive mit einer angehängten Wagenreihe auf einer geradlinigen Bahnstrecke durch längere Zeit fortgelaufen ist, nähert sich ihre Bewegung immer mehr und mehr einem Beharrungszustand, in wechem alle Umdrehungen der Triebräder in gleichen Zeiten geschehen, und der ferner von der Art ist, dass die Zustände der Lokomotive am Anfange und am Ende jeder Umdrehung der Triebräder in jeder Hinsicht ganz identisch sind. Es müssen also am Anfange und am Ende jeder Umdrehung der Triebräder gleiche Werthe haben: 1) die Geschwindigkeiten der Lokomotive; 2) die lebendigen Kräfte der Massen der Lokomotive; 3) die Dampfspannungen im Kessel; 4) die im Kessel enthaltene Wasser- und Dampfmenge; 5) die Temperaturen in allen Theilen der Lokomotive.

Diese Identität der Zustände am Anfange und am Ende jeder Umdrehung der Triebräder ist nur unter folgenden Bedingungen möglich:

1. Die Gleichheit der Geschwindigkeiten und der lebendigen Kräfte am Anfange und Ende jeder Umdrehung der Triebräder ist nur möglich, wenn die Summe der Wirkungen, welche die Pressungen des Dampfes gegen die Kolben während jeder Umdrehung der Triebräder entwickeln, eben so gross ist, als die Summe der Wirkungen, welche sämmtliche der Bewegung der Lokomotive entgegen wirkenden Widerstände während jeder Umdrehung der Triebräder consumiren.
2. Die Gleichheit der Wasser- und Dampfvolumen im Kessel am Anfange und am Ende jeder Umdrehung ist nur möglich, wenn die Pumpen bei jeder Umdrehung eben so viel Wasser in den Kessel liefern, als aus demselben in Dampf oder flüssiger Form entweicht.
3. Die Gleichheit der Dampfspannungen kann nur stattfinden, wenn aus dem Kessel während jeder Umdrehung eben so viel Dampf entfernt wird, als in der Zeit einer Umdrehung durch die in den Kessel eindringende Wärme gebildet wird.
4. Die Gleichheit der Temperaturverhältnisse ist nur möglich, wenn während jeder Umdrehung der Triebräder die durch den Brennstoff entwickelte Wärmemenge eben so gross ist, als die aus der Lokomotive entweichende.

Werden diese vier Gleichheiten mit mathematischer Schärfe analytisch ausgedrückt, so erhält man vier Gleichungen, aus welchen alle auf den Beharrungszustand sich beziehenden Fragen beantwortet werden können.

Um diese vier Gleichheiten analytisch auszudrücken, wählen wir folgende Bezeichnungen:

O der Querschnitt eines Dampfcylinders;
l die Länge des Kolbenschubes;
v die mittlere Geschwindigkeit der Dampfkolben;
V die mittlere Fortlaufgeschwindigkeit der Lokomotive;
D der Durchmesser eines Triebrades;
l_1 die Länge des Weges, den ein Kolben bei einem Schub zurücklegt, bis die Dampfzuströmung aufgehoben wird;
m der Coeffizient für den schädlichen Raum, d. h. die Zahl, mit welcher man das Volumen $O\,l$, das der Kolben bei einem Schub beschreibt, multipliziren muss, um zu erhalten die Summe von dem Volumen eines Dampfkanales und dem Volumen zwischen Cylinderdeckel und Kolben, wenn dieser am Ende eines Schubes ist;

y der Druck des Dampfes im Cylinder hinter dem Kolben auf einen Quadratmeter, nachdem derselbe vom Beginne des Schubes an einen Weg x zurückgelegt hat;

ϱ der Druck auf einen Quadratmeter, welcher im Cylinder vor dem Kolben herrscht, nachdem derselbe vom Beginne des Schubes an einen Weg x zurückgelegt hat:

p_1 der Druck des Dampfes im Cylinder hinter dem Kolben auf einen Quadratmeter in dem Moment, wenn die Dampfzuströmung durch den Steuerungsschieber aufgehoben wird;

p_m r_m die mittleren Werthe von y und ϱ, d. h. diejenigen constanten Werthe, welche während eines Schubes eben so grosse Wirkungen produziren und consumiren würden, wie die veränderlichen Werthe von y und ϱ. Es ist also:

$$p_m\, l = \int_0^l y\, d\, x \qquad r_m\, l = \int_0^l \varrho\, d\, x$$

t die Zeit eines Kolbenschubes; es ist also $v = \frac{l}{t}$;

S die Dampfmenge in Kilogrammen, welche in jeder Sekunde gebildet wird;

s die Dampfmenge in Kilogrammen, die in jeder Sekunde verloren geht durch unvollkommene Verschlüsse und Dichtungen;

q die Wassermenge, die in jeder Sekunde durch den aus der Maschine entweichenden Dampf mit fortgerissen wird;

u_0 die Temperatur des Wassers, mit welchem der Kessel gespeist wird;

u die Temperatur des Dampfes im Kessel;

q_0 die Wassermenge in Kilogrammen, die in jeder Sekunde in den Kessel getrieben wird;

W der totale Widerstand des Trains und der Lokomotive in Kilogrammen, oder die Kraft, welche an der Lokomotive ziehend im Stande wäre, alle Hindernisse zu überwinden, die durch die Differenz der gegen die Kolben wirkenden Pressungen überwunden werden;

$\mathfrak{W}$ die Wärmemenge, welche in jeder Sekunde in den Kessel eindringt;

$\mathfrak{w}$ die Wärmemenge, welche in jeder Sekunde aus den Oberflächen aller Theile der Lokomotive in die Luft entweicht.

Dies vorausgesetzt, können wir nun die Bedingungen des Beharrungszustandes analytisch ausdrücken.

Es ist:

$\int_0^1 O\, y\, d\, x$ die Wirkung des Dampfes gegen einen Kolben während eines Schubes;

$\int_0^1 O\, \varrho\, d\, x$ die schädliche Gegenwirkung des vor dem Kolben herrschenden Druckes während eines Schubes;

$W\, D\, \pi$ die Wirkung, welche der Ueberwindung des Widerstandes W durch eine Weglänge $D\,\pi$ während einer Umdrehung entspricht.

Die Gleichheit der während einer Umdrehung produzirten und consumirten Wirkungen wird ausgedrückt durch:

$$4\int_0^1 O\, y\, d\, x - 4\int_0^1 O\, \varrho\, d\, x = W\, D\, \pi$$

Dividirt man diese Gleichung durch l und berücksichtigt man, dass:

$$\frac{\int_0^1 y\, d\, x}{l} = p_m \qquad \frac{\int_0^1 \varrho\, d\, x}{l} = r_m$$

so findet man:

$$O\,(p_m - r_m) = W\,\frac{D\,\pi}{4\,l} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Bei einem Kolbenschub wird der Raum $O\, l_1 + m\, O\, l$ eines Cylinders mit Dampf erfüllt. Dieser Dampf hat in dem Augenblick, wenn die Füllung beendigt ist, eine Spannung p_1, ein Kubikmeter dieses Dampfes hat also ein Gewicht $\alpha + \beta\, p_1$. Bei jedem einfachen Kolbenschub consumirt also ein Cylinder dem Gewicht nach eine Dampfmenge $O\,(l_1 + m\, l)\,(\alpha + \beta\, p_1)$, und da bei einer Umdrehung vier Cylinder-Füllungen vorkommen, so ist der Dampfverbrauch bei einer Umdrehung der Triebräder $4\, O\,(l_1 + m\, l)\, \alpha + \beta\, p_1)$. Es ist aber die Zeit einer Umdrehung $\frac{2\,l}{v}$, demnach der mittlere Dampfverbrauch in 1 Sekunde:

$$\frac{4\, O\,(l_1 + m\, l)\,(\alpha + \beta\, p_1)}{\frac{2\,l}{v}} = 2\, O\, v\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta\, p_1)$$

Da aber ausserdem in jeder Sekunde auch noch eine Dampfmenge s durch unvollkommene Dichtungen verloren geht, so hat man:

$$S = 2\, O\, v\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta\, p_1) + s \quad \ldots\ldots \quad (2)$$

In jeder Sekunde muss diese Dampfmenge S aus Wasser von u_0 Grad Temperatur gebildet werden. Dazu ist eine Wärmemenge $(650 - u_0) S$ nothwendig. In jeder Sekunde entweichen aber auch q Kilogramm Wasser mit u Grad Temperatur, wodurch ein Wärmeverlust von $q (u - u_0)$ Wärmeeinheiten entspringt. Da noch überdies $\mathfrak{w}$ Wärmeeinheiten durch Abkühlung an der Oberfläche verloren gehen, so hat man schliesslich die Gleichung:

$$\mathfrak{W} = (650 - u_0) S + q (u - u_0) + \mathfrak{w} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

Nebst diesen Gleichungen besteht noch wegen des geometrischen Zusammenhanges der Maschinenbestandtheile die Beziehung:

$$\frac{V}{v} = \frac{D \pi}{2 l} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (4)$$

Diese vier Gleichungen sind keine Annäherungen, sondern absolute Wahrheiten, vorausgesetzt, dass für die einzelnen Zeichen die vollkommen wahren Werthe gesetzt werden. Allein die ganz wahre Bestimmung einiger dieser Grössen, und namentlich der Werthe von p_m r_m s q $\mathfrak{w}$ ist mit unüberwindlichen Schwierigkeiten verbunden; man muss sich daher mit Annäherungswerthen begnügen.

Lokomotive mit nicht expandirenden Maschinen. Wir wollen zunächst die aufgefundenen Bedingungsgleichungen des Beharrungszustandes auf Lokomotive mit nicht expandirenden Maschinen anwenden, erlauben uns aber einige Voraussetzungen zu machen, durch welche die Rechnung wesentlich vereinfacht wird, ohne der Genauigkeit der Resultate merklich zu schaden. Wir nehmen an:

1. Die Dampfeinströmung daure bis an's Ende des Kolbenschubes, wir setzen also $l_1 = l$. Dies ist bekanntlich bei Schiebern der Fall, die nur sehr schwache äussere und innere Ueberdeckung haben.
2. Die Spannung des Dampfes im Cylinder hinter dem Kolben habe während der ganzen Dauer des Schubes einen unveränderlichen Werth p. Dann ist $p_m = p_1 = p$. Diese Voraussetzung nähert sich der Wahrheit um so mehr, je kleiner die Geschwindigkeit der Kolben ist, und je geringer die Hindernisse sind, welche der Ueberströmung des Dampfes aus dem Kessel in den Cylinder entgegenwirken, je grösser also die Querschnitte der Regulator- und der Dampfeinströmungs-Oeffnungen sind.
3. Die Spannung vor dem Kolben habe einen constanten Werth r, der von dem atmosphärischen Druck nicht beträchtlich abweicht.

Diese Annahme nähert sich der Wahrheit um so mehr, je kleiner die Geschwindigkeit des Kolbens ist und je grösser die Oeffnungen sind, durch welche der Dampf ausströmt. Unter dieser Voraussetzung ist $r_m = r$.

4. Wir erlauben uns auch noch den Dampfverlust s, den Wärmeverlust $\mathfrak{w}$ und die vom Dampf mit fortgerissene Wassermenge q zu vernachlässigen, setzen also:

$$s = o \quad \mathfrak{w} = o \quad q = o$$

Unter diesen Voraussetzungen werden die Bedingungen (1) bis (4) des Beharrungszustandes:

$$\left.\begin{aligned} p &= r + \frac{W}{O}\,\frac{D\pi}{4l} \\ S &= 2\,O\,v\,(1 + m)\,(\alpha + \beta\,p) \\ \mathfrak{W} &= (650 - u_0)\,S \\ \frac{V}{v} &= \frac{D\pi}{2l} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (5)$$

Da diese Gleichungen keine absoluten Wahrheiten, sondern nur Annäherungen ausdrücken, so werden auch die Folgerungen, die sich aus denselben ziehen lassen, nur als Annäherungen an die Wahrheit zu betrachten sein. Um jedoch das Wort „Annäherung" nicht so oftmals wiederholen zu müssen, wollen wir die aus (5) sich ergebenden Folgerungen so aussprechen, wie wenn die Gleichungen (5) vollkommen wahr wären.

In diesen vier Gleichungen kommen nebst den constanten Grössen $\alpha\ \beta\ \pi\ r$ die nach Umständen veränderlichen Grössen $p\ W\ D\ e\ S\ O\ v\ V\ \mathfrak{W}\ u_0$ vor, deren Anzahl 10 ist. Es können also $\frac{10 \times 9 \times 8 \times 7}{1 \times 2 \times 3 \times 4} = 210$ verschiedene Fragen gestellt und beantwortet werden. Einige dieser Fragen sind von besonderem praktischen Interesse, wir wollen uns daher mit deren Beantwortung beschäftigen.

Geschwindigkeit der Lokomotive bei einer bestimmten Dampfproduktion. Es sei gegeben $W\ D\ l\ O\ S\ u_0$ und zu suchen $V\ v\ p\ \mathfrak{W}$. Das will sagen: an eine wirklich existirende Lokomotive sei eine Wagenreihe angehängt, die mit Einschluss des Widerstandes, den die Lokomotive verursacht, einen totalen Widerstand W der Bewegung entgegensetzt. Im Kessel werde in jeder Sekunde eine Dampfmenge von S Kilogramm gebildet und die Temperatur des Tenderwassers sei u_0.

Es soll nun berechnet werden: 1) die Spannung p des Dampfes in den Cylindern; 2) die Geschwindigkeit v der Kolben; 3) die Geschwindigkeit V der Fahrt; 4) die Wärmemenge, welche per 1″ in den Kessel eindringt.

Die erste der Gleichungen (5) gibt direkt für die Dampfspannung p den Werth:

$$p = r + \frac{W}{O} \frac{D\pi}{4l} \quad \dots\dots\dots\dots (6)$$

Aus der zweiten dieser Gleichungen folgt:

$$v = \frac{S}{2\,O\,(1 + m)\,(\alpha + \beta p)} \quad \dots\dots\dots (7)$$

Die vierte Gleichung gibt:

$$V = v \,.\, \frac{D\pi}{2l} \quad \dots\dots\dots\dots (8)$$

Die dritte Gleichung gibt endlich:

$$\mathfrak{W} = (650 - u_0)\,S \quad \dots\dots\dots\dots (9)$$

Aus der Gleichung (6) ersieht man, dass die Spannung des Dampfes in den Cylindern unabhängig ist von der Geschwindigkeit der Fahrt und von der in jeder Sekunde gebildeten Dampfmenge, also auch unabhängig ist von der mehr oder weniger lebhaften Kesselheizung, und dass diese Spannung abhängt: 1) von der vor dem Kolben herrschenden Spannung; 2) von dem Verhältniss $\frac{D}{l}$ zwischen dem Durchmesser der Triebräder und der Länge des Kolbenschubes; 3) von dem Querschnitt O der Dampfcylinder und 4) von dem zu bewältigenden Widerstand W. Für eine bestimmte Lokomotive haben $\frac{D}{l}$ und O ganz bestimmte Werthe und kann man auch r als eine constante Grösse ansehen. Die Dampfspannung p ist also für jede bestimmte Lokomotive nur allein mit dem Widerstand W veränderlich. Ein Lokomotivführer mag also seine Maschine wie immer behandeln, er mag viel oder wenig einfeuern, den Regulator mehr oder weniger öffnen, es wird doch, wenn der Beharrungszustand eingetreten ist, in den Cylindern immer die gleiche Dampfspannung eintreten, so lange der Widerstand der gleiche bleibt. Diese Dampfspannung fällt gross aus, wenn der Widerstand gross, die Cylinder klein und die Triebräder gross sind.

Da nun p von S nicht abhängt, so zeigt die Gleichung (7), dass die Geschwindigkeit v der Kolbenbewegung der in einer Sekunde produzirten Dampfmenge proportional ist. Bei ungeändertem Widerstand bringt also eine zwei-, drei-, viermal grössere Dampfproduktion eine zwei-, drei-, viermal grössere Geschwindigkeit hervor.

Die Voraussetzung, dass die Werthe von W und r constant und von S und V unabhängig sind, findet in den meisten Fällen nicht statt. In einem Beharrungszustand, in welchem eine grössere Dampferzeugung stattfindet, muss erstlich eine grössere Geschwindigkeit eintreten, muss also schon wegen des Luftwiderstandes der Totalwiderstand W wachsen. In einem Beharrungszustand, in welchem eine grössere Dampferzeugung stattfindet, muss ferner eine grössere Dampfmenge durch das Blasrohr ausströmen, muss also nothwendig der vor dem Kolben herrschende Widerstand r grösser sein. Mit dem Wachsen von S nimmt also W und r zu, und folglich auch vermöge Gleichung (6) der Werth von p. So wie aber p und folglich auch $(\alpha + \beta p)$ wächst, so kann vermöge Gleichung (7) die Geschwindigkeit v nicht mehr in dem Maase wachsen, als S wächst, sondern in einem geringeren Grade.

Das so eben mit Worten Gesagte kann auch auf dem Wege der Rechnung nachgewiesen werden, wenn man für W und r ihre wahren analytisch ausgedrückten Werthe einführt.

Vortheilhafteste Verhältnisse hinsichtlich des Brennstoffverbrauches. Wir wollen uns die Frage zur Beantwortung vorlegen, unter welchen Bedingungen das Verhältniss zwischen der Effektleistung einer Lokomotive und dem Brennstoffaufwand am günstigsten ausfällt.

Es ist W V die nützliche Wirkung, welche eine Lokomotive in einer Sekunde entwickelt, $\frac{W\,V}{\mathfrak{W}}$ die nützliche Wirkung, welche die Lokomotive mit jeder in den Kessel eindringenden Wärmeeinheit hervorbringt. Dieses Verhältniss bestimmt also das Güteverhältniss der Maschinenleistung, und soll einen möglichst grossen Werth haben. Aus den Gleichungen (5) findet man leicht:

$$\frac{W\,V}{\mathfrak{W}} = \frac{1}{(650 - u_0)} \frac{p - r}{\alpha + \beta p} \frac{1}{1+m}$$

Für grössere Dampfspannungen über 3 Atmosphären, wie sie bei Lokomotiven vorkommen, ist α gegen βp eine kleine Grösse, man begeht daher keinen merklichen Fehler, wenn man in diesem Ausdruck α gegen βp vernachlässiget; dann erhält man aber:

$$\frac{W\,V}{\mathfrak{W}} = \frac{1}{\beta (650 - u_0)} \left(1 - \frac{r}{p}\right) \frac{1}{1+m} \quad . \; . \; . \; . \quad (10)$$

Das Güteverhältniss der Maschinenleistung richtet sich also, wie aus diesem Ausdruck erhellt, einzig und allein nach dem Verhältniss der mittleren Pressungen, die im Beharrungszustand der Bewegung hinter dem Kolben und vor demselben eintreten. Oder eine im Verhältniss zu dem schädlichen Vorderdruck r grosse Dampfspannung p ist die Bedingung einer günstigen Kraftentwicklung.

Um also eine vortheilhafte Leitung einer Lokomotive zu erzielen, ist im Wesentlichen nur nothwendig, solche Verhältnisse eintreten zu lassen, dass im Beharrungszustand der Bewegung in den Dampfcylindern eine hohe Dampfspannung stattfindet.

Es ist aber vermöge Gleichung (6):

$$p = r + \frac{W}{O} \frac{D\pi}{4 l}$$

woraus man sieht, dass die Dampfspannung gross ausfällt, wenn der Widerstand W und die Triebräder gross, das Volumen O l des Dampfcylinders dagegen klein ist. Um also kleine Lasten vortheilhaft fortschaffen zu können, muss man Lokomotive mit grossen Triebrädern und kleinen Cylindern anwenden. Um aber grosse Lasten vortheilhaft, jedoch nicht mit einer zu übermässigen Dampfspannung fortzuschaffen, muss man Lokomotive mit kleinen Triebrädern und grossen Cylindern benutzen. Personenzuglokomotive erfordern also grosse Triebräder und kleine Cylinder, Lastenzuglokomotive dagegen kleine Triebräder und grosse Cylinder.

Abmessungen einer zu erbauenden Lokomotive. An eine neu zu erbauende Lokomotive stellt man zunächst die Bedingung, dass dieselbe einen gewissen Widerstand W mit einer gewissen Geschwindigkeit V zu überwinden im Stande sein soll. Damit aber die Lokomotive hinsichtlich des Brennstoffaufwandes vortheilhaft wirken kann, muss im Beharrungszustand der Bewegung in den Cylindern eine Dampfspannung p von einer gewissen Höhe eintreten, die jedoch diejenigen Grenzen nicht überschreiten darf, an welchen der Zustand des Kessels gefährlich werden könnte. Für die vortheilhafteste Leistung einer Lokomotive ist die Kolbengeschwindigkeit nicht ganz gleichgültig. In dem aufgefundenen Güteverhältniss (10) erscheint sie zwar nicht direkt, ist aber doch darin versteckt enthalten, denn eine grosse Kolbengeschwindigkeit vergrössert nicht nur den schädlichen Vorderdruck, sondern kann auch bewirken, dass zuletzt, wenn die Dampfzuströmung aufgehoben wird, eine Dampfspannung p_1 eintritt, die beträchtlich höher ist, als die mittlere Pressung p_m, wodurch das Güteverhältniss ungünstig wird. Aber nicht nur für die

Brennstoffökonomie, sondern auch für den soliden Fortbestand des geordneten Zusammenhanges der Maschinenbestandtheile ist eine mässige Geschwindigkeit vortheilhaft. Aus diesen Andeutungen geht hervor, dass für eine neu zu erbauende Lokomotive die Grössen $p\ r\ V\ v\ W\ u_0$ angenommen, die Grössen O, $\frac{D}{l}$, S und $\mathfrak{W}$ dagegen aus den Gleichungen (5) gesucht werden müssen.

Die letzte dieser Gleichungen (5) gibt zunächst:

$$\frac{D}{l} = \frac{2}{\pi} \frac{V}{v} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Setzt man diesen Werth in die erste der Gleichungen (5) und sucht sodann O, so findet man:

$$O = \frac{1}{2} \frac{W}{p - r} \frac{V}{v} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Aus der zweiten und dritten der Gleichungen (5) folgt nun weiter:

$$\left.\begin{aligned} S &= 2\ O\ v\ (1 + m)\ (\alpha + \beta\ p) \\ \mathfrak{W} &= (650 - u_0)\ S \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (13)$$

Durch (11) wird ein gewisses Verhältniss zwischen dem Durchmesser eines Triebrades und der Länge des Kolbenschubes bestimmt, die absoluten Werthe dieser Grössen bleiben jedoch willkürlich. Berücksichtiget man, dass die Communicationswechsel jedes Mal mit gewissen Störungen verbunden sind, so erscheint ein langer Kolbenschub als vortheilhaft, aber gewisse Grenzen kann man nicht überschreiten, weil sonst wegen (11) die Durchmesser der Triebräder zu gross genommen werden müssten. Die Gleichung (12) bestimmt den Querschnitt eines Dampfcylinders. Dieser ist, wie man sieht, dem Widerstand W und der Fahrgeschwindigkeit V direkt, der Pressungsdifferenz $p - r$ und der Kolbengeschwindigkeit v dagegen verkehrt proportional. Eine Lokomotive erfordert durchaus compendiöse Maschinen, also auch kleine Dampfcylinder; man muss daher eine hohe Dampfspannung und eine grosse Kolbengeschwindigkeit eintreten lassen, obgleich diese letztere für die Kraftleistung ungünstig ist.

Wie die Grössen $p\ r\ V\ v$ zu nehmen sind, um im Ganzen vortheilhafte und für die Ausführung zweckmässige Dimensionen in allen Theilen der Lokomotive zu erhalten, soll in der Folge angegeben werden; vorläufig handelt es sich nur um Grundsätze.

Lokomotive mit expandirenden Maschinen. Die früher aufgestellten Gleichungen (1) bis (4) gelten auch für expandirende Maschinen, es kömmt nur darauf an, dass man die richtigen Werthe von p_m r_m und p_1 einführt. Wir berechnen zunächst p_m unter folgenden Voraussetzungen: 1) die Spannung des Dampfes im Cylinder habe vom Beginne des Kolbenschubes an bis zur Absperrung hin einen unveränderlichen Werth p. Dann ist p_1 ebenfalls gleich p; 2) die Expansion, welche beginnt, nachdem der Kolben einen Weg l_1 zurückgelegt hat, dauere bis an das Ende des Kolbenschubes fort; 3) die Expansion erfolge sowohl ohne Wärme-, als auch ohne Dampfverlust.

Nennen wir y die Spannung des Dampfes im Cylinder hinter dem Kolben, nachdem derselbe einen Weg x zurückgelegt hat, der grösser als l_1 ist, so hat man:

$$p_m = \frac{O\,p\,l + \int_{l_1}^{l} O\,y\,d\,x}{O\,l} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

In dem Moment, in welchem die Absperrung eintritt, ist in dem Volumen $O\,l_1$, das bis dahin der Kolben zurückgelegt hat und in dem schädlichen Raum $m\,O\,l$ eine Dampfmenge

$$(O\,l_1 + m\,O\,l)\,(\alpha + \beta\,p) = O\,l\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta\,p)$$

eingeschlossen. Nachdem der Kolben den Weg x zurückgelegt hat, befindet sich diese Dampfmenge in einem Volumen $O\,x + m\,O\,l$ und die Spannung ist y; man hat daher die Gleichheit:

$$O\,l\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta\,p) = O\,(x + m\,l)\,(\alpha + \beta\,y)$$

Hieraus folgt:

$$y = \frac{l_1 + m\,l}{x + m\,l}\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) - \frac{\alpha}{\beta}$$

und nun findet man:

$$\int_{l_1}^{l} O\,y\,d\,x = O\,(l_1 + m\,l)\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\int_{l_1}^{l}\frac{d\,x}{x + m\,l} - O\,\frac{\alpha}{\beta}\,(l - l_1)$$

$$= O\,(l_1 + m\,l)\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\,\text{lognat}\,\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l} - O\,\frac{\alpha}{\beta}\,(l - l_1)$$

Der Werth von p_m wird demnach:

$$p_m = \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) \left[\frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{lognat} \frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l}\right] - \frac{\alpha}{\beta} \quad . \quad (2)$$

Oder wenn wir der Kürze wegen:

$$\frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{lognat} \frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l} = k \quad . \ . \ . \ . \ . \quad (3)$$

setzen, so erhält man:

$$p_m = \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \frac{\alpha}{\beta} \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \quad (4)$$

Die vor dem Kolben herrschende Spannung ist bei einer expandirenden Maschine weniger veränderlich, als bei einer nicht expandirenden Maschine und ist nicht viel grösser, als der atmosphärische Druck. Wir erlauben uns daher für r_m einen bestimmten, von dem atmosphärischen Druck nicht beträchtlich verschiedenen Werth, den wir mit r bezeichnen wollen, in Rechnung zu bringen. Setzt man in die Gleichungen (1) bis (4), Seite 39 und 40 für p_m den obigen Werth (4), ferner $r_m = r$, $p_1 = p$, und vernachlässigt die Verluste s und $\mathfrak{w}$, so erhält man folgende Gleichungen:

$$\left.\begin{aligned}
&O\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right] = W \frac{D\pi}{4\,l} \\
&S = 2\,O\,v \left(\frac{l_1}{l} + m\right) (\alpha + \beta\,p) \\
&\frac{V}{v} = \frac{D\pi}{2\,l} \\
&\mathfrak{W} = (650 - u_0)\,S \\
&k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{lognat} \frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l}
\end{aligned}\right\} \quad . \ . \ . \ . \quad (5)$$

welche ähnlich wie die Gleichungen (5), Seite 41 zur Beantwortung verschiedener Fragen gebraucht werden können.

Geschwindigkeit einer expandirenden Maschine. Als erste Awendung dieser Gleichungen wollen wir die Frage beantworten, mit welcher Geschwindigkeit eine expandirende Maschine einen Wagenzug, der einen bestimmten Widerstand W verursacht, fortzieht, wenn in jeder

Sekunde eine gewisse Dampfmenge S produzirt wird. In diesem Falle ist gegeben $W\ D\ l\ O\ \frac{l_1}{l}\ m\ S\ \alpha\ \beta\ r$; zu suchen dagegen $p\ v\ V\ \mathfrak{W}$.

Aus der ersten der Gleichungen (5) folgt:

$$p = \frac{1}{k}\left[\frac{W}{O}\frac{D\pi}{4l} + \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right] - \frac{\alpha}{\beta}$$

oder wenn man für k seinen Werth setzt:

$$p = \frac{\frac{W}{O}\frac{D\pi}{4l} + \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)}{\frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right)\operatorname{lognat}\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l}} - \frac{\alpha}{\beta} \quad \ldots (6)$$

Hat man p berechnet, so gibt die zweite der Gleichungen (5):

$$v = \frac{S}{2\,O\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta\,p)} \quad \ldots\ldots (7)$$

und nun ist noch ferner:

$$\left.\begin{aligned} V &= \frac{D\pi}{2l}\,v \\ \mathfrak{W} &= (650 - u_0)\,S \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots (8)$$

Vortheilhafteste Leistungen einer expandirenden Lokomotive. Es ist $W\,V$ die nützliche Wirkung der Lokomotive, $\frac{W\,V}{\mathfrak{W}}$ die Wirkung, die sie mit jeder in den Kessel eindringenden Wärmeeinheit entwickelt. Dieses Verhältniss muss für die vortheilhaftesten Umstände ein Maximum werden.

Aus den Gleichungen (5) findet man leicht:

$$\frac{W\,V}{\mathfrak{W}} = \frac{1}{650 - u_0}\,\frac{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)}{\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta\,p)} \quad \ldots (9)$$

Es ist nun die Frage, wie p und wie $\frac{l_1}{l}$ genommen werden soll, damit dieses Güteverhältniss den grössten Werth erhält. Dieser Ausdruck kann auch geschrieben werden, wie folgt:

$$\frac{W\,V}{\mathfrak{W}} = \frac{1}{(650-u_0)\beta} \frac{k - \frac{\alpha + \beta r}{\alpha + \beta p}}{\left(\frac{l_1}{l} + m\right)}$$

und hieraus ersicht man zunächst, dass eine im Verhältniss zum schädlichen Vorderdruck r möglichst hohe Dampfspannung vortheilhaft ist.

Setzt man zur Berechnung des vortheilhaftesten Werthes von $\frac{l_1}{l}$ der Kürze wegen $\frac{W\,V}{\mathfrak{W}} = y$, $\frac{l_1}{l} = x$, so wird:

$$k = x + (x + m) \text{ lognat } \frac{1+m}{x+m}$$

$$y = \frac{1}{(650-u_0)\beta} \frac{x + (x+m) \text{ lognat } \frac{1+m}{x+m} - \frac{\alpha + \beta r}{\alpha + \beta p}}{x + m}$$

Differenzirt man diesen Ausdruck, so findet man:

$$\frac{d\,y}{d\,x} = -\frac{1}{(650 - u_0)\,\beta} \frac{x - \frac{\alpha + \beta r}{\alpha + \beta p}}{(x + m)^2}$$

Für den vortheilhaftesten Werth von x muss $\frac{d\,y}{d\,x}$ gleich Null werden. Dies ist der Fall für:

$$x = \frac{l_1}{l} = \frac{\alpha + \beta r}{\alpha + \beta p} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Bezeichnet man die am Ende des Kolbenschubes in dem Cylinder vorhandene Spannung mit z, so hat man zur Bestimmung derselben die Gleichung:

$$(O\,l_1 + m\,O\,l)\,(\alpha + \beta\,p) = (O\,l + m\,O\,l)\,(\alpha + \beta\,z)$$

Hieraus folgt:

$$z = \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) \frac{\frac{l_1}{l} + m}{1 + m} - \frac{\alpha}{\beta}$$

Setzt man hier für $\frac{l_1}{l}$ den obigen, der vortheilhaftesten Expansion entsprechenden Werth (10), so erhält man die Dampfspannung, welche in dem Cylinder am Ende des Kolbenschubes eintritt, wenn die vortheilhafteste Expansion stattfindet. Dieser Werth von z ist:

$$z = r + \frac{m}{1 + m}(p - r)$$

ist also wegen des schädlichen Raumes etwas grösser als der schädliche Vorderdruck. Die vortheilhafteste Expansion ist also diejenige, bei welcher am Ende eines Kolbenschubes die Pressungen zu beiden Seiten eines Kolbens beinahe gleich gross sind, bei welcher also ein Kolben, wenn er an das Ende eines Schubes gelangt, gar nicht mehr treibend wirken kann.

Wesentliche Dimensionen einer neu zu erbauenden Lokomotive mit expandirenden Maschinen. Für neu zu erbauende Lokomotive mit expandirenden Maschinen müssen die Grössen

$$W \quad V \quad v \quad p \quad \frac{l_1}{l} \quad m \quad \alpha \quad \beta$$

angenommen, dagegen die Grössen

$$O \quad \frac{D}{e} \quad S \quad \mathfrak{W}$$

bestimmt werden, was vermittelst der Gleichungen (5) geschehen kann.

Durch Elimination von $\frac{D\pi}{2l}$ folgt aus der ersten und dritten dieser Gleichungen:

$$O = \frac{W\,V}{2\,v\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]} \quad \ldots\ldots \quad (11)$$

Hat man diesen Werth von O berechnet, so gibt die zweite dieser Gleichungen:

$$S = 2\,O\,v\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta\,p) \quad \ldots\ldots \quad (12)$$

Ferner die dritte:

$$\frac{D}{e} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{V}{v} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Endlich die vierte:

$$\mathfrak{W} = (650 - u_0)\,S \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

Vergleichung der Güteverhältnisse von Lokomotiven mit expandirenden und mit nicht expandirenden Maschinen. Dividirt man das für expandirende Maschinen gefundene Güteverhältniss (9) durch das für nicht expandirende Maschinen gefundene Güteverhältniss (10), Seite 43, so erhält man einen Quotienten γ, welcher ausdrückt, wie viel Mal die Wirkung einer Wärmeeinheit bei einer expandirenden Maschine grösser ist, als bei einer nicht expandirenden. Wenn man annimmt, dass die Spannung des Dampfes hinter dem Kolben in den expandirenden Maschinen bis zum Beginn der Expansion eben so gross ist, als in den nicht expandirenden Maschinen während des ganzen Kolbenschubes, findet man für den bezeichneten Quotienten γ folgenden Ausdruck:

$$\gamma = \frac{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)}{p - r} \cdot \frac{1 + m}{\frac{l_1}{l} + m}$$

Setzen wir $p = 60000$, $\frac{\alpha}{\beta} = 3018$, $m = 0{\cdot}05$, $r = 12500$, so wird mit Berücksichtigung des Werthes von k (5):

$$\text{für } \frac{l_1}{l} = \frac{1}{3} \qquad \frac{1}{2} \qquad \frac{3}{4}$$

$$\gamma = 1{\cdot}58 \qquad 1{\cdot}33 \qquad 1{\cdot}23$$

Das Expansionsprinzip verspricht, wie man aus diesen Zahlen ersieht, keine glänzenden Resultate. Berücksichtigt man, dass eine Expansionssteuerung einen grösseren Widerstand verursacht und einen complizirteren, daher schwieriger zu behandelnden Mechanismus erfordert, dass ferner bei etwas starker Expansion ungleichförmige Bewegungen entstehen und eine zu schwache Feueranfachung durch das Blasrohr eintritt, dass endlich expandirende Maschinen für gleiche Kraftentwickelung grössere Cylinder erhalten müssen, die für die Befestigung wenigstens sehr unbequem sind: so kann man von der Anwendung des Expansionsprinzips bei Lokomotiv-Maschinen kaum einen praktischen Vortheil erwarten, und es erklärt sich hieraus die Thatsache, dass die Lokomotive mit expandirenden Maschinen keine allgemeine Verbreitung gefunden haben.

Die periodische Bewegung im Beharrungszustand.

Im Beharrungszustand der Bewegung geschehen alle Umdrehungen der Triebräder einer Lokomotive in gleichen Zeiten. Während jeder Umdrehung der Triebräder legt die Lokomotive, wenn die Räder nicht schleifen, einen Weg $D\pi$ zurück, und wenn man diesen durch die constante Zeit einer Umdrehung dividirt, so erhält man die mittlere Geschwindigkeit derjenigen Fortbewegung, die wir bereits untersucht haben. Die Bewegung des Schwerpunktes der Lokomotive erfolgt aber während einer Umdrehung nicht mit Gleichförmigkeit, sondern mit periodisch veränderlicher Geschwindigkeit, weil wegen der Kurbelmechanismen die treibenden Kräfte mit den Widerständen nicht in jedem Augenblick im Gleichgewicht sein können. Wir wollen uns nun mit der während jeder Umdrehung eines Triebrades wegen der Kurbelmechanismen eintretenden ungleichförmigen Bewegungen des Schwerpunktes der Lokomotive beschäftigen. Diese Bewegung ist aber nicht zu verwechseln mit der des Rahmens und der damit verbundenen Theile des ganzen Baues, sondern sie betrifft nur allein die Art und Weise, wie der dem Massensystem in jedem Augenblick seiner Bewegung entsprechende Schwerpunkt in Folge der Kurbelmechanismen im Raum fortrückt.

Wir müssen uns aber, um diese veränderliche Bewegung des Schwerpunktes zu bestimmen, folgende Voraussetzungen erlauben.

Wir nehmen an:

1. zwei Maschinen, die ohne Expansion auf zwei unter einem rechten Winkel gestellte Kurbeln wirken;
2. die Pressungen gegen beide Flächen eines Kolbens seien während der ganzen Dauer eines jeden Schubes unveränderlich;
3. das Verhältniss zwischen der Länge einer Schubstange und der Länge eines Kurbelhalbmessers sei so gross, dass man keinen merklichen Fehler begeht, wenn man es als unendlich gross annimmt;
4. der der Lokomotive entgegenwirkende Widerstand sei constant;
5. die totale lebendige Kraft des ganzen Massensytems der Lokomotive dürfe ausgedrückt werden durch das Produkt aus der Masse der Lokomotive in das Quadrat der Geschwindigkeit ihres Schwerpunktes;
6. die Geschwindigkeit der Massen aller an die Lokomotive angehängten Wägen sei eine absolut unveränderliche.

Für die in der Rechnung erscheinenden Grössen wählen wir folgende Bezeichnungen:

O der Querschnitt eines Dampfcylinders;
l die Länges des Kolbenschubes;
D der Durchmesser eines Triebrades;
p die Pressung des Dampfes auf einen Quadratmeter der Kolbenfläche;

r die Pressung auf einen Quadratmer der Vorderfläche eines Kolbens; p und r sind vermöge der zweiten Voraussetzung constant;

W der constante Widerstand, welcher der Bewegung der Lokomotive entgegenwirkt;

M die Masse der Lokomotive;

L das Gewicht der Lokomotive in Tonnen zu 1000 Kilogrammen, demnach $M = \frac{1000\ L}{2\ g}$ wobei g die Beschleunigung beim freien Fall bezeichnet;

V die mittlere
V_1 das Maximum der
V_2 das Minimum der
} Geschwindigkeit des Schwerpunktes der Lokomotive;

φ der Winkel, den in irgend einem Augenblick der Bewegung die Kurbel der rechtseitigen Maschine mit der Bewegungsrichtung des Kolbens bildet, demnach $\frac{\pi}{2} + \varphi$ der analoge Winkel für die linkseitige Maschine;

μ derjenige Werth von φ, bei welchem das Minimum der Geschwindigkeit eintritt.

Während die Kurbel den Winkel φ beschreibt, legt der Kolben der rechtseitigen Maschine einen Weg $\frac{1}{2}(1 - \cos\varphi)$, der Kolben der linkseitigen Maschine einen Weg $\frac{1}{2}\sin\varphi$ zurück (was jedoch nur für eine unendlich lange Schubstange richtig ist). Die beiden Kolben entwickeln dabei zusammen eine Wirkung:

$$O\,(p - r)\,\frac{1}{2}\,(1 - \cos\varphi + \sin\varphi).$$

Gleichzeitig legt die Lokomotive einen Weg $\frac{D}{2}\varphi$ zurück, wird also der Widerstand W durch den Weg $\frac{D}{2}\varphi$ überwunden, wird also eine Wirkung $W\,\frac{D}{2}\,\varphi$ consumirt. Nennen wir V_0 die Geschwindigkeit, mit welcher sich die Lokomotive bewegte, als der Winkel φ gleich Null war, y die dem Winkel φ entsprechende Geschwindigkeit, so ist $M\,(y^2 - V_0^2)$ die Aenderung der lebendigen Kraft der Lokomotiv-Masse während der Bewegung durch den Winkel φ.

Da wir vorausgesetzt haben, dass der Wagenzug seine Geschwindigkeit nicht ändere, so besteht nun die Gleichheit:

$$O\,(p - r)\,\frac{1}{2}\,(1 - \cos\varphi + \sin\varphi) - W\,\frac{D}{2}\,\varphi = M\,(y^2 - V_0^2)\quad . \quad (1)$$

Diese Gleichung gilt jedoch nur von $\varphi = 0$ bis $\varphi = \frac{\pi}{2}$, weil ausserhalb dieser Gränzen die Richtungen der Pressungen gegen die Kolben Aenderungen erleiden. Innerhalb dieser Gränzen gilt jedoch die Gleichung (1), es mag ein Beharrungszustand vorhanden sein oder nicht. Allein da wir gerade die Bewegung der Lokomotive in ihrem Beharrungszustand kennen lernen wollen, so müssen wir die Bedingung seines Bestehens analytisch ausdrücken und in (1) einführen. Nun geht aus der Natur der Sache hervor, dass im Beharrungszustand der Bewegung für $\varphi = \frac{\pi}{2}$ wiederum die Geschwindigkeit V_0 eintreten muss; wir erhalten daher die Bedingung, welche den Beharrungszustand charakterisirt, wenn wir in (1) φ gleich $\frac{\pi}{2}$ und y gleich V_0 setzen; wir finden demnach:

$$O (p - r) \frac{l}{2} \cdot 2 - W \frac{D}{2} \frac{\pi}{2} = 0$$

oder:

$$W = \frac{4 O (p - r) l}{D \pi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Führt man diesen Werth von W in (1) ein, so erhält man:

$$O (p - r) l \left[\frac{1}{2} (1 - \cos \varphi + \sin \varphi) - \frac{2 \varphi}{\pi} \right] = M (y^2 - V_0^2) \qquad (3)$$

und diese Gleichung drückt nun das Gesetz aus, nach welchem im Beharrungszustand die Bewegung der Lokomotive erfolgt, während der Winkel φ von 0 in $\frac{\pi}{2}$ übergeht.

Es liegt in der Natur der Sache, dass innerhalb dieser Grenzen ein Minimum und ein Maximum der Geschwindigkeit vorkommen muss. Für diejenigen Werthe von φ, für welche y ein Maximum oder ein Minimum wird, muss $\frac{d (y^2)}{d \varphi} = 0$ sein. Differenzirt man die Gleichung (3) und setzt $\frac{d (y^2)}{d \varphi} = 0$, so findet man:

$$O (p - r) l \left[\frac{1}{2} (\sin \varphi + \cos \varphi) - \frac{2}{\pi} \right] = 0$$

oder $\sin \varphi + \cos \varphi = \frac{4}{\pi}$. Aus dieser Gleichung findet man, mit Berücksichtigung, dass $\sin \varphi + \cos \varphi = \sqrt{1 + \sin 2 \varphi}$ ist:

$$\sin 2 \varphi = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 - 1 = 0\,6205$$

Die innerhalb 0 und 180° liegenden Winkel, welche dieser Gleichung entsprechen, sind: 38° + 21′ und 141° + 39′. Die dem Minimum und Maximum der Geschwindigkeit entsprechenden Werthe von φ sind demnach:

$$19^0 + 10' + 30'' \text{ (Minimum)}$$
$$70^0 + 49' + 30'' \text{ (Maximum)}$$

Es ist klar, dass der erstere dieser Werthe dem Minimum, und der letztere dem Maximum entspricht. Denn wenn φ sehr klein ist, wirkt beinahe nur die linkseitige Maschine treibend; wird dagegen φ nahe 45°, so wirken beide Maschinen beinahe mit voller Kraft.

Bezeichnen wir durch μ die Bogenlänge, welche dem Winkel von 19° + 10′ + 30″ entspricht, so müssen der Gleichung (3) sowohl der Werth $\varphi = \mu$ und $y = V_2$, als auch der Werth $\varphi = \frac{\pi}{2} - \mu$ und $y = V_1$ genügen. Man erhält daher:

$$O\,(p - r)\,l \left[\frac{1}{2}\,(1 - \cos\mu + \sin\mu) - \frac{2\,\mu}{\pi}\right] = M\,(V_2^2 - V_0^2)$$

$$O\,(p - r)\,l \left[\frac{1}{2}\,(1 - \sin\mu + \cos\mu) - \frac{2\left(\frac{\pi}{2} - \mu\right)}{\pi}\right] = M\,(V_1^2 - V_0^2)$$

Die Differenz dieser Gleichungen gibt:

$$O\,(p - r)\,l \left[- \sin\mu + \cos\mu - 1 + 4\,\frac{\mu}{\pi}\right] = M\,(V_1^2 - V_2^2) \quad . \quad (4)$$

Nun ist aber $\frac{1}{2}\,(V_1 + V_2) = V$, und wenn wir das Verhältniss $\frac{V_1 - V_2}{V} = i$ setzen, so wird $V_1^2 - V_2^2 = (V_1 + V_2)\,(V_1 - V_2) = 2\,V \times i\,V = 2\,i\,V^2$. Die Gleichung (4) wird demnach:

$$O\,(p - r)\,l \left[- \sin\mu + \cos\mu - 1 + 4\,\frac{\mu}{\pi}\right] = 2\,i\,V^2\,M$$

und hieraus folgt:

$$i = \frac{O\,(p - r)\,l \left[- \sin\mu + \cos\mu - 1 + \frac{4\,\mu}{\pi}\right]}{2\,V^2\,M} \quad . \; . \; . \quad (5)$$

Nach diesem Werth von i ist die Ungleichförmigkeit zu beurtheilen, welche in der Bewegung des Schwerpunktes der Lokomotive vermöge der Kurbelmechanismen eintritt. Es ist:

$$\frac{4\,\mu}{\pi} = \frac{4\,(19 \times 60 \times 60 + 10 \times 60 + 30)}{60 \times 60 \times 180} = 0{\cdot}4261$$

$$\sin \mu = \sin\,(19^\circ + 10' + 30'') = 0{\cdot}3284$$

$$\cos \mu = \cos\,(19^\circ + 10' + 30'') = 0{\cdot}9444$$

Ferner:

$$M = \frac{1000\ L}{2\ g} = \frac{1000\ L}{2 \times 9{\cdot}808}$$

und hierdurch wird der Werth von i:

$$i = \frac{O\,(p - r)\,l}{2424\ L\ V^2} \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \quad (6)$$

Es sei z. B.:

$O = 0{\cdot}1$, $p - r = 40000$, $l = 0{\cdot}6$, $L = 18$ Tonnen, $V = 10$ Meter,

so wird $i = 0{\cdot}00055$, d. h. der Unterschied zwischen der grössten und kleinsten Geschwindigkeit ist 0·00055 von der mittleren Geschwindigkeit. Dieser Unterschied beträgt also 0·0055 Meter.

An diesem Beispiel ersieht man, dass die durch die Kurbelmechanismen verursachte Ungleichförmigkeit der Bewegung des Schwerpunktes so unbedeutend ist, dass man sie durch die delikatesten Messinstrumente wohl kaum zu entdecken im Stande wäre. Diese Ungleichförmigkeit ist also für die Praxis eine nicht beachtenswerthe.

Uebergang aus einem Beharrungszustand in einen andern. Der Uebergang aus einem Beharrungszustand in einen andern kann verursacht werden: 1. durch eine Aenderung des Widerstandes, den die Lokomotive zu überwinden hat, also insbesondere durch Steigen oder Fallen der Bahn; 2. durch eine Aenderung der Kesselheizung; 3. durch eine Aenderung der Regulatorstellung; 4. durch eine Aenderung des Expansionsgrades, wenn der Steuerungsmechanismus eine variable Expansion zulässt; 5. durch eine Aenderung der Ausströmungsöffnung des Blasrohres; 6. durch das gleichzeitige Eintreten zweier oder mehrerer der unter (1) bis (5) genannten Veränderungen.

Um die Erscheinungen, welche bei dem Uebergang aus einem Beharrungszustand in einen andern vorkommen, leichter zu besprechen, wollen wir den ersteren A, den letzten B nennen.

Geschieht der Uebergang aus A in B nur durch eine Zunahme des Widerstandes, und bleibt alles Andere ungeändert, so muss zunächst eine Abnahme der Geschwindigkeit eintreten, denn im Zustand A war die Spannung des Dampfes in den Cylindern so, dass sie den Widerständen im Mittel genommen das Gleichgewicht hielt; wenn also plötzlich der Widerstand wächst, so kann in diesem Augenblick und in den darauf folgenden die Spannung des Dampfes nicht im Stande sein, den grösseren Widerstand zu bewältigen. Allein so wie die Geschwindigkeit der Lokomotive abnimmt, entsteht eine Verminderung des Dampfverbrauches, während die Dampferzeugung in beinahe ungeschwächtem Maasse fortgeht; es muss also im Kessel eine Dampfansammlung und daher eine Steigerung der Spannung eintreten. Allein so wie die Spannung des Dampfes im Kessel wächst, muss sie auch in den Cylindern hinter den Kolben allmählig zunehmen, und dies wird so lange fortdauern, bis in den Cylindern eine Spannung eintritt, welche im Stande ist, dem im Zustand B vorhandenen Widerstand das Gleichgewicht zu halten, und bis ferner der Dampfverbrauch genau so gross wird, als er im Zustand A war. Allein da bis zu diesem Augenblick hin die Spannung des Dampfes fort und fort nicht hinreichend war, dem grösseren Widerstand das Gleichgewicht zu halten, so muss die Geschwindigkeit der Lokomotive bei dem Uebergang aus A in B fortwährend abnehmen. Diese Abnahme erfolgt jedoch nicht gleichförmig, sondern sie erfolgt anfangs rasch und wird allmählig schwächer und schwächer. Im Zustand B herrschen also im Allgemeinen in der Lokomotive stärkere Dampfspannungen, und ist ihre Geschwindigkeit kleiner, als im Zustand A.

Wird die Aenderung des Zustandes A durch eine Verstärkung der Heizung bewirkt, so wird zunächst die Dampfproduktion gesteigert, es muss also eine Dampfansammlung und mithin eine Erhöhung der Dampfspannung im Kessel eintreten. Dadurch wird aber auch die Spannung des Dampfes in den Cylindern hinter den Kolben gesteigert, und da sich, der Voraussetzung gemäss, der Widerstand nicht geändert hat, so werden die Kolben mit einer Kraft getrieben, die mehr als hinreichend ist, um die Widerstände zu bewältigen; es muss also die Geschwindigkeit der Maschine fort und fort bis zu einer gewissen Gränze zunehmen, und diese Gränze wird durch den Umstand gesteckt, dass mit der Geschwindigkeitszunahme ein stärkerer Dampfverbrauch eintritt, was zur Folge hat, dass die Differenz zwischen der Dampfproduktion und dem Dampfverbrauch allmählig abnehmen und zuletzt ganz verschwinden muss; was aber ferner zur Folge hat, dass die Dampfspannungen fort und fort abnehmen werden, bis wiederum die im Zustand A dagewesenen Spannungen eintreten.

Im Beharrungszustand B ist also eine grössere Geschwindigkeit vorhanden, sind aber die Spannungszustände beinahe so, wie sie in A waren. Ich sage „beinahe“, denn die grössere Geschwindigkeit der Lokomotive verursacht einen stärkeren Blasrohrdruck und einen stärkeren Luftwiderstand, es wächst also überhaupt der Totalwiderstand, den der Dampf zu überwinden hat, und daher muss im Zustand B die Dampfspannung etwas grösser sein, als sie im Zustand A war. Auch wird aus diesem Grunde die Fahrgeschwindigkeit in einem etwas schwächeren Maasse wachsen, als die Zunahme der Dampfproduktion.

Geschieht die Aenderung des Zustandes A durch eine Verengung der Blasrohrmündung, so wird zunächst der Blasrohrdruck und mithin der totale Widerstand, der vom Dampf überwunden werden muss, vermehrt. Die Spannung, welche der Dampf im Zustand A hatte, wird also zur Bewältigung des totalen Widerstandes nicht mehr hinreichen, in der Bewegung muss also eine Verzögerung, folglich eine Veränderung des Dampfverbrauches, daher eine Dampfansammlung und mithin eine Erhöhung der Dampfspannung eintreten. Diese Veränderungen werden so lange fortdauern, bis ein Zustand B eintritt, in welchem Dampfverbrauch und Dampfproduktion gleich gross geworden sind und in welchem ferner der Druck des Dampfes mit dem durch die Verengung der Blasrohrmündung verstärkten Widerstand in's Gleichgewicht gekommen ist. In diesem Zustand B wird jedoch die Dampfproduktion grösser sein als sie im Zustand A war, denn indem der Dampf mit einer grösseren Spannkraft durch das Blasrohr entweicht, wird die anfachende Wirkung dieses Vorganges und folglich die Dampfproduktion gesteigert; man kann desshalb ohne Rechnung nicht wohl entscheiden, ob die Geschwindigkeit der Lokomotive im Zustande B grösser oder kleiner sein wird, als sie in A war; denn einerseits müsste die Geschwindigkeit abnehmen, weil der Widerstand vermehrt wurde, anderseits müsste die Geschwindigkeit wachsen, weil die Dampfproduktion zunimmt. Auf welcher Seite das Uebergewicht liegt, kann nur durch Rechnung oder durch Versuche entschieden werden.

Wird eine Aenderung des Beharrungszustandes A vermittelst des Regulators veranlasst, und zwar durch eine Verminderung der Einströmungsöffnung, so wird zunächst der Uebergang des Dampfes aus dem Kessel in die Cylinder erschwert. Im Zustand A war die Spannung des Dampfes im Kessel gerade hinreichend, um die produzirte Dampfmenge durch die Regulatoröffnung in den Cylinder zu treiben; so wie aber die Regulatoröffnung plötzlich verengt wird, nimmt die Dampfüberströmung ab, es muss also eine Dampfansammlung, mithin eine Steigerung der Dampfspannung im Kessel eintreten, und diese Veränderungen werden so lange fortdauern, bis die Dampfspannung eine Höhe erreicht hat, bei der sie im Stande ist, allen Dampf, der produzirt wird, durch die enge Regulatoröffnung zu treiben. Die Geschwindigkeit der Lokomotive nimmt anfangs ab, erreicht nach einiger Zeit ein Minimum, und nimmt dann so lange zu, bis sie so gross geworden ist, als sie im Zustand A war. Der Zustand B unterscheidet sich also von A nur durch eine höhere Dampfspannung im Kessel; alles Uebrige wird nicht geändert.

Wird der Zustand A verändert, indem man eine stärkere Expansion eintreten lässt, so wird anfänglich die Wirkung der Maschine und auch der Dampfverbrauch verändert, es muss also eine Abnahme der Geschwindigkeit und eine Ansammlung des Dampfes im Kessel, mithin eine Spannungserhöhung in demselben eintreten. So wie aber diese wächst, wird die Leistung der Maschine allmählig gesteigert, und nimmt die Geschwindigkeit wiederum zu, bis endlich ein Zustand B eintritt, in welchem eine höhere Dampfspannung und eine grössere Geschwindigkeit der Maschine vorhanden ist. Eine grosse Geschwindigkeit muss zuletzt eintreten, weil durch die erhöhte Expansion die Kraftleistungen der Maschine gesteigert werden. Eine höhere Dampfspannung muss eintreten, weil im Zustand B die Cylinder weniger gefüllt werden, als sie in A gefüllt wurden, und demnach in beiden Zuständen wegen der gleich gebliebenen Dampferzeugung auch der Dampfverbrauch keine Aenderung erlitten hat.

Die Führung einer Lokomotive beruht wesentlich auf der richtigen Kenntniss der Erscheinungen und Wirkungen, von welchen eine Aenderung des Beharrungszustandes begleitet ist.

Will man bei ungeändertem Widerstand für einige Zeit schneller oder langsamer fahren, so kann dies bewirkt werden, indem man die Regulatoröffnung in ersterem Fall vergrössert, in letzterem vermindert, oder indem man eine schwächere oder stärkere Expansion eintreten lässt. Allein es ist nicht möglich, durch eine Aenderung der Regulatoröffnung die Geschwindigkeit dauernd zu erhöhen oder zu vermindern.

Will man bei einer schwachen Aenderung des Widerstandes eine Aenderung der Geschwindigkeit der Lokomotive verhindern, so kann dies abermals vermittelst des Regulators oder vermittelst des Expansionsapparates bewirkt werden.

Um immer eine hinreichende Quantität von ziemlich hoch gespanntem Dampf im Kessel vorräthig zu haben, ist es angemessen, bei normaler Geschwindigkeit mit einer ziemlich engen Regulatoröffnung zu fahren, die Dampferzeugung vorzugsweise auf solchen Bahnstrecken, die nur einen geringen Widerstand verursachen, zu begünstigen und diesen Dampf für andere Bahnstrecken, die grössere Widerstände veranlassen, aufzusparen. Dies kann bewirkt werden, wenn man beim Bahnabwärtsfahren nachfeuert und die Regulatoröffnung, so wie auch die Blasrohröffnung verengt, beim Bahnaufwärtsfahren dagegen diese beiden Oeffnungen erweitert. Das Abwärtsfahren erfolgt auf diese Weise mit schwacher Kraft, mit starkem Blasrohrdruck, aber mit lebhafter Anfachung, das Aufwärtsfahren dagegen mit erhöhter Kraft, mit schwachem Blasrohrdruck und mit schwacher Anfachung.

Auch die Speisung des Kessels mit Wasser aus dem Tender muss mit Beachtung der Bahnverhältnisse geschehen. Wenn plötzlich eine grosse Wassermenge in den Kessel gebracht wird, tritt in demselben eine niedrigere Temperatur ein, wird sogar ein Theil des vorhandenen Dampfes condensirt, muss also die Spannung des Dampfes und mithin die Leistungsfähigkeit der Maschine abnehmen; es ist daher angemessen, die Kesselspeisung wie die Kesselfeuerung vorzugsweise beim Bahnabwärtsfahren zu begünstigen.

Die störenden Bewegungen einer Lokomotive.

Einleitendes. Stellt man sich in die Nähe des Geleises einer Eisenbahn, und beobachtet mit Aufmerksamkeit die Bewegung einer im vollen Laufe vorüber fahrenden Lokomotive, so hat es das Ansehen, als erfolgte diese Bewegung genau nach der Richtung des Geleises und mit vollkommen gleichförmiger Geschwindigkeit. Stellt man sich hingegen auf die Plattform der Lokomotive, so fühlt und sieht man sogleich, dass sie nicht so sanft, als es von dem ersten Standpunkt aus zu sein schien, dem Geleise folgt, sondern dass sie sehr mannigfaltigen heftigen Erschütterungen, Zuckungen und Schwankungen ausgesetzt ist. Man fühlt, dass die Stelle, auf der man steht, auf und nieder, vorwärts und rückwärts, so wie auch hin und her oscillirt, sieht ferner, dass der Kessel und alle mit demselben in Verbindung stehenden Theile sehr mannigfaltige geradlinige und drehende Schwingungen machen, und insbesondere, dass die Lokomotive dem Geleise nicht genau folgt, sondern zwischen demselben hin und her schlängelt.

Die wirkliche Bewegung der Lokomotive erfolgt also nicht in so einfacher Weise, als sie einem neben der Bahn stehenden Beobachter vor sich zu gehen scheint, sondern die ganze Bewegung ist im Gegentheil aus sehr vielen einzelnen Bewegungen zusammengesetzt.

Allein die Lokomotive sollte sich, um ihrem Zweck vollkommen zu entsprechen, mit absolut gleichförmiger Geschwindigkeit und in der Weise fortbewegen, dass jeder ihrer Punkte eine mit der Axe des Geleises vollkommen congruente Kurve beschriebe, so zwar, dass die in den Wägen befindlichen Gegenstände und Personen von der Fortbewegung des Zuges gar nicht affizirt würden. Diese Abweichungen des wirklichen Bewegungszustandes von dem gleichförmig mittleren sind demnach schädliche Störungen, die so viel als möglich geschwächt oder beseitiget werden sollten, denn diese Störungen zerrütteln den Bau der Lokomotive und können, wenn sie in einer gewissen Stärke auftreten, ein Ausgleisen der Lokomotive veranlassen.

Die praktische Beseitigung oder Schwächung dieser Störungen erfordert eine genaue Kenntniss der Ursachen und Umstände, durch welche sie hervorgerufen werden, und diese Kenntniss erlangt man, wenn man die wahre Bewegung der Lokomotive mit Hilfe der allgemeinen Grundsätze der Mechanik untersucht und berechnet, was in der folgenden Untersuchung geschehen soll.

Zuvörderst wollen wir die einzelnen Elementarbewegungen, aus welchen die totale Bewegung zusammengesetzt ist, namhaft machen; diese Elementarbewegungen sind:

1. Der mittlere Fortlauf. Das ist diejenige gleichförmige Bewegung, welche eintreten müsste, wenn die verschiedenen Störungen gar nicht vorhanden wären, und wenn in jedem Augenblick die auf die Lokomotive einwirkenden treibenden Kräfte mit den Widerständen im Gleichgewicht wären.

2. Die periodische Bewegung des Schwerpunktes. Im Beharrungszustand der Bewegung ist wohl die Kraft, mit welcher die Lokomotive durch den Dampfdruck getrieben wird, mit den Widerständen, im Mittel genommen, im Gleichgewicht, aber nicht in jedem einzelnen Zeitaugenblick der Bewegung, denn die beiden Kolben wirken auf zwei unter einem rechten Winkel gegen einander gestellte Kurbeln ein, was zur Folge hat, dass das statische Moment der Kraft, mit welcher die Kurbelaxe umgetrieben wird, einen periodisch veränderlichen Werth hat. Dieses Moment ist am kleinsten, wenn einer der beiden Kolben am Ende, der andere gleichzeitig auf halbem Schub steht, es ist am grössten, wenn beide Kurbeln mit der Bewegungsrichtung der Kolben Winkel von 45° bilden. Die Maschine wird also im Beharrungszustand ihrer Bewegung mit einer Kraft vorwärts getrieben, die bald stärker, bald schwächer ist, als die Widerstände, ihre Geschwindigkeit muss also bald zu-, bald abnehmen. Die hieraus entstehende Zuckung ist jedoch, wie wir früher (Seite 56) gezeigt haben, wegen der grossen Masse der Lokomotive, so wie auch wegen der Raschheit, mit der sie sich in der Regel bewegt, so schwach, dass ihre Existenz zwar durch Rechnung nachgewiesen, aber durch das Gefühl, so wie auch durch Messungen gar nicht erkannt werden kann.

3. Das Zucken. Die Massen der Kolben, der Kolbenstangen und Schubstangen, so wie auch die Massen einiger Steuerungstheile haben gegen das Wagengestell eine hin- und hergehende Bewegung. Der Schwerpunkt des vollständigen Lokomotivbaues hat daher gegen den Rahmenbau eine periodisch veränderliche Lage, allein diese Massenbewegungen können (nach dem Grundsatz der Erhaltung der Bewegung des Schwerpunktes eines Massensystems) auf die Bewegungen des Schwerpunktes keinen Einfluss ausüben, es muss also die Verschiebung des Schwerpunktes, welche durch den Hin- und Hergang der Massen angeregt wird, durch eine gewisse Bewegung der Massen des Rahmen- und Kesselbaues aufgehoben werden. Gehen beide Kolben vorwärts, so muss gleichzeitig der Rahmen mit dem Kessel zurückweichen, gehen beide Kolben rückwärts, so muss der Rahmen mit dem Kessel vorwärts rücken. Bewegen sich die Kolben mit gleicher Geschwindigkeit nach entgegengesetzter Richtung, so kann in diesem Augenblick der Rahmenbau mit dem Kessel weder vorwärts, noch rückwärts. Man sieht also, dass durch die hin- und hergehenden Bewegungen der Massen des Kolbens, der Kolbenstange, der Schubstange etc., ein Vorwärts- und Rückwärtsbewegen des Rahmenbaues, mithin ein Zucken desselben veranlasst wird.

Man kann sich diese Wirkung der hin- und hergehenden Massen auch auf folgende Art erklären. Diese hin- und hergehenden Massen einer Maschine werden durch die erste Hälfte eines Schubes beschleuniget, in der zweiten Hälfte verzögert; dies ist aber nur möglich, wenn die auf diese Massen nach entgegengesetzter Richtung wirkenden Kräfte, nämlich der Druck des Dampfes gegen eine Kolbenfläche, und der Rückdruck des Kurbelzapfens gegen die Schubstange nicht gleich gross sind, sondern wenn der Rückdruck des Kurbelzapfens gegen die Schubstange in der ersten Hälfte des Schubes kleiner, in der zweiten Hälfte des Schubes grösser ist, als der Dampfdruck gegen den Kolben. Nun wirkt aber der in einem Cylinder befindliche Dampf nicht nur gegen eine der Grundflächen des Kolbens, sondern auch gleichzeitig gegen die dieser Grundfläche zugewendete Deckelfläche des Cylinders, und diese Pressungen sind von gleicher Stärke. Durch die Wirkung des Dampfes auf jede der beiden Maschinen wird daher der Rahmenbau durch ungleiche Kräfte nach entgegengesetzter

Richtung gepresst und die Resultirende dieser Kräfte wirkt in den auf einander folgenden Schubhälften abwechselnd vorwärts und rückwärts; es wird demnach der Wagenbau durch die Wirkung des Dampfes auf jede der beiden Maschinen abwechselnd vorwärts und rückwärts getrieben und da die Kurbeln der beiden Maschinen nicht um 180°, sondern um 90° gegeneinander gestellt sind, so können sich diese Wirkungen der beiden Maschinen auf das Wagengestelle, mit Ausnahme einzelner Zeitmomente, nicht aufheben, Wagenbau und Kessel müssen daher wegen der abwechselnden Beschleunigung und Verzögerung der hin- und hergehenden Massen in eine zuckende Bewegung gerathen. Diese störende Bewegung kann jedoch, wie zuerst *Le Chatelier* gezeigt hat, vollständig aufgehoben werden, wenn die Triebräder der Lokomotive mit Massen versehen werden, die durch ihre Centrifugalkraft die ungleiche Wirkung der Schubstangen gegen die Kurbelzapfen aufheben.

4. *Das Schlingern.* Nebst diesen zuckenden Bewegungen, veranlassen die hin- und hergehenden Massen auch noch eine oscillirende drehende Bewegung der Lokomotive um eine durch ihren Schwerpunkt gehende Vertikalaxe; denn die Pressungen des Dampfes gegen die Deckelflächen der Cylinder und die Pressungen der Schubstangen gegen die Kurbelzapfen, halten sich auch in Bezug auf Drehung um eine vertikale Schwerpunktsaxe nicht das Gleichgewicht. Diese Kräfte bestreben sich also, die Lokomotive abwechselnd hin und her zu drehen, und da die Räder zwischen den Schienen einen gewissen, wenn auch kleinen Spielraum haben, so setzt sich jene Drehung mit der fortschreitenden Bewegung zu einer schlängelnden Bewegung zusammen, die, insbesondere wenn der Druck der Vorderräder gegen die Bahn schwach ist, ein Ausgleisen der Lokomotive veranlassen kann.

Auch diese Schlängelung kann ganz aufgehoben werden, wenn man die Triebräder mit Massen versieht, die durch ihre Centrifugalkraft die Drehung aufheben, welche durch die hin- und hergehenden Massen angeregt wird.

Nebst den bisher angeführten Elementarbewegungen kommen noch drei andere, einzig und allein von dem Bau der Lokomotive herrührende schwingende Bewegungen vor. Der zu einem Ganzen vereinigte Bau des Rahmens, des Kessels und der Cylinder wird stets durch Federn getragen, die auf den Axenbüchsen der Trieb- und Tragräder direkt oder indirekt aufsitzen, dieser Bau liegt also auf einer elastischen Unterlage, die möglicher Weise dreierlei Bewegungen zulässt und diese Möglichkeiten werden durch den Druck, den die Gleitstücke, wegen der im Allgemeinen schiefen Lage der

Schubstangen, gegen die Führungen beim Vorwärtsfahren nach vertikaler Richtung aufwärts, beim Zurückfahren nach vertikaler Richtung abwärts ausüben, zur Wirklichkeit. Diese Bewegungen befolgen sehr komplizirte Gesetze, weil die Gleitstücke ihren Ort verändern und die Intensitäten ihrer Pressungen mit der wechselnden Neigung der Schubstangen periodisch veränderlich sind. Diese drei Bewegungen sind nun:

5. *Das Wogen.* Vertikalschwingung des Schwerpunktes. Der an den Federn hängende Bau wird durch sein Gewicht nach abwärts, durch die Elastizitätskraft der Federn und durch die Pressungen der Gleitstücke gegen die Führungslineale nach aufwärts zur Bewegung angeregt. Allein die Elastizitätskräfte der Federn sind mit ihrem Biegungszustand, und die Pressungen der Gleitstücke gegen die Führungslineale sind mit der Stellung der Schubstangen periodisch veränderlich, und dadurch entsteht nach vertikaler Richtung eine schwingende Bewegung des Schwerpunktes, die wir das Wogen der Lokomotive nennen wollen.

6. *Das Wanken.* (Drehung um eine durch den Schwerpunkt des Baues gehende Längenaxe.) Die auf den Wagenbau nach vertikaler Richtung wirkenden Kräfte sind im Allgemeinen in Bezug auf eine durch den Schwerpunkt des Baues gehende Längenaxe nicht im Gleichgewicht, müssen daher, da sie periodisch veränderlich sind, ein Hin- und Herdrehen, also ein Wanken des ganzen Baues hervorbringen. Dadurch werden die Räder der Lokomotive bald stark, bald schwach gegen die Bahn gedrückt, und wenn in einem Moment, in welchem der Druck eines Vorderrades gegen die Bahn schwach ist, durch eine an der Bahn befindliche Unebenheit ein Stoss gegen dieses schwach niederdrückende Rad ausgeübt wird, so kann ein Ausgleisen der Lokomotive die Folge sein. Dieses Wanken, so wie auch das früher besprochene Auf- und Niederwogen der Lokomotive kann nicht vollständig aufgegeben werden, denn die Federn müssen vorhanden sein, weil sonst die von den Unebenheiten der Bahn entstehenden Stösse zu hart wären, und die Pressungen der Gleitstücke gegen die Leitlineale können auch nicht aufgehoben werden; diese störenden Bewegungen können jedoch durch eine zweckmässige Bauart der Lokomotive so weit gemässigt werden, dass sie nicht mehr gefährlich werden. Durch welche Construktionsweise dieses möglich wird, wird sich in der Folge zeigen.

7. *Das Nicken.* (Drehung um eine durch den Schwerpunkt des Baues gehende Queraxe.) Jene vertikal aufwärts wirkenden Pressungen der Federn und der Gleitstücke sind aber auch in Bezug auf eine durch den Schwerpunkt des Baues gehende horizontale

Queraxe nicht im Gleichgewicht, müssen also periodische Drehungen um diese Axe, demnach ein abwechselndes Heben und Senken der Enden des auf den Federn liegenden Baues hervorbringen. Jedesmal, wenn das vordere Ende des Wagenbaues aufwärts schwingt, ist der Druck der Vorderräder gegen die Bahn schwach, und wenn in einem solchen Moment durch eine Unebenheit der Bahn die Vorderräder in die Höhe gestossen werden, kann es geschehen, dass ihre Berührung mit der Bahn aufhört und dass sie aus dem Geleise gelenkt werden. Es ist also auch diese Störung hinsichtlich des Ausgleisens sehr bedenklich, und soll daher so weit als möglich geschwächt werden, was wiederum nur durch eine geeignete Bauart der Lokomotive geschehen kann.

Die aus dem Wogen, Wanken und Nicken sich zusammensetzende Bewegung kann man das Gaukeln nennen.

Den mittleren Fortlauf der Lokomotive und die periodische Bewegung des Schwerpunktes haben wir bereits in dem vorhergehenden Abschnitte behandelt; die übrigen der genannten Bewegungen werden wir in diesem Abschnitt erschöpfend untersuchen.

Das Zucken und Schlingern.

Bewegungen einer frei hängenden Lokomotive. Wenn man eine nicht balancirte Lokomotive an vier langen Ketten, welche den Rahmen an seinen vier Ecken fassen, aufhängt, so dass sie frei in der Luft schwebt, und sich wie ein Pendel in horizontalem Sinne nach jeder Richtung bewegen kann, hierauf den Kessel heizt, und den Dampf auf die Maschine wirken lässt, so gerathen nicht nur die Kolben, die Kolbenstangen, die Schubstangen, die Kurbelaxen und Triebräder in Bewegung, sondern es entsteht auch in dem Rahmenbau und in den damit verbundenen Theilen eine aus zwei Schwingungen zusammengesetzte Bewegung; aus einer Schwingung in der Richtung der Längenaxe der Lokomotive und aus einer drehenden Schwingung um eine Vertikalaxe. Die Ursachen, welche diese beiden Schwingungen veranlassen (die hin- und hergehenden Massen), sind auch dann vorhanden, wenn die Lokomotive nicht aufgehängt wird, sondern auf der Bahn steht und fortrollt, und sie sind es, welche das Zucken und Schlingern hervorbringen. In dem grössern Werke über den Lokomotivbau sind diese Schwingungen ausführlich untersucht, allein in dieser Abhandlung wollen wir uns darauf beschränken, zu zeigen, wie diese Störungen durch Anwendung von Balancirungsmassen aufgehoben werden können.

Aufhebung des Zuckens und Schlingerns durch rotirende Massen. Die das Zucken und Schlingern aufhebenden Balancirungsmassen können auf folgende Weise bestimmt werden:

Die Wirkungen, welche die hin- und hergehenden Massen der Kolben, der Kolbenstangen, der Schubstangen und Kupplungsstangen in horizontalem Sinne hervorrufen, sind beinahe so, wie wenn diese Massen direkt mit den Kurbelzapfen verbunden wären und mit denselben herumrotirten, indem die Horizontalbewegungen dieser Massen von den Horizontalbewegungen der Kurbelzapfen nur wegen der endlichen Länge der Schubstangen etwas abweichen. Wir wollen daher die hin- und hergehenden Massen ganz wegnehmen, und dafür an die Kurbeln eben so grosse Massen anbringen, die dann mit den Kurbeln herumrotiren und durch ihre Centrifugalkraft in horizontalem Sinne Wirkungen ausüben, welche mit denen der horizontalen Massen übereinstimmen. Diese Wirkungen der rotirenden Massen können nur dadurch ganz beseitigt werden, indem wir die Triebräder mit rotirenden Balancirungsmassen verbinden, und dieselben so placiren und so gross nehmen, dass die Centrifugalkräfte derselben mit den Centrifugalkräften der mit den Kurbeln rotirenden Massen im Gleichgewicht sind.

Wir wollen zunächst diese Balancirungsmassen für eine Personenlokomotive mit innen liegenden Cylindern und inneren Rahmen bestimmen. Siehe Tafel V, Fig. 2, 3 und 4.

Nennen wir: S die Summe der Gewichte eines Kolbens einer Kolbenstange und einer Schubstange. q das Gewicht des über die runde Triebaxe hinausragenden Theiles des Kurbelkörpers einer Maschine. r den Halbmesser der Kurbel. ϱ die Entfernung des Schwerpunktes des Gewichtes q von der geometrischen Drehungsaxe des Triebrades. ω die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelaxe. g die Beschleunigung durch die Schwere. Dies vorausgesetzt sind $\frac{S}{g}\omega^2 r$, $\frac{q}{g}\omega^2\varrho$ die Centrifugalkräfte der Gewichte S und q einer von den beiden Maschinen, z. B. der hinteren Maschine (Fig. 2). Die Richtungen dieser Kräfte stimmen mit der Richtung der hinteren Kurbel überein. Diesen Centrifugalkräften kann man das Gleichgewicht halten durch Anbringung zweier Massen B und b, erstere am Hinterrad, letztere am Vorderrad, beide in einer Entfernung ϱ_1 von der Axe, und jede in denjenigen Radien der Räder, welche der Richtung der hinteren Kurbel entgegengesetzt sind. Die Centrifugalkräfte dieser Gewichte B und b sind: $\frac{B}{g}\omega^2\varrho_1$, $\frac{b}{g}\omega^2\varrho_1$. Nennt man $2e_1$ die horizontale Distanz der Schwerpunkte von B und b, $2e$ die horizontale

Distanz der Maschinenaxen, so erhalten wir nach dem bekannten Hebelgesetze für das Bestehen des Gleichgewichtes zwischen den Centrifugalkräften folgende Bedingungsgleichungen:

$$\left.\begin{aligned} 2\,e_2\,\frac{b\,\omega^2\,\varrho_2}{g} &= (e_2 - e)\left[\frac{S}{g}\,\omega^2\,r + \frac{q}{g}\,\omega^2\,\varrho\right] \\ 2\,e_2\,\frac{B\,\omega^2\,\varrho_2}{g} &= (e_2 + e)\left[\frac{S}{g}\,\omega^2\,r + \frac{q}{g}\,\omega^2\,\varrho\right] \end{aligned}\right\} \;.\;.\; (1)$$

Aus diesen Gleichungen folgt:

$$\left.\begin{aligned} b &= \left(\frac{S\,r + q\,\varrho}{\varrho_2}\right)\frac{e_2 - e}{2\,e_2} \\ B &= \frac{S\,r + q\,\varrho}{\varrho_2}\;\frac{e_2 + e}{2\,e_2} \end{aligned}\right\} \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; (2)$$

Hiermit sind nun die Balancirungsmassen B und b bestimmt, welche die Wirkung der Massen einer Maschine aufheben. Um nun auch die Wirkung der Massen der zweiten (der vorderen) Maschine aufzuheben, muss man an die Räder noch zwei Massen B_1 und b_1, die so gross als B und b sind, so anbringen, dass sie der Richtung der vorderen Kurbel entgegengesetzt stehen. Fig. 3 und 4. Die störenden Wirkungen der Massen beider Maschinen werden also vollständig aufgehoben, indem man am Hinterrad die Massen B und b_1 so anbringt, wie Fig. 3 zeigt, und am Vorderrad die Massen B_1 und b so wie Fig. 4 zeigt.

Da es in construktiver Hinsicht unbequem ist, an jedes Rad zwei Massen anzubringen, so kann man für die zwei Massen eines Rades eine einzige Masse Q aufsuchen, deren Wirkung mit denen der beiden Massen äquivalent ist. Nennt man γ den Winkel, den die nach den Schwerpunkten von B und Q und von B_1 und Q gehenden Radien miteinander bilden, und setzt voraus, dass die Entfernung des Schwerpunktes der Masse Q von der Axe ebenfalls gleich ϱ_2 ist, so ist: $\frac{Q}{g}\,\omega^2\,\varrho_2$ die Centrifugalkraft von Q, und diese ersetzt die Centrifugalkraft von B und b_1 ($= b$), wenn

$$\frac{Q}{g}\,\omega^2\,\varrho_2 \cos\gamma = \frac{B}{g}\,\omega^2\,\varrho_2$$

$$\frac{Q}{g}\,\omega^2\,\varrho_2 \sin\gamma = \frac{b}{g}\,\omega^2\,\varrho_2$$

Hieraus folgt:

$$Q \cos\gamma = B, \qquad Q \sin\gamma = b$$

$$Q = \sqrt{B^2 + b^2}, \quad \sin\gamma = \frac{b}{Q}, \quad \cos\gamma = \frac{B}{Q}.$$

Führt man hier für b und B die Werthe von (2) ein, so findet man:

$$\left.\begin{aligned} Q &= \frac{S\,r + q\,\varrho}{\varrho_2}\sqrt{\frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right]} \\ \sin\gamma &= \frac{S\,r + q\,\varrho}{2\,Q\,\varrho_2}\left(1 + \frac{e}{e_2}\right) \\ \cos\gamma &= \frac{S\,r + q\,\varrho}{2\,Q\,\varrho_2}\left(1 + \frac{e}{e_2}\right) \\ \operatorname{tang}\gamma &= \frac{e_2 - e}{e_2 + e} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots (3)$$

Diese Ausdrücke gelten auch für Personenlokomotive mit aussen liegenden Cylindern. Allein für diese letzteren ist

$$e > e_2,\ \text{demnach}\ \frac{e}{e_2} > 1\ \text{und}\ e_2 - e\ \text{negativ},$$

während für innere Cylinder

$$e < e_2,\ \text{demnach}\ \frac{e}{e_2} < 1\ \text{und}\ e_2 - e\ \text{positiv ist.}$$

Dies hat zur Folge: 1. Dass Q für aussen liegende Maschinen grösser ausfällt, als für innen liegende. 2. Dass für aussen liegende Maschinen $\sin\gamma$ negativ, $\cos\gamma$ positiv ausfällt, so dass die Balancirungsgewichte für Maschinen mit aussen liegenden Cylindern so anzubringen sind, wie Fig. 5 und 6 zeigen.

Für aussen liegende Maschinen ist $\frac{e}{e_2}$ sehr wenig von der Einheit verschieden, wird demnach $\sin\gamma$ oder γ nahe gleich Null, so dass in diesem Falle die Balancirungsgewichte gegen die Maschinenkurbeln entgegengesetzt angebracht werden dürfen.

Wir wollen nun noch die Balancirungsgewichte für Lokomotive mit gekuppelten Rädern bestimmen: Die Maschinen sollen innen liegen, die Kupplungskurbeln seien den Maschinenkurbeln parallel Fig. 7.

Nebst den vorhergehenden Bezeichnungen stellen wir noch folgende auf: S_1 das Gewicht aller auf einer Seite der Maschine vorkommenden Kupplungsstangen. r_1 den Halbmesser einer Kupplungskurbel. q_1 die Summe der Gewichte aller auf einer Seite der Maschine vorkommenden Kupplungskurbeln. ϱ_1 die Entfernung des Schwerpunktes einer Kupplungskurbel von der Axe. B und b die Balancirungsgewichte, deren Centrifugalkraft den Centrifugalkräften von S, q, S_1, q_1 das Gleichgewicht hält. ϱ_2 ihre Entfernungen von der Axe. $2\,e_1$ die horizontalen Entfernungen der Kurbelzapfen der Kupplungskurbeln, welche sich an einer Axe befinden. Wir setzen voraus, dass die Halbmesser, in welchen die Schwerpunkte von B und b liegen, r und r_1 entgegengesetzt sind. Nun sind:

$$\frac{S}{g}\,\omega^2\,r,\ \frac{q}{g}\,\omega^2\,r,\ \frac{S_1}{g}\,\omega^2\,r_1,\ \frac{q_1}{g}\,\omega^2\,r_1,\ \frac{B}{g}\,\omega^2\,\varrho_2,\ \frac{b}{g}\,\omega^2\,\varrho_2$$

die Centrifugalkräfte der sechs Gewichte S q S_1 q_1 B b.

Nach dem Gesetz des Hebels halten sich diese sechs Kräfte das Gleichgewicht, wenn dieselben folgenden Bedingungen entsprechen:

$$\frac{B}{g}\,\omega^2\,\varrho_2 \times 2\,e_2 = \left(\frac{S}{g}\,\omega^2\,r + \frac{q}{g}\,\omega^2\,\varrho\right)(e_2 + e)$$
$$+\left(\frac{S_1}{g}\,\omega^2\,r_1 + \frac{q_1}{g}\,\omega^2\,\varrho_1\right)(e_2 + e_1)$$

$$\frac{b}{g}\,\omega^2\,\varrho_2 \times 2\,e_2 = \left(\frac{S}{g}\,\omega^2\,r + \frac{q}{g}\,\omega^2\,\varrho\right)(e_2 - e)$$
$$-\left(\frac{S_1}{g}\,\omega^2\,r_1 + \frac{q_1}{g}\,\omega^2\,\varrho_1\right)(e_1 - e_2)$$

Hieraus folgt:

$$\left.\begin{aligned} B &= \frac{S\,r + q\,\varrho}{\varrho_2}\ \frac{e_2 + e}{2\,e_2} + \frac{S_1\,r_1 + q_1\,\varrho_1}{\varrho_2}\ \frac{e_1 + e_2}{2\,e_2} \\ b &= \frac{S\,r + q\,\varrho}{\varrho_2}\ \frac{e_2 - e}{2\,e_2} - \frac{S_1\,r_1 + q_1\,\varrho_1}{\varrho_2}\ \frac{e_1 - e_2}{2\,e_2} \end{aligned}\right\} \quad . \ . \ (4)$$

Diese zwei Massen heben die Wirkungen auf, die durch die Massen der hinteren Maschine und der hinteren Kupplungsstangen verursacht werden. Um auch die Massenwirkung der vorderen Maschine und der vorderen Kupplungsstangen aufzuheben, sind noch zwei Balancirungsmassen B_1 und b_1 nothwendig, die so gross sind, als B und b, von der Axe um ϱ_2 entfernt sind, aber gegen die vorderen Kurbeln eine entgegengesetzte Lage haben. Die Figuren 8 und 9 zeigen die Positionen der Gewichte B b B_1 b_1.

Statt der zwei Massen, die an einem Rade anzubringen sind, kann man auch hier mit nur einer Masse Q ausreichen, wenn man sie so wählt, dass ihre Centrifugalkraft den Resultirenden der Centrifugalkräfte von B und b, gleich ist. Dies ist der Fall wenn:

$$B = Q \cos\gamma, \quad b = Q \sin\gamma,$$

d. h. wenn

$$Q = \sqrt{B^2 + b^2}, \quad \sin\gamma = \frac{b}{Q}, \quad \cos\gamma = \frac{B}{Q} \quad \ldots\ldots \quad (5)$$

setzt man für B und b die Werthe aus (4), so findet man:

$$\left.\begin{aligned}
Q &= \frac{S\,r + q\,\varrho}{\varrho_2} \sqrt{\left\{\frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right] + \left[1 + \frac{e\,e_1}{e_2^2}\right] \frac{S_1\,r_1 + q_1\,\varrho_1}{S\,r + q\,\varrho} \right.} \\
&\qquad \overline{\left. + \frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e_1}{e_2}\right)^2\right] \left[\frac{S_1\,r_1 + q_1\,\varrho_1}{S\,r + q\,\varrho}\right]^2 \right\}} \\
\sin\gamma &= \frac{1}{2\,\varrho_2\,Q}\left[(S\,r + q\,\varrho)\left(1 - \frac{e}{e_2}\right) - \left(S_1\,r_1 + q_1\,\varrho_1\right)\left(\frac{e_1}{e_2} - 1\right)\right] \\
\cos\gamma &= \frac{1}{2\,\varrho_2\,Q}\left[(S\,r + q\,\varrho)\left(1 + \frac{e}{e_2}\right) + \left(S_1\,r_1 + q_1\,\varrho_1\right)\left(\frac{e_1}{e_2} + 1\right)\right]
\end{aligned}\right\} \quad (6)$$

Obgleich diese Formeln für eine spezielle Anordnung einer Lokomotive hergeleitet wurden, so bedarf es doch keiner neuen Herleitung, um die Balancirungsgewichte für andere Anordnungen zu erhalten. Zunächst bedarf es gar keiner Aenderung der Form, wenn die Cylinder nicht innen, sondern aussen liegen; es ist in diesem Falle nur $\frac{e}{e_2} > 1$ und $\frac{e}{e_1} > 1$ während $\frac{e_1}{e_2}$ stets grösser als 1 bleibt. Wir haben angenommen, dass die Kupplungskurbeln den Maschinenkurbeln parallel gestellt sind. Stehen die Kupplungskurbeln den Maschinenkurbeln entgegengesetzt, so ist $(S_1\,r_1 + q_1\,\varrho_1)$ negativ zu setzen. Hieraus sieht man, dass die Balancirungsmassen am grössten ausfallen, wenn die Maschinen aussen liegen und die Kupplungskurbeln zugleich Maschinenkurbeln sind. Am kleinsten fallen hingegen die Balancirungsgewichte aus, wenn die Maschinen innen und möglichst nahe neben einander liegen, und wenn die Kupplungskurbeln gegen die Maschinenkurbeln entgegengesetzte Richtungen haben. Auch über den Ort, wo die Balancirungsmassen anzubringen sind, kann kein Zweifel entstehen. Fällt $\sin\gamma$ und $\cos\gamma$ positiv aus, so fallen die Balancirungsgewichte in die mit I. bezeichneten Quadranten, die dem Quadranten, welchen die Maschinenkurbeln bilden, entgegengesetzt sind. Wird $\sin\gamma$ positiv, $\cos\gamma$ negativ, so ist $\gamma > 90°$, $< 180°$ und die Balancirungsgewichte fallen in die mit II. bezeichneten Quadranten. Ist $\sin\gamma$ und $\cos\gamma$ negativ, so ist $\gamma > 180°$, $< 270°$ und die Balancirungsgewichte fallen in die mit III. bezeichneten Quadranten. Ist endlich $\sin\gamma$ negativ, $\cos\gamma$ positiv, so fallen die Balancirungsgewichte in die mit IV. bezeichneten Quadranten. Bei schweren Güterzugmaschinen mit gekuppelten Rädern und aussen liegenden Maschinen fallen die Balancirungsgewichte so schwer aus, dass man das ganze Gewicht Q auf sämmtliche an einer Seite der Maschine befindlichen Räder vertheilen muss.

Um die Richtigkeit der aufgestellten Gleichungen thatsächlich nachzuweisen, habe ich ein Modell anfertigen lassen, in welchem nur allein das Massensystem einer Lokomotive dargestellt ist. Es ist an vier langen Kettchen an ein Gerüst gehängt, und kann durch eine Riementransmission in beliebige rasche Bewegung versetzt werden, ohne dass dadurch die Horizontalschwankungen des Modelles alterirt werden. Ist das Modell nicht balancirt und wird es rasch gedreht, so ist der stärkste Mann bei äusserster Anstrengung nicht im Stande, das Modell ruhig schwebend festzuhalten. Werden dagegen Balancirungsgewichte angebracht, die vermittelst der entwickelten Theorie berechnet sind, so bleibt das Modell, wenn es auch noch so schnell gedreht wird, vollkommen ruhig, und wenn man den Rahmen ganz zart zwischen zwei Fingern hält, merkt man nicht die geringste Tendenz zu irgend einer horizontalen Bewegung.

Die vertikalen Wirkungen der Balancirungsgewichte. Wenn man die Horizontalwirkungen der hin- und hergehenden Massen durch rotirende Balancirungen aufhebt, so wird zwar das Zucken und Schlingern vollständig beseitigt, allein indem die Balancirungsmassen im Kreise herumgeschleudert werden, werden die Räder bald stärker, bald schwächer gegen die Bahn gedrückt, und wenn die Drehung der Räder mit einer gewissen Geschwindigkeit erfolgt, kann es sogar geschehen, dass die Räder in die Höhe springen, wenn das Balancirungsgewicht vertikal über der Axe steht.

Nennt man G das Gewicht des Triebwerkes und des daran angebrachten Balancirungsgewichtes, $\mathfrak{P}$ den Druck des Federstieles gegen die Achsenbüchse, so ist $\mathfrak{P} + \frac{1}{2} G$ die Kraft, mit welcher das Triebrad gegen die Bahn gedrückt wird, wenn die Lokomotive ruht. Nun ist:

$$\frac{Q}{g}\left(\frac{V}{\frac{1}{2}D}\right)^2 \varrho_2$$

Die Centrifugalkraft des Balancirungsgewichtes, wobei v die Fahrgeschwindigkeit der Lokomotive, D den Durchmesser des Triebrades und ϱ_2 die Entfernung des Schwerpunktes von Q von der Axe bedeutet. Wenn nun das Rad nicht aufspringen soll, wenn das Balancirungsgewicht über die Radaxe zu stehen kommt, muss:

$$\frac{Q}{g}\left(\frac{V}{\frac{1}{2}D}\right)^2 \varrho_2 < \mathfrak{P} + \frac{1}{2} G$$

oder

$$V < \frac{1}{2} D \sqrt{\frac{g\left(\mathfrak{P} + \frac{1}{2} G\right)}{Q \varrho_2}} \quad \ldots\ldots \quad (7)$$

Es sei z. B. für eine Schnellzuglokomotive:

$$\mathfrak{P} + \frac{1}{2} G = 4000, \quad Q = 100, \quad D = 2{\cdot}5, \quad \varrho_2 = 1^m$$

so wird:

$$\frac{1}{2} D \sqrt{\frac{g\left(\mathfrak{P} + \frac{1}{2} G\right)}{Q \varrho_2}} = 25 \text{ Meter.}$$

Das Rad wird also nicht aufspringen, wenn die Laufgeschwindigkeit kleiner als 25 Meter ist, eine Geschwindigkeit, die nicht viel grösser ist, als diejenige der schnelllaufenden Schnellzüge.

Balancirung durch hin- und hergehende Massen. Diese allerdings fatale Wirkung der rotirenden Balancirungsgewichte gegen die Bahn macht es wünschenswerth, die Balancirung auf andere Weise zu bewerkstelligen.

Ein Mittel, wodurch die Horizontalwirkungen der hin- und hergehenden Massen gänzlich aufgehoben werden können, ohne dass gleichzeitig schädliche Wirkungen nach vertikaler Richtung hervorgerufen werden, besteht in der Anbringung von horizontal hin- und herlaufenden Gegenmassen. Wendet man statt einer einfachen Kurbel eine Doppelkurbel A B C Fig. 10 und 11 an, hängt bei C eine Schubstange ein, die so lang ist, als A E, lässt das Ende D durch Lineale führen, und befestigt in D eine Masse, die so gross ist, als die Masse des Kolbens und der Kolbenstange, so hat man eine in jeder Hinsicht vollkommene Balancirung der hin- und hergehenden Massen. Auch durch Gegenmaschinen kann man den gleichen Zweck erreichen, wie dies bei der *Bodmer*'schen Lokomotive der Fall ist, allein dieses letztere Mittel macht die Anordnung zu komplizirt.

Blos passive Gegenmassen lassen sich jedoch einfach realisiren. Gänzlich aufgehoben würden alle störenden Bewegungen ohne Ausnahme durch Dampfmaschinen mit direkt rotirenden Kolben. Leider ist es bis jetzt nicht gelungen, für derlei Maschinen ganz solide Konstruktionen ausfindig zu machen.

Das Gaukeln oder das Wanken, Wogen und Nicken.

Die Kräfte, welche das Gaukeln verursachen. Das Wanken, Wogen und Nicken oder die gaukelnde Bewegung des auf den Federn liegenden Baues wird durch die Kräfte verursacht, welche auf dieses Massensystem einwirken und sich nicht das Gleichgewicht halten. Diese Kräfte sind folgende:

1. das Gewicht des auf den Federn ruhenden Baues;
2. die Elastizitätskräfte der Federn;
3. die Pressungen der Gleitstücke gegen die Führungslineale;
4. der Widerstand des durch die Lokomotive fortzuziehenden Trains;
5. die Pressungen des Dampfes gegen die Deckelflächen der Dampfcylinder;
6. die Pressungen der Triebaxe gegen die Axengabeln.

Wenn eine Lokomotive ruhig auf der Bahn steht, wird das Gewicht des auf den Federn liegenden Baues durch die Elastizitätskräfte der Federn getragen, und jede derselben befindet sich dabei in einem mehr oder weniger deformirten Zustande. So wie aber in dem auf den Federn liegenden Bau eine gaukelnde Bewegung veranlasst wird, werden die Federn bald mehr, bald weniger deformirt, und wirken dann mit veränderlichen Intensitäten auf den Bau ein, so dass in demselben die einmal hervorgerufene gaukelnde Bewegung fortdauernd erhalten wird.

Die Schubstangen bilden mit den Kolbenstangen Winkel, die mit den Kurbelstellungen veränderlich sind; dies hat zur Folge, dass die Gleitstücke gegen die Führungslineale beim Vorwärtsfahren nach aufwärts, beim Rückwärtsfahren nach abwärts Pressungen ausüben, deren Angriffspunkte und Intensitäten veränderlich sind.

Am hinteren Ende des Rahmenbaues wirkt der Widerstand, den der fortzuschaffende Wagenzug verursacht. Der Angriffspunkt dieses Widerstandes liegt tiefer als der Schwerpunkt des auf den Federn liegenden Baues, und die Intensität desselben ist, streng genommen, wegen der nicht ganz gleichförmigen Bewegung der Lokomotive etwas veränderlich.

Die mit dem Rahmenbau fest verbundenen Dampfcylinder werden durch den Druck des Dampfes gegen die Deckelflächen der Cylinder bald vorwärts, bald rückwärts getrieben. Laufen beide Kolben vorwärts, so werden die Cylinder durch den Dampfdruck zurück getrieben. Laufen beide Kolben nach rückwärts, so werden die Cylinder nach vorwärts getrieben. Laufen die Kolben nach entgegengesetzter Richtung, so wird einer von den Cylindern nach vorwärts, der andere nach rückwärts getrieben.

Durch den Druck des Dampfes gegen die Kolben wird die Axe der Triebräder mit veränderlicher Kraft bald vorwärts, bald rückwärts getrieben. Die Axenbüchsen drücken desshalb bald stärker, bald schwächer gegen die Axengabeln.

Durch das veränderliche Spiel dieser Kräfte wird das Wanken, Wogen und Nicken hervorgebracht. Das Wanken entsteht, weil diese Kräfte in Bezug auf eine durch den Schwerpunkt des Baues gehende Queraxe nicht im Gleichgewichte sind. Das Wogen wird veranlasst, weil die Summe der vertikal aufwärts wirkenden Kräfte veränderlich ist, während das vertikal abwärts wirkende Gewicht des Baues einen konstanten Werth hat. Das Nicken wird hervorgerufen, weil die Kräfte in Bezug auf eine durch den Schwerpunkt des Baues gehende Längenaxe nicht im Gleichgewichte sind.

Die Bestimmung dieser störenden Bewegungen ist der Gegenstand der folgenden Untersuchung, die dabei vorkommenden Rechnungen sind zwar weitläufig, stehen aber in keinem Missverhältnisse mit den Resultaten, welche sie uns liefern.

Druck der Gleitstücke gegen die Führungslineale. Es sei, Taf. VI, Fig. 1:

r der Halbmesser einer Maschinenkurbel;
L die Länge einer Schubstange;
α der Winkel, den in irgend einem Augenblick der Bewegung eine Kurbel mit der Bewegungsrichtung des Kolbens bildet;
λ der Winkel, den gleichzeitig die Schubstange mit der Kolbenstange oder mit der Bewegungsrichtung des Kolbens bildet;
P die Kraft, mit welcher der Kolben treibend einwirkt;
S der in der Schubstange wirkende Widerstand;
N die Kraft, mit welcher das Gleitstück nach aufwärts getrieben wird, wenn die Bewegung nach vorwärts erfolgt.

Dies vorausgesetzt, ist zunächst

$$r \sin \alpha = L \sin \lambda$$

demnach

$$\sin \lambda = \left(\frac{r}{L}\right) \sin \alpha \qquad \operatorname{tang} \lambda = \frac{\left(\frac{r}{L}\right) \sin \alpha}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}\right)^2 \sin^2 \alpha}}$$

Es ist aber ferner $S \cos \lambda = P$, $S \sin \lambda = N$, demnach

$$N = P \operatorname{tang} \lambda = P \frac{\left(\frac{r}{L}\right) \sin \alpha}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}\right)^2 \sin^2 \alpha}} \quad \ldots \ldots \quad (1)$$

Das Verhältniss $\left(\frac{r}{L}\right)$ ist bei Lokomotiven immer höchstens $\frac{1}{6}$, der Werth von $\left(\frac{r}{L}\right)^2 \sin^2\alpha$ beträgt also im Maximum $\frac{1}{36}$, kann also gegen die Einheit vernachlässigt werden; dann wird aber

$$N = P \frac{r}{L} \sin \alpha \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

Bezeichnen wir für die zweite Maschine die Kraft, mit welcher ihr Kolben treibend wirkt, mit P_1 und den Druck des Gleitstückes gegen das Führungslineal mit N_1, so ist, da die Kurbeln der beiden Maschinen einen rechten Winkel bilden,

$$N_1 = P_1 \frac{r}{L} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) = P_1 \frac{r}{L} \cos \alpha \quad \ldots \ldots \quad (3)$$

Es folgt sowohl aus der Betrachtung der Figur, so wie auch aus den Werthen von N und N_1, dass diese Pressungen der Gleitstücke gegen die Führungslineale stets nach aufwärts gerichtet bleiben, so lange die Bewegung der Kurbeln nach der Richtung des Pfeiles erfolgt, denn das Zeichen von P stimmt stets mit dem Zeichen von $\sin \alpha$, und das Zeichen von P_1 stimmt stets mit dem Zeichen von $\cos \alpha$ überein. Erfolgt dagegen die Bewegung der Kurbeln nach einer Richtung, die der des Pfeiles in der Figur entgegengesetzt ist, so fallen die Zeichen von P und $\sin \alpha$, so wie auch von P_1 und $\cos \alpha$ entgegengesetzt aus, die Werthe von N und N_1 werden also dann beständig negativ oder die Pressungen der Gleitstücke gegen die Führungslineale sind, beim Rückwärtsfahren einer Lokomotive, deren Cylinder vor der Triebaxe liegen, nach abwärts gerichtet.

Dass diese Pressungen spürbare Wirkungen hervorbringen können, sieht man am besten durch ihre numerischen Werthe.

Es sei z. B. für eine Personenzuglokomotive der Durchmesser eines Dampfcylinders = 0·4 Meter, die Spannung des Dampfes hinter den Kolben auf 1 Quadratmeter bezogen, 50000 Kilogramm, der schädliche Widerstand vor den Kolben 12500 Kilogramm, das Verhältniss $\frac{r}{L} = 6$, so sind die grössten Werthe von N und N_1

$$\frac{0{\cdot}4^2 \times 3{\cdot}14}{4} (50000 - 12500) \frac{1}{6} = 785 \text{ Kilogramm.}$$

Allgemeine Gleichungen zur Bestimmung der gaukelnden Bewegung. Um die Bewegungen des auf den Federn liegenden Baues zu bestimmen, nehmen wir ein die Bewegung der Lokomotive begleitendes Axensytem $O\xi$ $O\upsilon$ $O\zeta$ an, O der Schwerpunkt des auf den Federn liegenden Baues, $O\zeta$ vertikal oder senkrecht gegen die Ebene des Rahmenbaues, $O\xi$ parallel mit der Längenrichtung der Lokomotive und parallel mit der Ebene des Rahmens, $O\upsilon$ quer über die Ebene des Rahmens. Während die gaukelnde Bewegung stattfindet, schwingt der Punkt O nach vertikaler Richtung auf und nieder, und ändern die drei Axen $O\xi$ $O\upsilon$ $O\zeta$ ihre Richtungen. Steht die Lokomotive ganz ruhig auf der Bahn, so hat der Punkt O eine gewisse Position O_1, und haben die Axen $O\xi$ $O\upsilon$ $O\zeta$ gewisse Richtungen $O_1\xi_1$ $O_1\upsilon_1$ $O_1\zeta_1$. Projiziren wir die Axe $O\zeta$ auf die Ebene von $O_1\zeta_1\xi_1$ und auf die Ebene von $O_1\zeta_1\upsilon_1$, und nennen für irgend einen Augenblick ζ die Höhe des Punktes O über O_1, und ψ den Winkel, den die Projektion $O\zeta$ auf der Ebene von $O_1\zeta_1\upsilon_1$ mit $O_1\zeta_1$ bildet, φ den Winkel, welchen die Projektion von $O\zeta$ auf der Ebene von $O_1\zeta_1\xi_1$ bildet, so wird durch die drei Grössen $\zeta\,\psi\,\varphi$ die gaukelnde Bewegung bestimmt. ζ bestimmt das Wogen, ψ das Wanken, φ das Nicken; oder ζ bestimmt die Vertikalschwingungen des Schwerpunktes, ψ die drehenden Schwingungen um die Längenaxe, φ die drehenden Schwingungen um die Queraxe.

Nennen wir ΣZ die Summe der Vertikalkräfte, welche zur Zeit t auf den Bau einwirken, $\binom{M}{\psi}$ die Summe der statischen Momente der Kräfte, welche zur Zeit t den Winkel ψ zu vergrössern suchen, also die Summe der Momente der Kräfte in Bezug auf die Längenaxe, $\binom{M}{\varphi}$ die Summe der statischen Momente der Kräfte, welche zur Zeit t den Winkel φ zu vergrössern suchen, also die Summe der Momente der Kräfte in Bezug auf die Queraxe, M die Masse des auf den Federn liegenden Baues, A das Trägheitsmoment der Masse M in Bezug auf die Längenaxe, B das Trägheitsmoment der

Masse M in Bezug auf die Queraxe, so sind die Gleichungen, welche ζ ψ und φ bestimmen:

$$\left.\begin{aligned} M\frac{d^2\zeta}{dt^2} &= \frac{1}{2}\Sigma Z \\ A\frac{d^2\psi}{dt^2} &= \frac{1}{2}\binom{M}{\psi} \\ B\frac{d^2\varphi}{dt^2} &= \frac{1}{2}\binom{M}{\varphi} \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots \quad (1)$$

Ausmittlung der Werthe von ΣZ, $\binom{M}{\psi}$, $\binom{M}{\varphi}$. Um das Verständniss der folgenden Untersuchung zu erleichtern, wollen wir derselben eine Lokomotive von ganz bestimmter und bekannter Bauart zu Grund legen. Wir wählen eine *Stephenson*'sche Personenzuglokomotive mit inneren Cylindern, innerem Rahmen und mit sechs nicht gekuppelten Rädern (Taf. VI, Fig. 2, 3, 4, 5).

Der Erfahrung zufolge dürfen wir annehmen, dass die zum Zusammendrücken einer Feder erforderliche Kraft der Zusammendrückung proportional sei. Die Richtigkeit dieses Satzes werden wir in der Folge auch theoretisch nachweisen; er gilt jedoch nur für nicht zu starke Zusammendrückungen. Die Zahl, mit welcher man die Zusammendrückung einer Feder multipliziren muss, um die zusammendrückende Kraft zu erhalten, wollen wir den Starrheits-Coeffizienten der Feder heissen. Ist also f der Starrheits-Coeffizient einer Feder, x ihre Zusammendrückung, so ist $f\,x$ die zusammendrückende Kraft.

Nennen wir nun, Taf. VI, Fig. 2 bis Fig. 5,

G das Gewicht des auf den Federn liegenden Baues, mit Einschluss des im Kessel enthaltenen Wassers;

Δ_1 den Horizontalabstand des Schwerpunktes des auf den Federn liegenden Baues von der hinteren Laufaxe;

Δ_2 den Horizontalabstand dieses Schwerpunktes von der mittleren Triebaxe;

Δ_3 den Horizontalabstand dieses Schwerpunktes von der vorderen Laufaxe;

$2\,e$ die Entfernung der Federn an einer Seite der Lokomotive von den Federn der andern Seite;

$f_1\ f_2\ f_3\ f_4\ f_5\ f_6$ die Starrheits-Coeffizienten der in den Punkten 1, 2, 3, 4, 5, 6 (Fig. 5) wirkenden Federn;

$\zeta_1\ \zeta_2\ \ldots\ \zeta_6$ die Zusammendrückungen dieser Federn durch das Gewicht des Baues, wenn derselbe ruhig auf den Federn liegt und die Lokomotive ruhig auf der Bahn steht.

Dies vorausgesetzt, sind $f_1\,\zeta_1 \quad f_2\,\zeta_2 \;.\;.\;.\; f_6\,\zeta_6$ die Kräfte, mit welchen die Federn nach vertikaler Richtung auf den Bau aufwärts wirken, wenn die Lokomotive in vollkommen ruhigem Zustand auf der Bahn steht. Für den Gleichgewichtszustand der Federn im ruhenden Zustand des Baues bestehen demnach folgende Beziehungen:

$$\left.\begin{array}{c} G = f_1\,\zeta_1 + f_2\,\zeta_2 + \;.\;.\;.\;.\;.\; + f_6\,\zeta_6 \\ \Delta_1\,(f_1\,\zeta_1 + f_4\,\zeta_4) + \Delta_2\,(f_2\,\zeta_2 + f_5\,\zeta_5) = \Delta_3\,(f_3\,\zeta_3 + f_6\,\zeta_6) \\ f_1\,\zeta_1 + f_2\,\zeta_2 + f_3\,\zeta_3 = f_4\,\zeta_4 + f_5\,\zeta_5 + f_6\,\zeta_6 \end{array}\right\} \;.\;.\;.\; (2)$$

Wir wollen diese Gleichungen zunächst benützen, um die Bedingungen ausfindig zu machen, bei deren Erfüllung alle Federn durch den auf denselben ruhig liegenden Bau um gleich viel zusammengedrückt werden, wollen aber voraussetzen, dass die auf eine und dieselbe Axe einwirkenden Federn gleich starr sind, dass also $f_1 = f_4$, $f_2 = f_5$, $f_3 = f_6$ und $\zeta_1 = \zeta_2 = \zeta_3 \;.\;. = \zeta_6 = z$ sei, wobei z die in allen Federn entstehende Zusammendrückung bedeutet. In diesem Falle werden die zwei ersten der Gleichungen (2):

$$\left.\begin{array}{l} G = 2\,z\,(f_1 + f_2 + f_3) \\ o = \Delta_1\,f_1 + \Delta_2\,f_2 - \Delta_3\,f_3 \end{array}\right\} \;.\;.\;.\;.\;.\;.\; (3)$$

und die dritte dieser Gleichungen wird identisch erfüllt.

Dies sind also die Bedingungen, bei deren Erfüllung alle Federn durch die Last des Baues um gleich viel zusammengepresst werden, vorausgesetzt, dass die auf eine Axe wirkenden Federn gleich starr sind. Wir werden in der Folge veranlasst sein, auf diese Bedingungen (3) zurückzukommen.

Wir denken uns nun, dass man den Bau aus der Gleichgewichtsposition, die durch die Gleichungen (2) charakterisirt wird, in eine andere Lage bringt, indem man den Bau parallel zu seiner Gleichgewichtslage um ζ hebt, sodann um eine durch den Schwerpunkt gehende Queraxe um einen Winkel φ (Fig. 2) so dreht, dass der vordere Theil der Lokomotive höher zu stehen kommt, und endlich um eine durch den Schwerpunkt gehende Längenaxe um einen kleinen Winkel ψ (Fig. 3, 4) so dreht, dass sich die rechte Seite der Lokomotive hebt, die linke aber senkt, so sind dann:

Die Zusammendrückungen der Federn:	Die zusammendrückenden Kräfte:
$\zeta_1 - \zeta + \Delta_1\,\varphi + \varepsilon\,\psi$	$f_1\,(\zeta_1 - \zeta + \Delta_1\,\varphi + \varepsilon\,\psi)$
$\zeta_2 - \zeta + \Delta_2\,\varphi + \varepsilon\,\psi$	$f_2\,(\zeta_2 - \zeta + \Delta_2\,\varphi + \varepsilon\,\psi)$
$\zeta_3 - \zeta - \Delta_3\,\varphi + \varepsilon\,\psi$	$f_3\,(\zeta_3 - \zeta - \Delta_3\,\varphi + \varepsilon\,\psi)$
$\zeta_4 - \zeta + \Delta_1\,\varphi - \varepsilon\,\psi$	$f_4\,(\zeta_4 - \zeta + \Delta_1\,\varphi - \varepsilon\,\psi)$
$\zeta_5 - \zeta + \Delta_2\,\varphi - \varepsilon\,\psi$	$f_5\,(\zeta_5 - \zeta + \Delta_2\,\varphi - \varepsilon\,\psi)$
$\zeta_6 - \zeta - \Delta_3\,\varphi - \varepsilon\,\psi$	$f_6\,(\zeta_6 - \zeta - \Delta_3\,\varphi - \varepsilon\,\psi)$

und es ist nun:

a. die Summe aller den Rahmenbau aufwärts drückenden Federkräfte:

$$\begin{aligned} f_1\,\zeta_1 + f_2\,\zeta_2 + f_3\,\zeta_3 + f_4\,\zeta_4 + f_5\,\zeta_5 + f_6\,\zeta_6 - \zeta\,[f_1 + f_2 + f_3 + f_4 + f_5 + f_6] \\ + \varphi\,[\Delta_1\,(f_1 + f_4) + \Delta_2\,(f_2 + f_5) - \Delta_3\,(f_3 + f_6)] \\ + \varepsilon\,\psi\,[f_1 + f_2 + f_3 + f_4 + f_5 + f_6] \end{aligned}$$

b. die algebraische Summe der statischen Momente der Federkräfte in Bezug auf die Queraxe:

$$\begin{aligned} &+ \Delta_3\,[f_3\,(\zeta_3 - \zeta - \Delta_3\,\varphi + \varepsilon\,\psi) + f_6\,(\zeta_6 - \zeta - \Delta_3\,\varphi - \varepsilon\,\psi)] \\ &- \Delta_2\,[f_2\,(\zeta_2 - \zeta + \Delta_2\,\varphi + \varepsilon\,\psi) + f_5\,(\zeta_5 - \zeta + \Delta_2\,\varphi - \varepsilon\,\psi)] \\ &- \Delta_1\,[f_1\,(\zeta_1 - \zeta + \Delta_1\,\varphi + \varepsilon\,\psi) + f_4\,(\zeta_4 - \zeta + \Delta_1\,\varphi - \varepsilon\,\psi)] \end{aligned}$$

c. die algebraische Summe der Momente der Federkräfte in Bezug auf die durch den Schwerpunkt gehende Längenaxe:

$$\varepsilon \times \left\{ \begin{array}{c} f_4\,(\zeta_4 - \zeta + \Delta_1\,\varphi - \varepsilon\,\psi) + f_5\,(\zeta_5 - \zeta + \Delta_2\,\varphi - \varepsilon\,\psi) \\ + f_6\,(\zeta_6 - \zeta - \Delta_3\,\varphi - \varepsilon\,\psi) \\ - f_1\,(\zeta_1 - \zeta + \Delta_1\,\varphi + \varepsilon\,\psi) - f_2\,(\zeta_2 - \zeta + \Delta_2\,\varphi + \varepsilon\,\psi) \\ - f_3\,(\zeta_3 - \zeta - \Delta_3\,\varphi + \varepsilon\,\psi) \end{array} \right\}$$

Diese Ausdrücke werden sehr vereinfacht, wenn man berücksichtigt, dass in der Wirklichkeit die auf eine und dieselbe Axe wirkenden Federn gleich starr, und in ruhigem Zustande um gleich viel zusammengepresst sind. Wir können also nehmen:

$$f_1 = f_4, \quad f_2 = f_5, \quad f_3 = f_6$$
$$\zeta_1 = \zeta_4, \quad \zeta_2 = \zeta_5, \quad \zeta_3 = \zeta_6$$

Führt man diese Werthe in die obigen Ausdrücke ein und berücksichtigt die Gleichgewichtsbedingungen (2), so erhält man folgende Resultate:

a. Summe aller Federkräfte:

$$G - 2 \zeta (f_1 + f_2 + f_3) + 2 \varphi (\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3)$$

b. Summe der Momente in Bezug auf die Queraxe:

$$+ 2 \zeta (\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3) - 2 \varphi (f_1 \Delta_1^2 + f_2 \Delta_2^2 + f_3 \Delta_3^2)$$

c. Summe der Momente in Bezug auf die Längenaxe:

$$- 2 \varepsilon^2 \psi (f_1 + f_2 + f_3)$$

Somit sind nun die von den Federkräften herrührenden Bestandtheile der Summen ΣZ, $\left(\frac{M}{\psi}\right)$, $\left(\frac{M}{\varphi}\right)$ berechnet, und wir gehen nun zur Bestimmung derjenigen Glieder über, welche die Pressungen der Gleitstücke gegen die Führungslineale liefern.

Nennen wir

P die Kraft, mit welcher der Kolben der vorderen Maschine getrieben wird.

P_1 die Kraft, mit welcher der Kolben der hinteren Maschine getrieben wird. Diese Kräfte P und P_1 haben zwar gleiche Intensitäten, es ist aber gleichwohl zweckmässiger, sie so in Rechnung zu bringen, als wären sie ungleich.

L die Länge einer Schubstange.

r den Halbmesser einer Kurbel.

e den Horizontalabstand der Axen der beiden Cylinder von der Längenaxe der Lokomotive (Fig. 5).

ω die Winkelgeschwindigkeit der Triebräder.

D den Durchmesser eines Triebrades.

α den Winkel, den die Kurbel der vorderen Maschine mit der Axe des Cylinders in dem Zeitmoment bildet, in welchem die Position des Baues durch die Grössen ζ, φ und ψ bestimmt wird.

$\frac{\pi}{2} - \alpha$ den Winkel, den gleichzeitig die Kurbel der hinteren Maschine mit der Richtung ihres Cylinders bildet. (Fig. 2).

Dies vorausgesetzt, sind, vermöge der (Seite 75) gegebenen Erläuterungen, $P \frac{r}{L} \sin \alpha$, $P_1 \frac{r}{L} \cos \alpha$ die Pressungen der Gleitstücke gegen die oberen Führungslineale, und sind ferner $r \cos \alpha + L - \Delta_2$, $r \sin \alpha + L - \Delta_2$ die Horizontalabstände der beiden Gleitstücke von der durch den Schwerpunkt des Baues gehenden Queraxe.

Die Momente dieser Pressungen sind demnach

d. in Bezug auf die durch den Schwerpunkt gehende Queraxe

$$P \frac{r}{L} \sin \alpha \left(r \cos \alpha + L - \Delta_2\right) + P_1 \frac{r}{L} \cos \alpha \left(r \sin \alpha + L - \Delta_2\right)$$

oder

$$\frac{1}{2} \left(P + P_1\right) \frac{r}{L} \sin 2 \alpha + \left(L - \Delta_2\right) \frac{r}{L} \left(P \sin \alpha + P_1 \cos \alpha\right)$$

e. in Bezug auf die durch den Schwerpunkt gehende Längenaxe $O\ x_1$

$$P \frac{r}{L} \sin \alpha \,.\, e - P_1 \frac{r}{L} \cos \alpha \,.\, e$$

oder

$$\frac{r}{L} e \left(P \sin \alpha - P_1 \cos \alpha\right)$$

endlich ist die Summe der vertikal aufwärts wirkenden Pressungen

f. $$\frac{r}{L} \left(P \sin \alpha + P_1 \cos \alpha\right)$$

Nun haben wir noch die auf den Rahmenbau einwirkenden Horizontalkräfte zu berücksichtigen.

Heissen wir K den numerischen Werth der Kraft, mit welcher ein Kolben getrieben wird (also die Differenz der Pressungen gegen die beiden Flächen eines Kolbens), so ist, wie schon früher gezeigt wurde, der Widerstand des ganzen Trains $2 K \frac{2 l}{D \pi}$, wobei l die Länge des Kolbenschubes bezeichnet. Nennen wir h_1 die Höhe des Schwerpunktes des Baues über dem Zusammenhängungspunkt der Lokomotive mit dem Tender, so ist das Moment dieses Zuges in Bezug auf die durch den Schwerpunkt gehende Queraxe

g. $$- h_1 \,.\, 2 K \frac{2 l}{D \pi}$$

Streng genommen ist der Zug in der Zusammenhängung der Lokomotive mit dem Tender nicht constant gleich dem mittleren Widerstand des Trains, sondern bei einem etwas unruhigen Lauf der Lohomotive periodisch veränderlich.

Wenn die Kurbeln der beiden Maschinen die in Fig. 2 dargestellte Stellung haben, wird beim Vorwärtslaufen der Lokomotive der vordere Kolben vorwärts, der Kolben der hinteren Maschine dagegen rückwärts getrieben; wird demnach der Cylinder der vorderen Maschine mit einer Kraft P zurück, der Cylinder der hinteren Maschine mit einer Kraft P_1 nach vorwärts getrieben. Nennen wir h die Höhe des Schwerpunktes über der Axe des Triebrades, so ist

h. $$h (P_1 - P)$$

das Moment in Bezug auf die durch den Schwerpunkt gehende Queraxe.

Nun haben wir noch das Moment der Pressungen zu bestimmen, welche die Triebaxe gegen die Axengabeln ausübt. Dabei wollen wir uns aber erlauben, die Umdrehungsgeschwindigkeit der Triebaxe als constant anzunehmen, und die hin- und hergehenden Massen der Schubstangen, Kolbenstangen und Kolben zu vernachlässigen, oder, mit andern Worten, wir wollen die Pressungen der Triebaxe gegen die Axengabeln nach statischen Gesetzen berechnen; der Fehler, den wir dadurch begehen, ist von keinem Belang.

Zerlegt man die Pressungen der Schubstangen gegen die Kurbelzapfen in horizontale und vertikale Kräfte, so sind die ersteren P und P_1, die letzteren dagegen $P \frac{r}{L} \sin\alpha$, $P_1 \frac{r}{L} \cos\alpha$.

Wir setzen voraus, dass die Triebräder auf der Bahn nicht glitschen, sondern nur rollen, dann können wir das Radwerk als einen Hebel ansehen, der im Berührungspunkte seinen Drehungspunkt hat. Nennen wir für einen Augenblick $\mathfrak{K}$ den numerischen Werth des Druckes der Triebaxe gegen die Axenhalter, so haben wir zur Bestimmung desselben die Gleichung:

$$\mathfrak{K} \frac{D}{2} = P \left(\frac{D}{2} + r \sin\alpha\right) - P_1 \left(\frac{D}{2} - r \cos\alpha\right) + P \frac{r}{L} \sin\alpha \, r \cos\alpha$$
$$+ P_1 \frac{r}{L} \cos\alpha \, r \sin\alpha$$

und hieraus folgt:

$$\mathfrak{K} = P - P_1 + \frac{2\,r}{D} (P \sin\alpha + P_1 \cos\alpha) + \frac{r^2}{L\,D} (P + P_1) \sin 2\,\alpha$$

Das Moment dieses Druckes in Bezug auf die durch den Schwerpunkt gehende Queraxe ist:

i. $$+ \mathfrak{K}\, h =$$
$$+ h \left[P - P_1 + \frac{2\,r}{D} (P \sin\alpha + P_1 \cos\alpha) + \frac{r^2}{L\,D} (P + P_1) \sin 2\,\alpha\right]$$

Hiermit sind nun endlich alle Bestandtheile der zu berechnenden Summe bestimmt; wir dürfen jedoch nicht übersehen, dass in der Summe der Vertikalkräfte auch das Gewicht des Baues aufgenommen werden muss. Fassen wir sämmtliche Resultate a b c d e f g h i zusammen und berücksichtigen das Gewicht G des Baues, so finden wir nun:

$$\Sigma Z = -2\zeta(f_1 + f_2 + f_3) + 2\varphi(\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3) + \frac{r}{L}(P \sin\alpha + P_1 \cos\alpha)$$

$$\binom{M}{\psi} = \left\{ \begin{array}{l} 2\zeta(\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3) - 2\varphi(f_1 \Delta_1^2 + f_2 \Delta_2^2 + f_3 \Delta_3^2) \\ + \frac{1}{2}(P + P_1)\frac{r^2}{L}\sin 2\alpha + (L - \Delta_2)\frac{r}{L}(P \sin\alpha + P_1 \cos\alpha) \\ - h_1\, 2K \frac{2l}{D\pi} + h(P_1 - P) + h(P - P_1) \\ + h(P + P_1)\frac{r^2}{DL}\sin 2\alpha + \frac{2r}{D} h (P \sin\alpha + P_1 \cos\alpha) \end{array} \right|$$

$$\binom{M}{\varphi} = -2\varepsilon^2 \psi (f_1 + f_2 + f_3) + \frac{r}{L} e (P \sin\alpha - P_1 \cos\alpha)$$

oder auch, wenn man in $\binom{M}{\psi}$ zusammengehörige Glieder vereiniget:

$$\left.\begin{array}{l} \Sigma Z = -2\zeta(f_1 + f_2 + f_3) + 2\varphi(\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3) \\ \qquad + \frac{r}{L}(P \sin\alpha + P_1 \cos\alpha) \\ \binom{M}{\psi} = - h_1\, 2K\frac{2l}{D\pi} + 2\zeta(\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3) \\ \qquad - 2\varphi(f_1 \Delta_1^2 + f_2 \Delta_2^2 + f_3 \Delta_3^2) \\ \qquad + \frac{1}{2}(P + P_1)\frac{r^2}{L}\left(1 + \frac{2h}{D}\right)\sin 2\alpha \\ \qquad + \left[(L - \Delta_2)\frac{r}{L} + \frac{2rh}{D}\right](P \sin\alpha + P_1 \cos\alpha) \\ \binom{M}{\varphi} = -2\varepsilon^2 \psi (f_1 + f_2 + f_3) + \frac{r}{L} e (P \sin\alpha - P_1 \cos\alpha) \end{array}\right\} \quad (4)$$

Rechnen wir die Zeit t von einem Augenblick des Beharrungszustandes an, in welchem die Kurbel der vorderen Maschine mit der Richtung ihrer Kolbenstange einen Winkel α_0 bildete, so können wir in den Gleichungen (4), die für die Zeit t gelten, $\alpha = \alpha_0 - \omega t$

setzen. Dies setzt jedoch voraus, dass α_0 gleich oder kleiner als 90° ist, indem die Gleichungen (4) zunächst nur gelten, so lange α zwischen 0 und 90° liegt.

Hierdurch erhalten wir nun:

$$\left.\begin{aligned}
\Sigma Z &= -2\,\zeta\,(f_1 + f_2 + f_3) + 2\,\varphi\,(\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3) \\
&\quad + \frac{r}{L}\,[P \sin(\alpha_0 - \omega t) + P_1 \cos(\alpha_0 - \omega t)] \\
\binom{M}{\psi} &= \left\{\begin{aligned}
&- h_1\, 2\, K\, \frac{2\,l}{D\,\pi} + 2\,\zeta\,(\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3) \\
&- 2\,\varphi\,(f_1 \Delta_1^2 + f_2 \Delta_2^2 + f_3 \Delta_3^2) \\
&+ \frac{1}{2}(P + P_1)\frac{r^2}{L}\left(1 + \frac{2\,h}{D}\right)\sin 2\,(\alpha_0 - \omega t) \\
&+ \left[(L - \Delta_2)\frac{r}{L} + \frac{2\,r\,h}{D}\right][P \sin(\alpha_0 - \omega t) + P_1 \cos(\alpha_0 - \omega t)]
\end{aligned}\right. \\
\binom{M}{\varphi} &= -2\,\varepsilon^2\,\psi\,(f_1 + f_2 + f_3) + \frac{r}{L}\,e\,[P \sin(\alpha_0 - \omega t) + P_1 \cos(\alpha_0 - \omega t)]
\end{aligned}\right\} (5)$$

Aus diesen Werthen von $\Sigma Z \binom{M}{\psi} \binom{M}{\varphi}$ könnte man bereits sehr viele wichtige Schlüsse ziehen, allein da eine vollständige Kenntniss der Bewegungszustände doch nur durch die Integrale der Bewegungsgleichungen erlangt werden kann, so wollen wir uns hier nicht länger aufhalten, sondern machen sogleich die Vorbereitungen zur Fortsetzung der Untersuchung.

Die Differenzialgleichungen der gaukelnden Bewegung. Setzen wir zur Abkürzung:

$$\left.\begin{aligned}
m &= \frac{f_1 + f_2 + f_3}{M}, \quad m_1 = \frac{\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3}{B}, \quad m_2 = \frac{\varepsilon^2 (f_1 + f_2 + f_3)}{A} \\
n &= \frac{\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3}{M}, \qquad n_1 = \frac{\Delta_1^2 f_1 + \Delta_2^2 f_2 + \Delta_3^2 f_3}{B} \\
p &= \frac{r}{2\,L\,M}, \qquad p_1 = (L - \Delta_2)\frac{r}{2\,L\,B} + \frac{r\,h}{B\,D}, \qquad p_2 = \frac{r\,e}{2\,A\,L} \\
e &= \frac{2\,l\,h_1\,K}{B\,D\,\pi}, \qquad q_1 = \frac{r^2}{2\,L\,B}\left(1 + \frac{2\,h}{D}\right)
\end{aligned}\right\} (6)$$

so findet man mit Berücksichtigung der aufgefundenen Ausdrücke für ΣZ, $\binom{M}{\psi}$, $\binom{M}{\varphi}$

$$\left.\begin{aligned}
\frac{d^2 \zeta}{d t^2} &= - m \zeta + n \varphi + p \left[P \sin (\alpha_0 - \omega t) + P_1 \cos (\alpha_0 - \omega t)\right] \\
\frac{d^2 \varphi}{d t^2} &= - c + m_1 \varphi - n_1 \varphi + \frac{1}{2} (P + P_1) q_1 \sin 2 (\alpha_0 - \omega t) \\
&\qquad + p_1 \left[P \sin (\alpha_0 - \omega t) + P_1 \cos (\alpha_0 - \omega t)\right] \\
\frac{d^2 \psi}{d t^2} &= - m_2 \psi + p_2 \left[P \sin (\alpha_0 - \omega t) - P_1 \cos (\alpha_0 - \omega t)\right]
\end{aligned}\right\} (7)$$

Ueber die Integration der Gleichungen (7). Werden diese Gleichungen integrirt, so erhält man ζ, ψ und φ als Funktionen von t ausgedrückt. Diese Integrale bestimmen demnach die Gesetze, nach welchen das Wogen, das Nicken und das Wanken erfolgt. Die Integrationen dieser Gleichungen können durch verschiedene Methoden bewerkstelligt werden: 1. Indem man die Form der Integrale annimmt und gewisse in diesen Formen vorkommende Constanten so bestimmt, dass den Differenzialgleichungen (7) ein Genüge geleistet wird. Dieses am schnellsten zum Ziele führende Verfahren habe ich vorzugsweise in meinem grösseren Werke über den Lokomotivbau befolgt. 2. Indem man die von *Lagrange* erfundene Methode der Integration durch die Variation der Constanten befolgt. Auch nach dieser Methode habe ich in dem grösseren Werke die Integrationen bewerkstelligt. 3. Wenn man den Weg einschlägt, welchen *Dienger* in seinem Werke über die Integralrechnung vorzeichnet. Schwierigkeiten von Belang stehen daher der Durchführung der Integration nicht im Wege, allein jede der angedeuteten Methoden führt zu äusserst ausgedehnten, weitläufigen Rechnungen. Ich will mich desshalb hier nicht in eine vollständige Integration dieser Gleichungen einlassen, sondern begnüge mich, aus denselben diejenigen Folgerungen zu ziehen, welche in praktischer Hinsicht von Wichtigkeit sind. Für den praktischen Zweck kommt es nicht so sehr darauf an, das Gesetz zu kennen, nach welchem die mannigfaltigen Schwingungen erfolgen, wohl aber ist es von grösster Wichtigkeit, zu erfahren, unter welchen Umständen diese Schwingungen gar nicht oder nur in einem schwachen Grade eintreten, und diese Kenntniss liefern die Gleichungen (7), auch wenn man sie nicht vollständig integrirt.

Der Vertilgungskrieg. Es ist klar, dass die totale Bewegung aus vielen einzelnen Schwingungen besteht, von denen jede durch gewisse Kräfte veranlasst wird. Diese Kräfte sind nichts anderes, als die einzelnen Glieder der Ausdrücke (7). Diese Schwingungen werden demnach gar nicht eintreten, wenn die Kräfte zum Verschwinden gebracht werden, und sie werden nur in einem schwachen Grad eintreten, wenn jene Kräfte kleine Werthe haben. Wir wollen also jene Glieder der Gleichungen (7) zum Verschwinden zu bringen oder wenigstens möglichst zu schwächen suchen.

Der Coeffizient m kann, wie die Ausdrücke (6) zeigen, nicht gleich Null gemacht werden, er hat stets einen reellen positiven Werth; die Schwingung, welche m verursacht, kann daher nicht beseitigt werden. Die Coeffizienten m_2 und n_1 können ebenfalls nicht verschwinden, wir müssen sie also einstweilen stehen lassen.

Die Coeffizienten m_1 und n können auf Null gebracht werden, wenn man nimmt:

$$\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3 = 0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (8)$$

Der Coeffizient p_1 verschwindet, wenn:

$$L - \Delta_2 = 0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (9)$$

$$h = 0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (10)$$

Der Coeffizient c verschwindet, wenn man setzt:

$$h_1 = 0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (11)$$

Die Coeffizienten $p \; p_2 \; q_1$ können nicht zum Verschwinden gebracht werden, man muss daher suchen, sie möglichst klein zu machen. Es ist also vortheilhaft, wenn

$$p = \frac{r}{2 L M}, \quad p_2 = \frac{r e}{2 A L}, \quad q_1 = \frac{r^2}{2 L B}\left(1 + \frac{2 h}{D}\right) \quad . \; . \; . \quad (12)$$

so klein als möglich gemacht wird.

Wir wollen nun vor allem Andern die Bedeutung der Bedingungen (8) bis (12) ausfindig zu machen suchen. Die Bedeutung der Bedingung (8) haben wir bereits Seite 78 aufgefunden. Wenn nämlich der Gleichung (8) entsprochen ist, so ist das Federwerk in der Weise angeordnet, dass alle Federn durch den auf ihnen liegenden Bau immer gleich viel zusammengedrückt werden, wenn der Bau auf die Federn gelegt und dann sich selbst überlassen wird. Die Bedingung (8) gibt uns also eine für die Anordnung des Federwerkes wichtige Anleitung.

Die Bedingung $L - \Delta_2 = 0$ oder $L = \Delta_2$ sagt uns, dass die Maschinencylinder so gelegt werden sollen, dass die Kreuzköpfe, wenn die Kolben in der Mitte des Schubes stehen, in die Ebene fallen, welche quer durch den Schwerpunkt des Baues gelegt werden kann. Diese Lage haben die Cylinder in der That bei der Personenlokomotive von *Crampton*. Bei allen übrigen bis jetzt in Gebrauch gekommenen Lokomotiven liegen die Cylinder viel zu weit vornen, so dass die Kreuzköpfe, wenn die Kolben die mittlere Stellung erreichen, viel zu weit vor den Schwerpunkt des Baues fallen. Dass die Erfüllung dieser Bedingung von Wichtigkeit ist, kann leicht ohne Rechnung eingesehen werden, denn bei dieser Lage der Cylinder geht die Richtung der Pressungen der Kreuzköpfe gerade dann, wenn sie am stärksten wirken, durch die Querebene des Schwerpunktes, können sie also kein Nicken, sondern nur ein Wanken und Wogen verursachen.

Die Bedingung $h = 0$ sagt uns, dass der Schwerpunkt des Baues in der Höhe der Triebaxe liegen soll. Diese Bedingung ist abermals bei der Maschine von *Crampton* annähernd erfüllt, und könnte sogar bei dieser Maschine ganz genau erfüllt werden. Bei sämmtlichen Lokomotiven, bei welchen die Triebaxe unter dem Kessel liegt, kann h nicht gleich Null werden. Es hat daher die Triebaxe nur dann eine richtige Lage, wenn sie sich, wie bei der Maschine von *Crampton*, hinter der Feuerbüchse befindet und wenn die Triebräder so gross sind, dass die Triebaxe in die Höhe des Schwerpunktes des auf den Federn liegenden Baues zu liegen kommt.

Die Bedingung $h_1 = 0$ sagt uns, dass der Zusammenhängungspunkt des Tenders mit der Lokomotive in der Höhe des Schwerpunktes des auf den Federn liegenden Baues sich befinden soll. Auch dies ist bei der Lokomotive von *Crampton* realisirbar, bei den Lokomotiven von *Stephenson* aber nicht.

p fällt klein aus, wenn L gegen r gross ist. Es ist daher vortheilhaft, wenn die Schubstangen im Verhältniss zu dem Kurbelhalbmesser lang sind. Die Maschinen von *Stephenson* haben alle kurze Schubstangen. Die Maschinen von *Crampton* und von *Norris* haben lange.

p_2 wird klein, wenn $\frac{r}{L}$ klein und wenn e klein ist. Aber e wird klein, wenn die Cylinder innen und möglichst nahe neben einander liegen, wird dagegen gross, wenn die Cylinder aussen liegen. Innen liegende Cylinder sind demnach vortheilhafter, als aussen liegende.

q_1 wird klein, wenn $\frac{r}{L}$ klein und wenn $h = 0$ ist, also auch in dieser Hinsicht ist es gut, wenn die Schubstangen lang sind und wenn der Schwerpunkt nicht hoch über der Triebaxe liegt.

Wir wollen nun sehen, was sich ferner noch aus den Gleichungen (7) folgern lässt.

Nehmen wir an, dass den Bedingungen (8), (9), (10), (11) entsprochen sei, dass demnach $m_1 = 0, \; n = 0, \; p_1 = 0, \; c = 0$ ist, dann werden die Gleichungen (7):

$$\left.\begin{aligned} \frac{d^2 \zeta}{d t^2} &= - m \zeta + p \left[P \sin(\alpha_0 - \omega t) + P_1 \cos(\alpha_0 - \omega t\right] \\ \frac{d^2 \varphi}{d t^2} &= - n_1 \varphi + \frac{1}{2} (P + P_1) q_1 \sin 2 (\alpha_0 - \omega t) \\ &\quad + p_1 \left[P \sin(\alpha_0 - \omega t) + P_1 \cos(\alpha_0 - \omega t)\right] \\ \frac{d^2 \psi}{d t^2} &= - m_2 \psi + p_2 \left[P \sin(\alpha_0 - \omega t) - P_1 \cos(\alpha_0 - \omega t)\right] \end{aligned}\right\} \quad (13)$$

Diese Gleichungen können leicht integrirt werden, weil die veränderlichen Grössen $\zeta \; \varphi \; \psi$ gesondert sind, so dass jede derselben von den beiden andern unabhängig ist.

Suchen wir der Gleichung für ζ zu genügen, indem wir setzen:

$$\zeta = \mathfrak{M} \sin k t + \mathfrak{N} \cos k t + \mathfrak{P} \sin(\alpha_0 - \omega t) + \mathfrak{Q} \cos(\alpha_0 - \omega t) \quad (14)$$

wobei $\mathfrak{M} \; \mathfrak{N} \; \mathfrak{P} \; \mathfrak{Q}$ Grössen sein sollen, die von ζ und t nicht abhängen. Durch zweimaliges Differenziren von (14) findet man:

$$\left.\begin{aligned} \frac{d^2 \zeta}{d t^2} &= - k^2 (\mathfrak{M} \sin k t + \mathfrak{N} \cos k t) \\ &\quad - \omega^2 \left[\mathfrak{P} \sin(\alpha_0 - \omega t) + \mathfrak{Q} \cos(\alpha_0 - \omega t)\right] \end{aligned}\right\} \quad (15)$$

Führt man die Werthe (14) und (15) in die erste der Gleichungen (13) ein, so folgt:

$$\begin{aligned} &- k^2 (\mathfrak{M} \sin k t + \mathfrak{N} \cos k t) - \omega^2 \left[\mathfrak{P} \sin(\alpha_0 - \omega t) + \mathfrak{Q} \cos(\alpha_0 - \omega t)\right] = \\ &- m (\mathfrak{M} \sin k t + \mathfrak{N} \cos k t) - m \left[\mathfrak{P} \sin(\alpha_0 - \omega t) + \mathfrak{Q} \cos(\alpha_0 - \omega t)\right] \\ &\quad + p \left[P \sin(\alpha_0 - \omega t) + P_1 \cos(\alpha_0 - \omega t)\right] \end{aligned}$$

Dieser Gleichung wird identisch entsprochen, wenn wir setzen:

$$k^2 = m, \quad - \omega^2 \mathfrak{P} = - m \mathfrak{P} + p P, \quad - \omega^2 \mathfrak{Q} = - m \mathfrak{Q} + p P_1$$

hieraus folgt:

$$k = \sqrt{m}, \qquad \mathfrak{P} = \frac{p P}{m - \omega^2}, \qquad \mathfrak{Q} = \frac{p P_1}{m - \omega^2}$$

Wir erhalten demnach:

$$\left.\begin{aligned}\zeta = \mathfrak{M} \sin \sqrt{m}\, t + \mathfrak{N} \cos \sqrt{m}\, t \\ + \frac{p}{m - \omega^2} [P \sin (\alpha_0 - \omega t) + P_1 \cos (\alpha_0 - \omega t)]\end{aligned}\right\} \quad . \; . \quad (16)$$

$\mathfrak{M}$ und $\mathfrak{N}$ bleiben unbestimmt und sind die beiden willkürlichen Constanten des Integrales.

Jedes der vier Glieder rechter Hand des Gleichheitszeichens drückt eine Elementarschwingung aus; die ganze Bewegung ζ des Wogens besteht demnach aus vier Elementarschwingungen. Die Schwingungen $\mathfrak{M} \sin \sqrt{m}\, t$, $\mathfrak{N} \cos \sqrt{m}\, t$ sind von den die Kolben treibenden Kräften und von der Geschwindigkeit der Bewegung ganz unabhängig, und richten sich nur nach m, also nach dem Starrheitsgrad der Federn. Die Zeit $\mathfrak{T}$ einer solchen Elementarschwingung ist: $\mathfrak{T} = \frac{2\pi}{\sqrt{m}}$ oder wenn man für m seinen Werth setzt:

$$\mathfrak{T} = 2\pi \sqrt{\frac{M}{f_1 + f_2 + f_3}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (17)$$

Diese Schwingungen erfolgen schnell oder langsam, je nachdem die Werthe von f_1 f_2 f_3 gross oder klein sind, d. h. je nachdem die Federn starr oder weich sind.

Die Schwingungen $\frac{p\,P}{m - \omega^2} \sin (\alpha_0 - \omega t)$, $\frac{p\,P_1}{m - \omega^2} \cos (\alpha_0 - \omega t)$ sind abhängig nicht nur von der Starrheit der Federn, sondern auch von der Kraft, mit welcher die Maschinen getrieben werden und von der Winkelgeschwindigkeit der Bewegung des Triebrades. Die Schwingungszeit $\mathfrak{T}_1$ einer solchen Schwingung ist: $\mathfrak{T}_1 = \frac{2\pi}{\omega}$, stimmt demnach genau mit einer Umdrehung der Triebaxe überein. Wir wollen die ersteren der beiden Schwingungen Wagenschwingungen, die letzteren Kurbelschwingungen nennen.

Wagenschwingungen werden durch die Kurbelschwingungen hervorgerufen; sind die letzteren klein, so werden es auch die ersteren. Es kommt also darauf an, die Kurbelschwingungen möglichst zu schwächen, d. h. zu bewirken, dass

$$\frac{p\,P}{m - \omega^2}$$

möglichst klein wird. Setzen wir für p und m die Werthe, welche die Ausdrücke (6) enthalten, so wird:

$$\frac{p\,P}{m - \omega^2} = \frac{r}{2\,L\,M} \cdot \frac{P}{\frac{f_1 + f_2 + f_3}{M} - \omega^2}$$

oder

$$\frac{p\,P}{m - \omega^2} = \frac{1}{2}\,\frac{r}{L}\,\frac{P}{f_1 + f_2 + f_3 - \omega^2 M} \quad \ldots\ldots \quad (18)$$

Die Kurbelschwingungen fallen also klein aus, wenn 1) $\frac{r}{L}$ klein ist, d. h. wenn die Schubstangen im Verhältniss zu den Kurbeln lang sind; 2) wenn p klein ist, d. h. wenn die Maschinen nur schwach getrieben werden, also nicht stark angestrengt sind, keine zu grossen Lasten fortzuschaffen haben; 3) wenn $f_1 + f_2 + f_3 - \omega^2 M$ möglichst gross ist. Wenn diese Differenz nahe gleich Null wird, werden die Kurbelschwingungen ausserordentlich gross. Es ist also eine wesentliche Bedingung, dass

$$\omega^2 M < f_1 + f_2 + f_3 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

oder

$$\omega < \sqrt{\frac{f_1 + f_2 + f_3}{M}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (20)$$

Es ist aber, wenn man mit V die Laufgeschwindigkeit der Lokomotive und mit D den Durchmesser eines Triebrades bezeichnet,

$$\omega = \frac{V}{\frac{1}{2} D} = \frac{2\,V}{D}$$

Die Bedingung (20) kann also auch ausgedrückt werden durch

$$V < \frac{D}{2} \sqrt{\frac{f_1 + f_2 + f_3}{M}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (21)$$

oder durch

$$D > 2\,V \sqrt{\frac{f_1 + f_2 + f_3}{M}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (22)$$

Die grösste zulässige Fahrgeschwindigkeit wird demnach durch den Starrheitsgrad der Federn und durch den Durchmesser der Triebräder bestimmt.

Der Ausdruck (22) bestimmt, wie gross der Durchmesser der Triebräder wenigstens sein muss, damit eine Lokomotive mit jeder Geschwindigkeit, die kleiner oder gleich V ist, ohne Gefahr laufen kann. Schnellzuglokomotive müssen also grosse Triebräder erhalten; langsam gehende Güterzuglokomotive dürfen kleine Triebräder erhalten. Am gefährlichsten wird der Fahrzustand, wenn $m = \omega^2$ ist.

Es ist aber $m = \frac{(2\pi)^2}{\mathfrak{T}^2}$, $\omega^2 = \frac{(2\pi)^2}{\mathfrak{T}_1^2}$; m wird demnach gleich ω^2, wenn $\mathfrak{T} = \mathfrak{T}_1$, d. h. wenn die Zeit einer Wagenschwingung gleich ist der Zeit einer Umdrehung der Triebaxe, und dies ist auch sehr begreiflich, denn in diesem Falle erhält die Wagenschwingung durch jede Kurbelschwingung einen neuen Impuls, muss also eine Ansammlung dieser Impulse stattfinden.

Wenden wir uns nun zur zweiten der Gleichungen (13). Diese ist:

$$\left.\begin{aligned} \frac{d^2 \varphi}{d t^2} &= - n_1 \varphi + \frac{1}{2} (P + P_1) q_1 \sin 2 (\alpha_0 - \omega t) \\ &+ p_1 [P \sin (\alpha_0 - \omega t) + P_1 \cos (\alpha_0 - \omega t)] \end{aligned}\right\} \quad (23)$$

Hier können wir aber, ohne einen merklichen Fehler zu begehen, die Schwingung, welche das Glied $\frac{1}{2}(P + P_1) q_1 \sin 2 (\alpha_0 - \omega t)$ verursacht, ganz vernachlässigen, denn q_1 ist eine sehr kleine Grösse, und $P + P_1$ ist in gewissen Quadranten gleich Null. In dieser Voraussetzung erhalten wir:

$$\frac{d^2 \varphi}{d t^2} = - n_1 \varphi + p_1 [P \sin (\alpha_0 - \omega t) + P_1 \cos (\alpha_0 - \omega t)] \quad (24)$$

Diese Gleichung stimmt der Form nach mit der ersten der Gleichungen (13) überein, wir erhalten demnach das Integrale von (24), wenn wir in (16) ζ mit φ, m mit n_1, p mit p_1 verwechseln. Es ist demnach:

$$\left.\begin{aligned} \varphi &= \mathfrak{M} \sin \sqrt{n_1}\, t + \mathfrak{N} \cos \sqrt{n_1}\, t \\ &+ \frac{p_1}{n_1 - \omega^2} [P \sin (\alpha_0 - \omega t) + P_1 \cos (\alpha_0 - \omega t)] \end{aligned}\right\} \quad (25)$$

Das Nicken besteht also ebenfalls wie das Wogen aus zwei elementaren Wagenschwingungen und aus zwei Kurbelschwingungen.

Nennt man $\mathfrak{T}_2$ die Zeit einer Wagenschwingung, $\mathfrak{T}_3$ die Zeit einer Kurbelschwingung, so ist hier:

$$\mathfrak{T}_2 = \frac{2\pi}{\sqrt{n_1}}, \quad \mathfrak{T}_3 = \frac{2\pi}{\omega}$$

oder wenn man für n_1 seinen Werth aus (6) einführt:

$$\mathfrak{T}_2 = 2\pi \sqrt{\frac{B}{\Delta_1^2 f_1 + \Delta_2^2 f_2 + \Delta_3^2 f_3}}, \quad \mathfrak{T}_3 = \frac{2\pi}{\omega}, \quad . \; . \quad (26)$$

Der Ausschwungwinkel einer Kurbelschwingung ist, wenn p_1 nicht verschwindet:

$$\varphi_1 = \frac{p_1 P}{n_1 - \omega^2} = \frac{p_1 P B}{\Delta_1^2 f_1 + \Delta_2^2 f_2 + \Delta_3^2 f_3 - B \omega^2} \quad . \; . \; . \; (27)$$

Es ist

$$p_1 B = (L - \Delta_2) \frac{r}{2L} + \frac{r}{D} h \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (28)$$

Dieser Ausdruck wird gross, wenn Δ_2 gegen L klein und h gross ist. Beides ist bei den Maschinen von *Stephenson* der Fall; diese Maschinen inkliniren daher stark zum Nicken. Die Maschinen von *Crampton* können, wie wir gesehen haben, so konstruirt werden, dass $L = \Delta_2$ und $h = o$ wird. Die Maschinen von *Crampton* können also so konstruirt werden, dass $\varphi_1 = o$ wird, dass also gar kein Nicken eintritt.

Der Werth von φ_1 fällt ferner gross aus, wenn $\Delta_1^2 f_1 + \Delta_2^2 f_2 + \Delta_3 f_3$ sehr gross ist gegen $B \omega^2$, wenn also:

$$\Delta_1^2 f_1 + \Delta_2^2 f_2 + \Delta_3^2 f_3 > B \omega^2 \, . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (29)$$

Nennen wir $\mathfrak{P}_1$ $\mathfrak{P}_2$ $\mathfrak{P}_3$ die Axenbelastungen und ordnen das Federwerk so an, dass alle Federn durch die Belastungen um gleich viel und zwar um s zusammengedrückt werden, so ist:

$$\mathfrak{P}_1 = 2s\, f_1\,, \qquad \mathfrak{P}_2 = 2s\, f_2\,, \qquad \mathfrak{P}_3 = 2s\, f_3 \quad . \; . \; . \; . \; (30)$$

und dann wird (29)

$$\Delta_1^2 \mathfrak{P}_1 + \Delta_2^2 \mathfrak{P}_2 + \Delta_3^2 \mathfrak{P}_3 > 2s\, B\, \omega^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; (31)$$

Nennen wir den Ausdruck linker Hand von $>$ das Trägheitsmoment der Axenbelastung. Es ist leicht einzusehen, dass dieses Trägheitsmoment dann sehr gross ausfällt, wenn gar keine oder nur eine schwach belastete Mittelaxe vorhanden ist, und wenn der Radstand gross ist. Beides ist der Fall bei den Maschinen von *Crampton*. Diese Maschinen inkliniren also selbst dann nur wenig zum Nicken, wenn L nicht gleich Δ_2 und wenn h nicht gleich Null wäre. Die Personenlokomotive von *Stephenson* haben dagegen eine stark belastete Mittelaxe (die Triebaxe) und gewöhnlich einen kleinen Radstand, insbesondere wenn die hintere Laufaxe vor der Feuerbüchse liegt. Diese Maschinen inkliniren also auch aus diesem Grunde zum Nicken und sind deshalb in der That gefährliche Konstruktionen zu nennen. Diese *Stephenson*'schen Maschinen, bei welchen die hintere Laufaxe vor der Feuerbüchse liegt, sind aber auch ganz ausser Gebrauch gekommen, und nur die Konstruktionen, bei welchen die hintere Laufaxe hinter der Feuerbüchse liegt, werden heut zu Tage noch gebraucht.

Es ist $\omega = \frac{V}{\frac{1}{2} D} = \frac{2 V}{D}$. Führt man diesen Werth in (31) ein, so findet man:

$$V < D \sqrt{\frac{\Delta_1^2 \mathfrak{P}_1 + \Delta_2^2 \mathfrak{P}_2 + \Delta_3^2 \mathfrak{P}_3}{8 s B}} \quad \ldots\ldots \quad (32)$$

$$D > V \sqrt{\frac{8 s B}{\Delta_1^2 \mathfrak{P}_1 + \Delta_2^2 \mathfrak{P}_2 + \Delta_3^2 \mathfrak{P}_3}} \quad \ldots\ldots \quad (33)$$

Der erste dieser Ausdrücke bestimmt die grösste zulässige Fahrgeschwindigkeit der Lokomotive. Der Letztere bestimmt den kleinsten Durchmesser, welchen die Triebräder der Lokomotive erhalten müssen, damit man ohne Gefahr mit jeder Geschwindigkeit fahren kann, welche kleiner oder gleich V ist.

Diese grösste zulässige Fahrgeschwindigkeit ist also dem Durchmesser der Triebräder proportional und fällt überdies gross aus, wenn das Trägheitsmoment der Axenbelastung gross ist und wenn s klein ist, d. h., wenn die Federn starr sind. Die Maschine von *Crampton* gestattet daher, ohne dass ein heftiges Nicken eintritt, eine weit grössere Fahrgeschwindigkeit als die Lokomotive von *Stephenson*.

Wir kommen nun zur Behandlung der dritten der Gleichungen (13). Diese ist:

$$\frac{d^2 \psi}{d t^2} = - m_3 \psi + p_3 \left[P \sin (\alpha_0 - \omega t) - P_1 \cos (\alpha_0 - \omega t)\right]$$

Das Integrale derselben ist:

$$\left.\begin{array}{l} \psi = \mathfrak{M} \sin \sqrt{m_3}\, t + \mathfrak{N} \cos \sqrt{m_3}\, t \\ + \frac{p_3}{m_3 - \omega^2} \left[P \sin (\alpha_0 - \omega t) - P_1 \cos (\alpha_0 - \omega t)\right] \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (34)$$

Das Wanken besteht also ebenfalls aus zwei Wagenschwingungen und aus zwei Kurbelschwingungen. Die Schwingungszeit $\mathfrak{T}_4$ einer Wagenschwingung ist:

$$\mathfrak{T}_4 = \frac{2 \pi}{\sqrt{m_3}} \quad \ldots\ldots \quad (35)$$

Die Schwingungszeit einer Kurbelschwingung ist:

$$\mathfrak{T}_3 = \frac{2\pi}{\omega} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (36)$$

Letztere ist wieder gleich der Umdrehungszeit eines Triebrades.

Der grösste Ausschwungswinkel ψ_1 einer Kurbelschwingung ist:

$$\psi_1 = \frac{p_2 P}{m_2 - \omega^2} = \frac{\frac{r e}{2 A L} P}{\varepsilon^2 \frac{f_1 + f_2 + f_3}{A} - \omega^2}$$

oder:

$$\psi_1 = \frac{r e P}{2 L} \frac{1}{\varepsilon^2 (f_1 + f_2 + f_3) - \omega^2 A} \quad \ldots \ldots (37)$$

Dieser Werth von ψ_1 fällt klein aus 1) wenn $\frac{r}{L}$ klein ist, d. h. wenn die Schubstangen im Verhältniss zu den Kurbeln lang sind; 2) wenn P klein ist, d. h. wenn die Lokomotive nicht stark angestrengt wird; 3) wenn e klein ist, d. h. wenn die Cylinder nicht aussen, sondern innen liegen; 4) wenn $\varepsilon^2 (f_1 + f_2 + f_3)$ gross ist gegen $\omega^2 A$, d. h. wenn die Federn starr sind, und wenn die Lokomotive nicht mit innern, sondern mit äusseren Rahmen versehen ist, für welche ε gross ist. Wenn $\varepsilon^2 (f_1 + f_2 + f_3)$ gleich $\omega^2 A$ wäre, würde ψ_1 unendlich gross werden können. Damit dies nicht geschieht, muss

$$\omega < \varepsilon \sqrt{\frac{f_1 + f_2 + f_3}{A}} \quad \ldots \ldots \ldots (38)$$

werden. Wegen $\omega = \frac{2 V}{D}$ folgt aus diesem Ausdruck:

$$V < \frac{D}{2} \varepsilon \sqrt{\frac{f_1 + f_2 + f_3}{A}} \quad \ldots \ldots \ldots (39)$$

$$D > \frac{2 V}{\varepsilon} \sqrt{\frac{A}{f_1 + f_2 + f_3}} \quad \ldots \ldots \ldots (40)$$

Der erstere dieser Ausdrücke bestimmt die hinsichtlich des Wankens zulässige grösste Fahrgeschwindigkeit; der letztere bestimmt den kleinsten Durchmesser, den das Triebrad erhalten muss, damit man ohne Gefahr mit jeder Geschwindigkeit fahren kann, die gleich oder kleiner als V ist. Diese grösste Fahrgeschwindigkeit fällt gross aus, wenn 1) die Triebräder gross sind, wenn 2) äussere Rahmen vorhanden sind, wenn 3) die Federn starr sind.

Hiermit haben wir nun den ganzen Reichthum der Folgerungen gewonnen, welche aus den Gleichungen der störenden Bewegung des Gaukelns gezogen werden können.

Diese Störungen, welche wir untersucht haben, rühren alle von der Bauart der Lokomotive her. Es entstehen aber auch noch Störungen, die durch die Unvollkommenheiten des Bahnbaues verursacht werden. Auch diese Störungen lassen sich durch Rechnungen verfolgen, allein sie würden uns zu weitläufig werden, und es ist auch ohne Rechnung leicht einzusehen, dass die von den Unvollkommenheiten des Bahnbaues herrührenden Störungen klein ausfallen: 1) wenn die Spurweite gross ist; 2) wenn äussere Rahmen vorhanden sind; 3) wenn der Radstand gross ist; 4) wenn der Wagen keine oder nur schwach belastete Mittelräder hat.

Es muss noch hervorgehoben werden, dass diese aufgefundenen Grundbedingungen der Stabilität der Bewegung vorzugsweise nur für Schnellzug- und Personenzuglokomotive von Wichtigkeit sind. Die Lastenlokomotive haben nur kleine Fahrgeschwindigkeit, sind sehr massig, erhalten sehr steife Federn und grössere Radstände, und dadurch entsteht eine für diese Art von Lokomotiven genügende Stabilität.

Zusammenstellung der Resultate über die Störungen.

Wenn wir die Hauptergebnisse der abgehandelten Störungstheorie zusammenstellen, so lauten dieselben wie folgt:

Zucken und Schlingern.

1. Die Störungen, welche durch die hin- und hergehenden Massen der Kolben, Kolbenstangen, Schubstangen entstehen, können durch Anbringung von rotirenden oder von hin- und herlaufenden Balancirungsgewichten vollkommen aufgehoben werden.

2. Die Bewegungen des Zuckens und Schlingerns sind nicht gross, aber heftig, insbesondere bei grosser Fahrgeschwindigkeit, weil die Schwingungszeiten mit der Umdrehungszeit der Triebräder übereinstimmen.

3. Die Balancirungsgewichte fallen

klein aus:	*gross aus:*
a) wenn die Cylinder innen liegen;	a) wenn die Cylinder aussen liegen;
b) wenn die hin- und hergehenden Massen klein sind;	b) wenn die hin- und hergehenden Massen gross sind;
c) wenn die Triebräder gross sind;	c) wenn die Triebräder klein sind;

d) wenn die Kupplungskurbeln den Maschinenkurbeln entgegengesetzt sind.

d) wenn die Kupplungskurbeln mit den Maschinenkurbeln parallel sind.

4. Die Balancirungsgewichte fallen daher

am kleinsten aus:

e) bei Schnellzugmaschinen mit innen liegenden Cylindern und grossen Triebrädern und leichten Schubstangen aus Gussstahl.

am grössten aus:

e) bei schweren Gütermaschinen mit aussen liegenden Cylindern, kleinen Triebrädern, schweren schmiedeisernen Kupplungsstangen, Maschinenkurbeln zugleich Kupplungskurbeln.

5. Bei Maschinen mit aussen liegenden Cylindern sind die Balancirungsgewichte den Maschinenkurbeln entgegengesetzt anzubringen.

6. Bei schweren Gütermaschinen fallen die Balancirungsgewichte so gross aus, dass sie auf sämmtliche Räder vertheilt werden müssen.

7. Die rotirenden Balancirungsgewichte veranlassen, dass der Druck der Triebräder gegen die Bahn veränderlich wird.

8. Wenn die Fahrgeschwindigkeit eine gewisse Grenze überschreitet, springen die Räder in die Höhe, wenn die Balancirungsgewichte über die Axen zu stehen kommen.

9. Die Horizontalwirkungen der hin- und hergehenden Massen können gänzlich aufgehoben werden, ohne dass schädliche Vertikalwirkungen entstehen, wenn man statt rotirender Balancirungsgewichte hin- und herlaufende Gegenmassen anwendet.

10. Direkt rotirende Maschinen würden weder ein Zucken noch ein Schlingern veranlassen, brauchten daher keinerlei Balancirungsgewichte.

Wogen, Wanken und Nicken.

1. Die störenden Bewegungen des Wogens, Wankens und Nickens können bei Maschinen mit Kurbel-Schubstangen-Mechanismen nie vollständig aufgehoben, wohl aber durch gewisse Konstruktionsarten sehr geschwächt werden.

2. Direkt rotirende Maschinen würden weder ein Wogen noch ein Wanken oder Nicken verursachen.

3. Diese störenden Bewegungen fallen am kleinsten aus, wenn die Richtungen der störenden Kräfte nach dem Schwerpunkt des auf den Federn liegenden Baues zielen.

4. Die Bahn soll von bester Beschaffenheit sein.

5. Die Bahnschienen sollen möglichst lang sein und sorgfältigst verbunden werden.

6. Eine grosse Spurweite ist vortheilhaft.

7. Der Radstand der Wagen soll gross sein und sie sollen keine oder nur schwach belastete Mittelaxen erhalten. Dies gilt für Bahnwagen wie für Lokomotive.

8. Starre Federn, die jedoch nur bei bester Beschaffenheit der Bahn zulässig sind, vermindern die störenden Bewegungen.

9. Die Höhe des Schwerpunktes über der Ebene der Bahn ist gleichgültig; die Höhe dieses Punktes über den Wagenaxen soll dagegen klein sein.

10 Der Zusammenhängungspunkt des Tenders mit der Lokomotive soll in der Höhe des Schwerpunktes des auf den Federn liegenden Baues sich befinden.

11. Die Schubstangen sollen möglichst lang sein.

12. Aeussere Rahmen schützen gegen das Wanken.

13. Innen liegende Cylinder sind hinsichtlich des Wankens vortheilhaft.

14. Das Federwerk muss so angeordnet werden, dass alle Federn durch den auf ihnen liegenden Bau um gleich viel zusammengedrückt werden.

15 Die Cylinder sollen so gelegt werden, dass die mittlere Position der Gleitstücke in die Ebene fällt, welche quer durch den Schwerpunkt des auf den Federn liegenden Baues gelegt werden kann.

16. Es gibt gefährliche Geschwindigkeiten, bei welchen sich die störenden Bewegungen ansammeln. Dieselben treten dann ein, wenn die Schwingungszeit einer Wagenschwingung mit der Zeit einer Umdrehung der Triebaxe übereinstimmt.

17. Damit diese gefährlichen Geschwindigkeiten nicht eintreten können, müssen die Triebräder so grosse Durchmesser erhalten, dass die Zeit einer Umdrehung der Triebräder grösser ausfällt, als die Schwingungszeit der langsamsten von den Wagenschwingungen.

18. Am besten kann den Bedingungen der Stabilität der Bewegung durch die Bauart der *Crampton*'schen Schnellzuglokomotive entsprochen werden.

19. Die Maschine von *Norris* hat hinsichtlich der Stabilität gute Eigenschaften und kann wesentlich verbessert werden, wenn die Cylinder so gelegt werden, wie unter 14. angegeben wurde.

20 Von den Personenlokomotiven von *Stephenson* ist diejenige mit inneren Cylindern, äusseren Rahmen und mit einer Laufaxe hinter der Feuerbüchse zu empfehlen.

21. Bei Güter- und Lasten-Lokomotiven ist die Stabilität der Bewegung wenig zu beachten.

Detail-Construktionen.

Allgemeine Grundsätze. Die heftigen und hastigen Bewegungen, welchen die Fahrzeuge und insbesondere die Lokomotive der Eisenbahnen ausgesetzt sind, machen es dringend nothwendig, dass bei dem Bau derselben die allgemeinen Grundsätze, welche überhaupt zu einem soliden Maschinenbau führen, in einem erhöhten Maasse beobachet werden; es erscheint daher angemessen, diese Grundsätze dem Studium der construktiven Details vorauszuschicken. Von einer Lokomotive müssen wir verlangen, dass sie im Stande sein soll, auf einer Bahn, deren Steigungs- und Krümmungsverhältnisse bekannt sind, eine gegebene Last mit einer vorgeschriebenen Geschwindigkeit und mit grösstmöglicher Sicherheit und auch mit möglichster Ersparung an Brennstoff fortzuschaffen. Zugkraft, Geschwindigkeit, Sicherheit, Brennstoffverbrauch sind also die zu beachtenden Hauptpunkte.

Die Fahrgeschwindigkeit. Die Geschwindigkeit, welche der Berechnung einer neu zu erbauenden Lokomotive zu Grunde gelegt werden soll, richtet sich theils nach den Verkehrsverhältnissen der Bahn, theils nach dem Zwecke, dem die Lokomotive vorherrschend oder ausschliesslich zu dienen hat.

Durch eine mässige Fahrgeschwindigkeit wird die Bahn, wird die Lokomotive und werden die Wagen geschont; wird ferner Brennstoff erspart und eine grössere Sicherheit des Verkehrs erzielt. Man darf also als Grundsatz aussprechen, dass man auf jeder Bahn mit der kleinsten Geschwindigkeit fahren soll, durch welche den Anforderungen des Verkehrs noch entsprochen werden kann. Allein diese Anforderungen wachsen in dem Maase, als die Eisenbahnen an Ausdehnung und Zusammenhang gewinnen, und in der Nähe von grossen Städten spricht sich insbesondere das Bedürfniss nach möglichst grossen Fahrgeschwindigkeiten aus, so dass die kleinste, den Verkehrsverhältnissen genügende Geschwindigkeit, wenigstens für den Personenverkehr und theilweise sogar auch für den Gütertransport, bereits so gross ist, als die grösste Geschwindigkeit, die sich überhaupt mit der Sicherheit der Fahrt noch verträgt.

Der Berechnung von neu zu erbauenden Lokomotiven darf man in der Regel folgende Fahrgeschwindigkeiten zu Grunde legen:

Benennung der Züge.	Fahrgeschwindigkeit in Metern per 1 Sekunde.
Schnellzüge	16 bis 20
Gewöhnliche Personenzüge	12 „ 16
Güterzüge	8 „ 12
Berglokomotive	5 „ 6

Zur Reduktion der Geschwindigkeiten in Metern per 1 Sekunde auf Geschwindigkeiten in Kilometern oder in Meilen per 1 Stunde dienen folgende Angaben.

Länge einer Meile in Kilometern à 1000 Meter.

	Kilometer
Deutsche Meile (15 auf einen Grad) .	= 7·420
Oesterreichische Meile	= 7·586
Preussische Meile	= 7·533
Englische Meile	= 1·631

Geschwindigkeit eines Zuges in:

1) Metern und in 1 Sekunde	= V
2) Deutschen Meilen per 1 Stunde . .	= 0·485 V
3) Oesterreichischen Meilen per 1 Stunde	= 0·475 V
4) Preussischen Meilen per 1 Stunde .	= 0·478 V
5) Kilometern per 1 Stunde	= 3·600 V
6) Englischen Meilen per 1 Stunde . .	= 2·208 V

Gewicht des durch eine Lokomotive fortzuschaffenden Trains. In der Regel wird von einer zu erbauenden Lokomotive verlangt, dass sie im Stande sein soll, auf der von ihr zu befahrenden Bahn einen Train von einem gewissen Gewicht fortzuschaffen, wenn in den Cylindern eine gewisse Dampfspannung eintritt.

Dieses Traingewicht ist nicht constant, sondern richtet sich theils nach der Lebhaftigkeit des auf der Bahn herrschenden Verkehrs, insbesondere aber auch nach den auf der Bahn vorkommenden Steigungen und Krümmungen. Wenn wir von den gegenwärtig auf den Eisenbahnen Deutschlands bestehenden Verkehrsverhältnissen ausgehen, dürfen wir für die zu erbauenden Lokomotive folgende Traingewichte festsetzen:

a) Wenn die stärksten Steigungen der Bahn nicht mehr als $\frac{1}{150}$ betragen, und die kleinsten Krümmungshalbmesser der Bahn nicht unter circa 200 Meter sind.

Art der Züge.	Gewicht des Trains ohne Lokomotive in Tonnen.
Personen-Schnellzüge . . .	50 bis 100
Gewöhnliche Personenzüge .	100 „ 150
Güterzüge	150 „ 300

b) Wenn die stärksten Steigungen mehr als $\frac{1}{150}$ und bis zu $\frac{1}{40}$ betragen, wird man in der Regel das Gewicht des Trains nicht grösser als 150 Tonnen annehmen dürfen; mit einer geringeren Belastung kann man sich aber nicht begnügen, denn jedenfalls sollen doch die Personenzüge, die bei etwas lebhaftem Verkehr ein Gewicht von 150 Tonnen haben, ohne getheilt werden zu müssen, auch auf diesen stark ansteigenden Bahnstrecken fortgeschafft werden können.

Verhältniß zwischen dem Gewicht einer Lokomotive und ihrer normalen Zugkraft. Die Leistungsfähigkeit einer Lokomotive kann nach dem Produkt $W\ V$, aus dem Widerstand W, den sie bei einer angemessenen nicht zu hohen Dampfspannung zu überwinden vermag, und der normalen Fahrgeschwindigkeit V gemessen werden. Das Gewicht L, das eine Lokomotive erhält, wenn man in ihrem Bau keine todten Gewichte anbringt, sondern alle Theile so construirt, dass die Lokomotive eine gewisse Leistungsfähigkeit erhält, nimmt mit dieser Leistungsfähigkeit zu; allein das Verhältniss $\frac{W\ V}{L}$ ist nicht constant, sondern es ist für schwächere Schnellläufer grösser, als für stärkere langsamer laufende Güterzugmaschinen.

Durch eine Vergleichung der Lokomotive, wie sie gegenwärtig gebaut werden, habe ich gefunden, dass man annähernd setzen darf:

$$\frac{W\ V}{L} = 590 + 22\ V$$

oder

$$\frac{W}{L} = \frac{590 + 22\ V}{V} \quad \dots\dots\dots\dots \quad (1)$$

wobei V die normale Fahrgeschwindigkeit in Metern und in einer

Sekunde, L das Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung in Tonnen à 1000 Kilogr., W den in Kilogr. ausgedrückten normalen totalen Widerstand des Trains bedeutet, den die Lokomotive, bei einer nicht zu hohen Dampfspannung, zu überwinden vermag. In W sind demnach alle Widerstände enthalten, welche durch die Differenz der Pressungen gegen die Flächen der beiden Kolben überwunden werden müssen. Diese Formel gibt:

für $V =$	5	6	8	10	12	14
$\frac{W}{L} =$	140	120	96	81	71	64

Bestimmung des Totalwiderstandes W eines Trains und des Gewichtes der Lokomotive. Wir haben schon (Seite 10) für den Totalwiderstand W eines Trains einen Ausdruck aufgestellt. Vernachlässigen wir in demselben den Krümmungswiderstand, setzen statt L, $\frac{L}{W}$ W und suchen sodann W, so finden wir:

$$W = \frac{(3{\cdot}11 + 0{\cdot}077\,V + 1162 \sin \alpha)\ T + 0{\cdot}0704\left(F + \frac{1}{4}\,i\,f\right) V^2}{1 - (7{\cdot}25 + 0{\cdot}577\ V + 1162 \sin \alpha)\ \frac{L}{W}} \quad . \quad (2)$$

Die Bedeutung der in dieser Formel erscheinenden Zeichen ist folgende:

T das Gewicht in Tonnen à 1000 Kilogr. aller Wagen mit Einschluss ihrer Belastung, die von der Lokomotive fortgezogen werden sollen;

V die Fahrgeschwindigkeit der Lokomotive in Metern und in einer Sekunde;

α der Steigungswinkel der stärksten auf der Bahn vorkommenden Steigung;

F die Stirnfläche der Lokomotive in Quadratmetern (gewöhnlich gleich 7 bis 8 Quadratmeter);

f die Stirnfläche jedes von der Lokomotive fortzuziehenden Wagens in Quadratmetern; gewöhnlich ist f gleich 4 Quadratmeter;

i die Anzahl der von der Lokomotive fortzuziehenden Wägen;

W der totale Widerstand des Trains in Kilogrammen.

Um vermittelst dieser Formel W zu berechnen, muss man für $\frac{L}{W}$ den Werth substituiren, den die Formel (1) für denjenigen Werth von V gibt, für welchen W berechnet werden soll. Hat man den Werth von W bestimmt, so gibt sodann eben diese Formel (1) annähernd das Gewicht, das die Lokomotive erhalten wird, wenn ihre Construktion in einer Weise durchgeführt wird, die dem Widerstand W und der Geschwindigkeit V angemessen ist.

Es sei z. B.:

$$T = 100 \quad V = 14 \quad F = 7 \quad f = 4 \quad i = 14 \quad \sin\alpha = \frac{1}{200}$$

Diese Daten entsprechen einer Schnellzuglokomotive, die im Stande sein soll, einen Train von 100 Tonnen mit einer Geschwindigkeit von 14 Metern auf einer Bahnstrecke von $\frac{1}{200}$ Steigung fortzuführen. Für $V = 14$ gibt die Formel (1) oder die darnach berechnete Tabelle $\frac{W}{L} = 64$ und nun findet man aus (2) $W = 1382$ Kilogr. und dann wird wegen $\frac{W}{L} = 64$, $L = 21$ Tonnen.

Es sei ferner:

$$T = 150 \quad V = 5 \quad F = 8 \quad f = 4 \quad i = 20 \quad \sin\alpha = \frac{1}{40}$$

Diese Daten entsprechen einer Rampen- oder Berglokomotive, die im Stande sein soll, einen Train von 150 Tonnen Gewicht mit einer Geschwindigkeit von 5 Metern in 1 Sekunde auf einer Bahnstrecke von $\frac{1}{40}$ Steigung fortzuziehen.

Für $V = 5$ gibt zunächst die Formel (1) $\frac{W}{L} = 140$ und dann findet man aus (2) $W = 6840$; das Gewicht L der Lokomotive wird daher annähernd $\frac{6840}{140} = 49$ Tonnen.

Verhältniß zwischen dem Totalgewicht einer Lokomotive und dem Druck aller Triebräder gegen die Bahn. Es sei L_1 in Tonnen à 1000 Kilogramm der Druck aller Triebräder gegen die Bahn, f der Reibungscoeffizient der Räder auf den Schienen, so ist $1000\, L_1\, f$ die grösste Zugkraft, welche die Lokomotive ausüben kann, ohne zu glitschen. Nennen wir ferner c die Zahl, welche ausdrückt, wie vielmal diese Zugkraft grösser sein soll, als der Widerstand des Trains, so hat man:

$$c\, W = 1000\, L_1\, f \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

Der Reibungscoeffizient f hängt theils von der Witterung, theils von dem Zustand der Schienen und Räder ab:

Für ganz trockene Witterung, wenn die Schienen leicht bestaubt sind, ist nahe . . . . $f = \frac{1}{3}$

Bei feuchtem neblichem Wetter ist . . . . $f = \frac{1}{6}$

Bei Regen und Schneewetter ist . . . . $f = \frac{1}{10}$

Wenn es sich um die Construktion einer Lokomotive handelt, wird es in der Regel am angemessensten sein, für f den Werth $\frac{1}{6}$ in Rechnung zu bringen.

Was den Werth von c betrifft, so haben wir (Seite 35) gefunden, dass derselbe 1·41 oder 1·11 ist Der erstere dieser Werthe gilt für die Abfahrt; der letztere für die Fortsetzung der Fahrt. Wir haben nämlich gefunden, dass die Reibung der Triebräder auf der Bahn 1·41 Mal so gross sein soll, als der totale Widerstand des Trains, damit im Moment der Abfahrt ein Glitschen der Räder auch dann nicht eintritt, wenn sich die Kurbeln der Maschine in der für die Zugkraft ungünstigsten Stellung befinden; dass aber jenes Verhältniss c nur 1·11 zu sein braucht, damit während der Fahrt ein Glitschen der Räder nicht eintritt.

Der Berechnung einer zu construirenden Lokomotive darf man jederzeit den Werth $c = 1{\cdot}11$ zu Grunde legen, vorausgesetzt, dass man den grössten auf der zu befahrenden Bahnstrecke vorkommenden Widerstand in Rechnung bringt, denn dieser Widerstand ist immer beträchtlich grösser, als der im Moment der Abfahrt zu überwindende.

Aus den Gleichungen (1) und (3) folgt durch Elimination von W:

$$\frac{L_1}{L} = \frac{c}{1000\,f}\,\frac{590 + 22\,V}{V} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Hierdurch ist nun das Verhältniss zwischen dem Druck der Triebräder gegen die Bahn und dem totalen Gewicht der Lokomotive bestimmt. Es richtet sich, wie man sieht, nach der normalen Fahrgeschwindigkeit und nach dem Reibungscoeffizienten. Aus (4) folgt auch:

$$V = \frac{590}{\frac{1000\,f}{c}\,\frac{L_1}{L} - 22} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Das Verhältniss $\frac{L_1}{L}$ ist bei den gegenwärtig im Gebrauch befindlichen Lokomotiven folgendes:

a) bei Personenlokomotiven von *Stephenson* mit zwei mittleren Triebrädern . . . . $\frac{L_1}{L} = 0{\cdot}44$

b) Personenlokomotive von *Crampton* . . . . . . $\frac{L_1}{L} = 0{\cdot}5$

c) Güterlokomotive nach *Norris* mit vier gekuppelten Triebrädern, eine Axe hinter der Feuerbüchse, die andere vor derselben . . . . $\frac{L_1}{L} = 0{\cdot}6$

d) Güterlokomotive mit vier gekuppelten Triebrädern, die Triebaxen zwischen der Feuerbüchse und der Rauchkammer . . . . $\frac{L_1}{L} = 0{\cdot}73$

e) Güterlokomotive, alle Räder zusammengekuppelt $\frac{L_1}{L} = 1{\cdot}0$

Führen wir diese Werthe von $\frac{L_1}{L}$ in (5) ein und setzen überdies $c = 1{\cdot}11$, $f = \frac{1}{6}$, so findet man:

$$\text{für } \frac{L_1}{L} = 0{\cdot}44 \quad 0{\cdot}5 \quad 0{\cdot}6 \quad 0{\cdot}73 \quad 1{\cdot}0$$

$$V = 14 \quad 11 \quad 8{\cdot}6 \quad 6{\cdot}7 \quad 4{\cdot}6 \text{ Meter.}$$

Hieraus sieht man, dass im Wesentlichen das System der Triebräder durch die Fahrgeshwindigkeit bestimmt wird.

Sicherheit der Fahrt. Bei einer Lokomotive sollte nichts unterlassen werden und sollten keine Kosten gescheut werden, um einen möglichst soliden und dauerhaften Bau zu Stande zu bringen. Was hilft die Zugkraft, die Geschwindigkeit der Bewegung, die Brennstoffökonomie, wenn das Leben einer grösseren Menschenzahl auf das Spiel gesetzt ist? Alles, was zur Sicherheit der Fahrt beitragen kann, soll daher insbesondere bei Personen- und Schnellzuglokomotiven beobachtet werden. In dieser Hinsicht ist zumeist die Construktionsart der Lokomotive von Wichtigkeit, und sind solche Anordnungen zu wählen, bei welchen die störenden Bewegungen nur in einem möglichst schwachen Maasse auftreten. Die Personenzuglokomotive von *Crampton*, die *Stephenson*'sche Lokomotive mit innen liegenden Cylindern, mit äusseren Rahmen und mit einer Laufaxe hinter der Feuerbüchse, endlich die Lokomotive von *Norris*, insbesondere wenn dieselbe in der Art modifizirt wird, dass die Cylinder die richtige Lage erhalten, sind daher für Schnellzüge und Personenzüge zu empfehlen und werden auch gegenwärtig am häufigsten angewendet. Von besonderer Wichtigkeit für die Sicherheit ist die Wahl des Construktions-Materials für die einzelnen Theile des Baues. Die Anwendung des Gusseisens, das gegen Stösse so wenig Sicherheit gewährt, soll möglichst vermieden und nur für die gefässartigen Theile (Cylinder) gebraucht werden.

Möglichst zähes, gut verschweisstes Schmiedeeisen, Gelb- und Rothgussmetall, insbesondere aber Schweiss- und Gussstahl, sind zu empfehlen. Die Anwendung des Gussstahles findet in neuerer Zeit, seitdem die Fabrikation desselben so grosse Fortschritte gemacht hat, und die Erzeugungskosten allmälig beträchtlich abgenommen haben, mehr und mehr Verbreitung, und die Zeit scheint nicht ferne zu sein, in der man die Lauf- und Triebaxen, die Radbandagen, die Kurbeln, Schubstangen und Kupplungsstangen und überhaupt alle stark angestrengten Theile nur noch von Gussstahl herstellen wird; ja die Bestrebungen gehen in erfreulicher Weise sogar so weit, dass man mit dem Schmiedeeisen für die Bahnschienen nicht mehr zufrieden ist, sondern Stahlbahnen statt Eisenbahnen herzustellen strebt.

Von besonderer Wichtigkeit für die Sicherheit ist die Solidität der Verbindung der einzelnen Theile. In dieser Hinsicht hat der Lokomotivbau grosse Fortschritte gemacht; man ist bemüht, die Verbindung mit Schrauben und Nieten wo nur möglich zu vermeiden und dafür molekulare Verbindungen anzuwenden. Die Grossschmiede hat so grosse Fortschritte gemacht, dass man gegenwärtig die grössten und selbst sehr complizirte Bestandtheile durch Schweissarbeit herzustellen versteht. Noch nicht vor langer Zeit wurden bei der Kesselconstruktion Verbindungen mit Nieten und Winkeleisen häufig angewendet; gegenwärtig sind die Winkeleisen bei dem Kesselbau fast gänzlich beseitigt, und werden insbesondere die Feuerbüchsen und die Wasserkasten ohne Anwendung von Winkeleisen durch getriebene Platten aus Schmiedeeisen und Kupfer hergestellt. An den Axen und Rädern sind ebenfalls die Vernietungen und Verschraubungen beseitigt und ist dafür solide Schweissarbeit eingeführt. Insbesondere hat auch die Anfertigung der Rahmen grosse Fortschritte gemacht. Früher wurden die Rahmen aus vielen Stücken zusammengenietet und zusammengeschraubt, gegenwärtig bestehen dieselben, selbst wenn ihre Formen complizirt sind, aus Schweissarbeit. Auch die Drehungsaxen mit den daran vorkommenden Hebeln und anderen Theilen, die Kurbeln mit daran geformten Excentriks werden gegenwärtig aus einem Stück Schmiedeeisen oder Stahl hergestellt. Von besonderer Wichtigkeit ist es auch, sich gegen die Abnützungen der aneinander sich reibenden Theile zu schützen. Es ist gegenwärtig allgemein anerkannt, dass man den Reibungsflächen eine möglichst grosse Ausdehnung geben und für eine gleichförmige Vertheilung des Druckes über die Reibungsflächen Sorge tragen soll. Insbesondere werden diese Grundsätze bei der Construktion der Achsenbüchsen, der Gleitstücke und Führungslineale, bei den Dimensionen der Zapfen und Axenhälse wohl beachtet. Wesentlich ist es auch bei allen Theilen, die den heftigsten Erschütterungen ausgesetzt sind, stetige, d. h. solche Formen anzuwenden, bei welchen die Querschnitte stetig in einander übergehen. Ueberall, wo plötzliche Querschnittsänderungen vorkommen, häufen sich die Molekularschwingungen, und treten Reflektionen von Erschütterungswellen ein, die selbst in sonst ganz gesundem Material Trennungen der Moleküle herbeiführen können.

Brennstoffverbrauch. Es unterliegt wohl keinem Zweifel, dass man für eine sparsame Verwendung des Brennstoffs sorgen soll, wenn dadurch keine sonstigen Nachtheile herbeigeführt werden. Allein zu kleinlich soll man in dieser Hinsicht nicht sein. Wenn eine grössere Brennstoffökonomie nur durch Complikationen der Construktion herbeigeführt werden kann, so ist es angemessener, sich einen grösseren Brennstoffverbrauch gefallen zu lassen und die einfache Construktion zu wählen. Die Verhältnisse sind einmal bei den Lokomotiven so ungünstig, dass fast Alles, was eine erhebliche Brennstoffökonomie herbeiführen könnte, nicht angewendet werden kann. Der Feuerrost muss klein gemacht werden; die Heizfläche des Kessels ist im Verhältniss zur Dampfmenge, die erzeugt werden soll, klein. Das Feueranfachen muss durch ein Blasrohr bewirkt werden; der schädliche Druck vor dem Kolben fällt daher gross aus. Die Kolbengeschwindigkeit ist sehr gross, der Dampf kann schwer zu den Cylindern hinein und heraus, was die Wirkung des Dampfes sehr schwächt. Das Expansionsprinzip führt zu fatalen Complikationen in der Construktion und Behandlung der Maschine; die Anwendung desselben hat man daher fast allgemein aufgegeben. Das Condensationsprinzip ist gar nicht anwendbar. Die gegeneinander beweglichen Bestandtheile müssen ziemlich fest an einander schliessend erhalten werden; der eigene Reibungswiderstand fällt daher gross aus. Die todte Last, welche bei jedem Train fortzuschaffen ist, ist sehr gross gegen die Nutzlast. Man sieht, dass beinahe Alles, was bei stehenden Maschinen verwirklicht werden kann, um eine vortheilhafte Verwendung des Brennstoffes zu erzielen, bei den Lokomotiven nicht in Anwendung kommen kann. Nur zwei Dinge gibt es bei den Lokomotiven, durch welche der Brennstoffverbrauch gemässigt werden kann. 1. Eine hohe Dampfspannung und 2. eine sorgfältige Bedienung der Feuerung. In diesen beiden Hinsichten ist bereits die Grenze des Ausführbaren erreicht. Es werden Spannungen von 6 bis 8 Atmosphären angewendet, und die Lokomotivführer und Heizer wissen mit der Behandlung des Feuers so wohl umzugehen, als man nur immer verlangen kann.

Nach diesen allgemeinen Erörterungen wenden wir uns nun zum Studium des construktiven Details.

Die Details des Wagenbaues.

Die Axenlager. Constructionen für Axenlager gibt es in Hülle und Fülle, und es werden noch fortwährend neue ausgedacht. Die Axenbüchsen für die Laufräder der Transportwagen und der Lokomotive haben Bedingungen, denen ohne Schwierigkeit entsprochen werden kann; sie haben nämlich nur zu tragen, sind nur nach vertikaler Richtung belastet, und es handelt sich nur darum, dass durch diesen Druck bei der grossen Geschwindigkeit der Bewegung kein Warmlaufen und Abnützen der Zapfen, Hälse und der Lager selbst entsteht, und dafür ist bei der Mehrzahl der üblichen Construktionen sehr wohl gesorgt; denn 1. erhalten die Zapfen und Hälse sehr grosse Dimensionen, so dass die Reibungsfläche sehr gross ausfällt. 2. liegen die Axenbüchsen ganz zwanglos auf den Zapfen und Hälsen, werden nur durch den Federstiel angedrückt und durch die gabelförmigen Mitnehmer umfasst; es findet daher eine sehr gleichförmige Vertheilung des Druckes statt. Endlich wird 3. stets für eine reichliche continuirliche Oelung Sorge getragen. Anders verhält es sich bei den Axenbüchsen der Triebräder der Lokomotive. Mit Ausnahme der von uns Seite 4 zuerst beschriebenen und auf Taf. I. Fig. 9 und 10 angedeuteten Lokomotive sind bei allen übrigen die Axenbüchsen zwei Kräften von ungefähr gleicher Energie ausgesetzt, und sollen demnach diese Axenbüchsen so construirt werden, dass sie gegen die schädlichen Einwirkungen von jeder derselben Schutz gewähren, was bei den üblichen Constructionen nicht der Fall ist. Diese Axenbüchsen der Triebaxen der Lokomotive werden, wie die der Laufaxen, durch die Federstiele nach vertikaler Richtung gegen die Zapfen und Hälse gedrückt; sie werden aber auch durch die Axengabeln nach horizontaler Richtung getrieben und zwar bald nach vorwärts, bald nach rückwärts. Die Maschinencylinder sind mit den Rahmen verbunden, und der Dampf, wenn er in dem Cylinder wirkt, drückt nicht nur gegen eine Fläche des Kolbens, sondern auch gleichzeitig und eben so stark gegen einen der beiden Deckel des Cylinders. Treibt der Dampf einen Kolben vorwärts, so treibt er gleichzeitig den Cylinder nach rückwärts. Durch den ersteren Druck wird (durch Vermittlung der Kolbenstange, der Schubstange und der Kurbel) die Axenbüchse vorwärts getrieben, durch die letztere Kraft werden die Axengabeln zurückgetrieben. Wird ein Kolben durch den Dampf nach rückwärts getrieben, so wird gleichzeitig der Cylinder und mit ihm auch die Rahmen und die Axengabeln nach vorwärts gedrängt. Beim Vorwärtslaufen eines Kolbens wird daher die Axenbüchse, wie Taf. VII. Fig. 1 zeigt, bei a gegen die Gabel nach vorwärts angedrückt, beim Rückwärtslaufen eines Kolbens wird dagegen die Axenbüchse bei a, Fig. 2 gegen die Axengabel nach rückwärts getrieben; so wie nun zwischen den Axengabeln und der Axenbüchse, so wie auch zwischen den Höhlungen der letzteren und dem Zapfen der kleinste Spielraum vorhanden ist, so schlagen die Axenbüchsen zwischen den Gabeln gewaltsam hin und her und es tritt ein Auswühlen der Lagerfutter durch die Zapfen ein. Gegen das Hin- und Herschlagen der Axenbüchse zwischen den Gabeln werden Stellkeile angebracht, die ihrem Zweck sehr wohl entsprechen; allein gegen das Auswühlen der Büchsen durch die Zapfen ist bei den üblichen Triebaxenlagern nicht gesorgt, und dies ist ein offenbarer Construktionsfehler.

Nur allein die Lokomotive Taf. I. Fig. 9 und 10 ist hinsichtlich der Axenlager richtig construirt. Durch die inneren Rahmen sind nämlich die Cylinder direkt an die Axen gehängt, und die zu diesem Zweck vorhandenen Lager sind so construirt, dass sie vollkommen gegen die Wirkungen des Horizontalschubes schützen. Dies hat zur Folge, dass die Axenlager an den äusseren Rahmen wie die ganz gewöhnlichen Lager der Laufaxen nur einem Vertikaldruck ausgesetzt sind, daher ganz so, wie gewöhnliche Laufaxenlager construirt sein können.

Taf. VII. Fig. 3 zeigt die Construktion eines Horizontalschublagers, mit welchem der innere Rahmen obiger Lokomotive versehen ist. Fig. 4 und Fig. 5 stellen dagegen das Lager am äusseren Rahmen vor.

Dieses Construktionsprinzip sollte bei allen Lokomotiven in Anwendung gebracht werden, d. h. die Triebaxen sollten stets mit vier Lagern versehen werden; mit zwei Lagern, welche gegen den Horizontalschub des Rahmenbaues wirken, und mit zwei Laufaxenlagern wegen der Vertikal-Belastung.

Auf Tafel VII. Fig. 6, 7, 8, 9 sind zwei der gewöhnlichen Axenlager für Lokomotiv-Triebaxen dargestellt.

Fig. 6 und 7 Axenlager für Lokomotiv-Triebaxen. (Innere Rahmen.)

Fig. 8 und 9 Axenlager für Lokomotiv-Triebaxen. (Aeussere Rahmen.)

Der Gestellbau. Rahmenbau.

Das Kräftesystem, welchem der Gestellbau ausgesetzt ist. Der eigentliche Bau einer Lokomotive spricht sich am entschiedensten im Gestell- oder Rahmenbau aus. Dieser Bau richtet sich nach dem Kräftesystem, das auf den Gestellbau einwirkt, und dieses wird wieder wesentlich durch die Cylinder-Lagerung bedingt. Die auf den Gestellbau einwirkenden Kräfte sind theils Vertikalkräfte, theils Horizontalkräfte. Die ersteren entspringen aus dem Gewicht des Kessels und aller Bestandtheile, welche der Rahmenbau zu tragen hat und aus den vertikal aufwärts zielenden Kräften, mit welchen die Federn auf das Gestell einzuwirken haben, um dasselbe zu tragen. Die Horizontalkräfte entspringen aus den Pressungen, welche der Dampf gegen die Deckelflächen der mit dem Rahmenbau zu verbindenden Maschinencylinder ausübt und aus den Pressungen der Axenbüchsen gegen die Axenhalter, welche durch die Pressungen der Schubstangen und bei gekuppelten Maschinen der Kupplungsstangen gegen die Kurbelzapfen entstehen. Endlich gehört auch noch hierher der nach rückwärts zielende Widerstand des Wagen-Trains. Wir sind schon mehrmals, namentlich in der Störungstheorie veranlasst worden, von diesem Kräftesystem zu sprechen, müssen es aber für ein gründliches Verständniss des Rahmenbaues noch einmal in's Auge fassen.

Wird ein Kolben durch den Dampf vorwärts getrieben, so drückt der Dampf gleichzeitig und eben so stark gegen den Stopfbüchsendeckel. Durch die erstere dieser Pressungen werden die Axenbüchsen nach vorwärts gegen die Axenhalter des Rahmens gedrängt, durch die letztere wird dagegen der Rahmenbau nach rückwärts getrieben. Wird ein Kolben durch den Dampf zurückgetrieben, so wird gleichzeitig der Bodendeckel des Cylinders zurückgetrieben. Der Rahmenbau wird also nun vorwärts und die Axenbüchsen werden dagegen zurückgedrängt. Das folgende Schema gibt eine Uebersicht von den auf den Rahmenbau wirkenden Kräften in den verschiedenen Stellungen der Kurbeln.

Quadranten.	Druckrichtungen.			
	A.	B.	C.	D.
I.	⟶	⟶		
II.	⟶	⟵		
III.	⟵	⟵		
IV.	⟵	⟶		

Unter dem ersten Quadranten soll derjenige verstanden werden, wenn beide Kolben vorwärts laufen. Die Pfeile der Columne A geben die Kolbenrichtungen der vordern Maschine. Die Pfeile der Columne B die Bewegungsrichtungen des Kolbens der hintern Maschine. Die Pfeile der Columne C deuten an, in welcher Weise der Rahmenbau durch die Pressungen gegen die Deckelflächen angegriffen wird. Die Pfeile der Columne D deuten an, in welcher Weise der Rahmenbau durch die Pressungen der Axenbüchsen gegen die Axenhalter angegriffen wird.

Im ersten Quadranten wird also der Rahmenbau durch die Deckelpressungen zurück, durch die Pressungen gegen die Axenhalter vorwärts getrieben. Im zweiten Quadranten wird der Rahmenbau durch die Deckelpressungen rechts, durch die Axenhalterpressungen links gedreht. Im dritten Quadranten wird der Rahmenbau durch die Deckelpressungen vorwärts, durch die Axenhalterpressungen rückwärts gedrängt. Im vierten Quadranten wird der Rahmenbau durch die Deckelpressungen links, durch die Axenhalterpressungen rechts gedreht. Die Deckelpressungen haben (eine nicht expandirende Maschine vorausgesetzt) einen constanten, die Axenhalterpressungen dagegen einen mit der Stellung der Kurbeln variabeln Werth.

Die Figuren 10 bis 17 auf Taf. VII. zeigen, wie bei verschiedenen Stellungen der Kurbeln die Axenbüchsen gegen die Axenhalter und wie die Axen oder Axenzapfen gegen die Lagerfutter drücken.

Berücksichtigt man diese Einwirkung der Kräfte auf den Rahmenbau, so ist es nicht schwierig zu sagen, wie derselbe gebaut werden soll.

Beispiele über Gestellconstruktionen.

A. **Für Maschinen mit innen liegenden Cylindern.** Der auf Taf. VIII. Figur 1 skizzirte Rahmenbau ist zuerst von *Stephenson* angewendet worden und zeichnet sich durch Solidität besonders aus, $f\,d\,g$ $f_2\,d_2\,g_2$ $f_1\,d_1\,g_1$ sind drei innere Rahmen, die bei $g\,g_2\,g_1$ die Cylinder anfassen und bei $f\,f_2\,f_1$ an der Feuerbüchse angeschraubt sind. $d\,d_1\,d_2$ sind drei Lager, welche die Axe in der Art anfassen, dass dieser Rahmen mit dem Kesselbau vertikal auf- und niederschwanken kann, dass aber die Cylinder in horizontaler Richtung gegen die Kurbelaxe unabänderlich verbunden sind. Mit einem Wort, $d\,d_1\,d_2$ sind Horizontalschublager. Jeder Rahmen selbst, mit den daran befindlichen Axengabeln ist eine geschmiedete Platte von 1·5 bis 2 Centimeter Dicke. Diese Rahmen bewirken es: 1. Dass die Cylinder mit dem ganzen Rahmenbau die Schwingungen des Wogens, Wankens und Nickens vollbringen können, dass aber gleichwohl die Entfernung der Cylinder von den Kurbelaxen unveränderlich erhalten wird. 2. Dass die Triebaxe an den Stellen d d, d_1 d_2 unterstützt wird, was ihre Bruchfestigkeit in hohem Grade erhöht und schwächere Querschnittsdimensionen derselben zulässt. Insbesondere der mittlere Rahmen leistet in dieser Hinsicht gute Dienste. 3. Dass die äusseren Rahmen a b c a_1 b_1 c_1 nur zu tragen haben, also nur vertikalen Kräften ausgesetzt sind, daher mit gewöhnlichen Laufaxen zu versehen sind.

Fig. 2, 3, 4 zeigen diese Rahmen in Ansicht und Grundriss. Fig. 5 zeigt einen Axenhalter der inneren Rahmen. Die äusseren Rahmen können einfach oder doppelt gemacht werden. Bei den Lokomotiven von *Stephenson* sind Doppelrahmen angewendet. Fig. 6 zeigt eine äussere Ansicht eines äusseren Rahmens. Fig. 7 und 8 zeigen die Einrichtung eines Axenlagers für die äusseren Rahmen. Fig. 9 stellt den Rahmenbau der Lokomotive von *Stephenson* mit innen liegenden Cylindern und mit Blindaxe dar. a ist die hinter der Feuerbüchse befindliche Triebaxe, b die Blindaxe vor der Feuerbüchse gelegen, c d zwei Laufaxen. Es sind äussere und innere Rahmen vorhanden. In den inneren sind a und b, in den äusseren Rahmen sind c und d gelagert. Die Lager a_1 a_2 für a sollten Doppellager sein, weil sie zu tragen haben und dem Horizontalschub der Kupplungsstangen e e_1 ausgesetzt sind. Die Lager b_1 b_2 sind Horizontalschublager. c_1 c_2 d_1 d_2 sind Laufaxenlager, weil sie nur zu tragen haben.

Eigenthümlich ist der in Fig. 10 dargestellte Rahmenbau einer Maschine von *Gooch*. Die Maschine hat innen liegende Cylinder a a_1, welche auf eine vor der Feuerbüchse angebrachte Kurbelaxe b b_1 treibend einwirken. c c_1 ist eine hinter der Feuerbüchse liegende Axe. Die Räder dieser Axen sind durch Kupplungsstangen d d_1 verkuppelt und für diese zwei Axen ist ein besonderer kurzer Rahmen angebracht. Vornen ist, wie bei der Maschine von *Norris*, ein vierrädriges, um einen Vertikalzapfen drehbares Gestell vorhanden.

B. **Für Maschinen mit außen liegenden Cylindern.** Bei Maschinen mit aussen liegenden Cylindern findet man entweder äussere und innere oder auch bloss innere Rahmen angewendet, Taf. IX. Fig. 1 zeigt die Anordnung mit äusseren und inneren Rahmen, Fig. 2 eine Anordnung mit nur innen liegenden Rahmen. Fig. 3 ist der Rahmenbau der *Crampton*'schen Maschine. Bei der Anordnung Fig. 1 sind a a_1 b b_1 Laufaxenlager der äusseren Träger. Bei c und c_1 findet man gewöhnlich nur Laufaxenlager angewendet, was nicht richtig ist, denn diese Lager müssen nicht nur stark tragen, sondern sie haben auch den Horizontalschub der Cylinder auszuhalten. Wenn man ganz rationell construiren will, muss man bei c und $c_{,}$ Doppellager, eines für Schub, eines zum Tragen anwenden. Fig. 4 und 5 zeigt die Construktion dieser Lager.

Bei der Anordnung 2 genügen bei $a\,a_{,}$ $c\,c_{,}$ Laufaxenlager, müssen aber bei b und $b_{,}$ Schublager angewendet werden. Bei der Maschine von *Crampton* (Fig. 3) muss die Triebräderaxe bei h und $h_{,}$ gelagert werden. Allein es sollen diese Lager Doppellager sein, weil sie nicht nur zu tragen, sondern auch dem Horizontalschub der Cylinder zu widerstehen haben. Für die Laufaxen genügen bei $c\,d$ $c_{,}\,d_{,}$ Laufaxenlager. Die Cylinder liegen sowohl auf dem innern als auch auf dem äussern Rahmen auf und sind auf diese Weise sehr wohl getragen und gegen jede Verschiebung gesichert.

Fig. 6 zeigt eine äussere Ansicht des inneren Rahmens der *Crampton*'schen Lokomotive. Die Axengabel für die Triebaxe ist nach aufwärts gekehrt, weil dieselbe viel höher liegt als die Laufaxen.

Bei allen Lokomotiven werden die Rahmen fest mit den Seitenwänden der Feuerbüchse verbunden, wodurch bewirkt wird: 1. Dass überhaupt der Kessel mit dem Rahmenbau unveränderlich vereinigt wird und 2. dass die beiden Rahmen des Baues nicht nach entgegengesetzter Richtung gegen einander verschoben werden können, wenn die Kolben der beiden Maschinen nach entgegengesetzten Richtungen laufen. Die einfachen Rahmen werden mit den Axenhaltern aus einem Stück geschmiedet, die Doppelrahmen werden längs ihres Umfanges durch eine Saumbarre ausgesteift.

Fig. 7 und 8 zeigen die Querschnitte dieser beiden Rahmen.

Bei den Maschinen, bei welchen die stets sehr stark belasteten Triebräder in der Mitte der Maschine liegen, müssen die Rahmen, um hinreichende Festigkeit zu gewähren, durch Querwände, die an den Kessel genietet sind, verstärkt werden.

Achsenbüchsen und Oelung der Transportwagen.

Die Lokomotive entfernen sich nie weit von ihren Stationsplätzen, wo sich die Werkstätten befinden, in welchen sie reparirt werden. Nach einer Fahrt von 3 bis 5 Stunden kehren sie wieder zurück und während der Fahrt werden nicht nur die Axen, sondern auch alle gegeneinander beweglichen Theile an den verschiedenen Haltpunkten geölt. Eine continuirliche Oelung der Lokomotivbestandtheile ist daher nicht nothwendig. Anders verhält es sich bei den Achsenbüchsen der Transportwagen. Diese haben in der Regel keine bestimmten Stationen, durchlaufen die grössten Wegestrecken continuirlich, und da die Zahl der Axenbüchsen eines Trains sehr gross ist, so findet man auf den Haltpunkten nicht die Zeit, welche zum Oelen dieser grossen Anzahl von Axenbüchsen nothwendig ist. Die Axen der Lastwagen bedürfen aber insbesondere einer reichlichen und continuirlichen Oelung, weil die Räder klein sind und sehr viele Umdrehungen machen. Aus diesen Gründen ist man von jeher darauf bedacht gewesen, die bestmögliche Einrichtung zur continuirlichen Oelung der Transportaxenzapfen auszudenken und in Anwendung zu bringen, und dadurch erklärt sich die grosse Anzahl von Construktionen, die bis jetzt ausgedacht worden sind. In der Publication industrielle von *Armengaud* findet man (Vol. 13, Pl. 17, Text pag. 197) eine grosse Anzahl von solchen Axenbüchsen dargestellt und beschrieben. Wir müssen uns hier auf einige gute Beispiele beschränken, und zwar wählen wir die einfacheren.

Zunächst ist hinsichtlich der Einfettung der Axenbüchsen die Erfahrung hervorzuheben, dass die Anwendung von fettem dünnflüssigem Oel besser ist als die Einfettung mit Salben oder butterigem Fette.

Der Widerstand für eine Tonne Belastung beträgt nach den Versuchen von *Morin* bei Anwendung von Oel 3 bis 3·5 Kilg., bei Anwendung von Salbenfett 5 bis 5·5 Kilg.

Die Abnützung der Bronze- oder Compositionslager beträgt bei vierrädrigen Wagen auf eine Wegestrecke von 100000 Kilometer bei Anwendung von Oel 2·055 Kilg., bei Anwendung von Salbenfett 5·472 Kilg. Metall. Bei gut construirten Achsenbüchsen ist der Oelverbrauch für ein Kilometer Wegestrecke 0·0249 Grammes.

Die verschiedenen Axenbüchsen können nach der Art und Weise, wie die Oelung erfolgt, in mehrere Klassen eingetheilt werden und zwar: 1) Axenbüchsen, bei welchen die Zapfen unten beständig in ein Oelbad eintauchen; 2) Axenbüchsen mit einem obern und einem untern Oelbehälter. Der Zapfen ist mit einer Scheibe versehen, welche in das Oel des untern Behälters eintaucht. Das Oel bleibt durch Adhäsion an dem Rand der Scheibe hängen, wird aber durch einen Abstreifer weggenommen, in den obern Behälter gebracht und aus demselben durch Kanälchen dem Zapfen zugeleitet; 3) Axenbüchsen mit einem untern Behälter, in welchem ein Cylinder in der Weise schwimmt, dass er unten in ein Oelbad eintaucht, oben aber an der untern Fläche des Zapfens anliegt. So wie sich der Zapfen dreht, geräth auch der Schwimmer durch die

Reibung am Zapfen in eine drehende Bewegung, wobei er Oel mit in die Höhe nimmt und an den Zapfen abgibt; 4) Axenbüchsen, bei welchen das Oel durch Aufsaugung aus dem untern Oelbehälter an den Zapfen gebracht wird. Wir geben einige Beispiele von diesen Einrichtungen:

Taf. IX., Fig. 9. Axenbüchse von *Juzet*, (1859) mit Oelbad.

Fig. 10. Axenbüchse von *Nozo*, (1855) mit zwei Oelbehältern, Hebescheibe D, Abstreifer C, unterem Behälter B, oberem Behälter B_1.

Taf. X., Fig. 1. Axenbüchse von *Reifert*, (1845) mit einer schwimmenden Walze f aus Werg oder aus Blech.

Fig. 2 und 3. Axenbüchse der Transportwagen der Badischen Eisenbahn mit einem Saugdocht.

Fig. 4. Amerikanische Axenbüchse mit einem Oelbade und mit Wergausstopfung, die in das Oelbad eintaucht.

Welche von diesen Oelungsarten die besten Resultate gibt, ist durch die Erfahrung noch nicht ausgemittelt und wird vielleicht auch niemals ausgemittelt werden können, denn die Unterschiede in den Leistungen dieser verschiedenen Einrichtungen sind wahrscheinlich so klein, dass sie sich durch Versuche kaum herausstellen können. Die Futter dieser Axenbüchsen werden aus Metallcomposition gemacht. Die Zusammensetzungen derselben weichen wenig von einander ab, wie folgende Beispiele zeigen:

	Kupfer.	Zinn.	Nickel.
Metallcomposition für Axenlagerfutter.	2	80	18
	3·5	83·3	11·1
	13·3	73·3	13·3
	22·2	33·3	44·4

Wahrscheinlich werden die Schalen um so dauerhafter sein, je mehr sie Kupfer enthalten, aber auch der Preis wird diesem Gehalt entsprechend höher sein.

Die Räder der Lastwagen und Lokomotive.

Beschreibung und Anfertigung. Man hat zahllos viele Räderconstruktionen ausgedacht. Gegenwärtig werden, Ausnahmsfälle abgerechnet, nur dreierlei Construktionen gebraucht: 1. für Transportwagen: Räder mit gusseisernen Naben, mit in die Naben eingegossenen, untereinander nicht geschweissten Speichen und mit Spurkränzen. 2. für Lokomotiv-Lauf- und Triebaxen: Räder mit gusseisernen Naben, mit eingegossenen und untereinander zusammengeschweissten Speichen und mit schmiedeeisernen Spurkränzen.

3. für Lokomotiv - Lauf- und Triebaxen: Räder ganz aus Schmiedeeisen geschweisst und mit Spurkränzen aus Schmiedeeisen oder aus Gussstahl.

Taf. X., Fig. 5, 6, 7, 8 zeigen zwei Construktionen der ersten Art. Fig. 5 ist das Rad von *Lash und Bell.* Die Speichen bestehen aus mehreren dreieckig zusammengebogenen Schienen aus Flacheisen (Fig. 6). Die innern Enden werden verzinnt, in die Gussform eingelegt und in die Nabe eingegossen. Fig. 7 zeigt das Rad von *Braham und Fox.* Es unterscheidet sich von dem vorhergehenden nur durch die Form der Speichentheile, die hier nicht eckig, sondern wie Fig. 8 zeigt, rund sind.

Fig. 9, 10, 11 zeigen das *Sharp*'sche Rad. Die Nabe ist von Gusseisen, das Speichensystem wird aus T-förmigen Theilen Fig. 10, 11, gebildet. Diese Theile werden in die Nabe eingegossen und aussen untereinander verschweisst; über den verschweissten Ring wird der Bandagenring aus Schmiedeeisen oder aus Gussstahl angelegt. Die Anfertigung dieser Räder ist ähnlich den ganz geschweissten Rädern, die wir nun ausführlich beschreiben wollen.

Taf. XI., Fig. 1, 2, 3, 4 zeigt ein ganz geschweisstes Rad, das im fertigen Zustande ganz wie das vorige Rad aussieht. Die Anfertigung dieser Räder geschieht in folgender Art. Zuerst werden so viel T-förmige Ankerstücke a geschmiedet, als das Rad Speichen erhält. Die innern Enden dieser Anker sind keilförmig, die Umfangstheile der Anker sind an den Enden nahezu rechtwinkelig. Diese Ankerstücke werden dann in eine Muldenform so eingelegt, dass die Keile aneinander schliessen (Fig. 3), und werden die Anker in der Mulde vermittelst Holzkeilen fest nach radialer Richtung zusammengetrieben. Die Mulde hat in der Mitte eine Oeffnung, die etwas grösser ist, als die Nabe. Nun wird diese Mulde in einen auf einer Schmiedeesse aufgeschichteten Haufen von glühenden Kohlen eingegraben, jedoch so, dass die äusseren Theile der Speichen aus dem Haufen hervorragen, und wird das ganze Keilsystem in die Schweissglühhitze gebracht. Mittlerweile werden zwei ringförmige Platten b b (Fig. 4) angefertigt und schweissglühend gemacht. Nun wird eine dieser Platten auf die breite Ambosfläche eines Dampfhammers gelegt, darauf kommt das Keilsystem zu liegen und endlich die zweite Ringplatte. Nun lässt man den Block des Dampfhammers anfangs mit schwachen, allmälig aber mit stärkeren und zuletzt mit ganz starken Schlägen wirken, so dass die ganze Masse heftig zusammengequetscht wird. Dadurch schweissen die Ringplatten b b an die Keile an, werden aber auch diese miteinander verschweisst, weil die Keile durch die vertikalen Schläge in horizontaler Richtung gegeneinander getrieben werden. Auf diese Weise entsteht die geschweisste Nabe des Rades. Ist das Arbeitsstück erkaltet, so werden die Umfangstheile der Anker durch keilförmige Eisenstücke zu einem vollständigen Ring zusammengeschweisst. Dieser Radkörper wird nun auf der Drehbank eingespannt und wird die Nabe aus- und abgedreht, sowie auch der äussere Ring abgedreht. Um den Bandagenring anzufertigen und mit dem Radkörper zu verbinden, wird auf folgende Art verfahren. Es wird gerades gewalztes Bandageneisen genommen von einer Länge gleich der Peripherielänge des Rades und in einem Schweissofen so stark erhitzt, dass es sich rund biegen lässt. Hierauf wird es aus dem Glühofen gezogen, an eine aus keilförmigen Stücken zusammengesetzte Form tangirend angeklemmt und durch ein Hebelwerk um diese Form rund herum gebogen, so dass ein offener Ring entsteht, dessen innerer Durchmesser etwas kleiner ist als der äussere Durchmesser des Radkörpers. Dann wird das offene Ende durch Eisenkeile geschlossen. Ist dieser Ring erkaltet, so wird er auf einer Drehbank innen so ausgedreht, dass der innere Durchmesser desselben etwas, etwa um 4 Mm., kleiner ist, als der äussere Durchmesser des Radkörpers. Dieser ausgedrehte Bandagenring wird dann so stark im Kohlenfeuer erwärmt, dass die innere Höhlung des Ringes etwas weiter wird, als der äussere Durchmesser des Radkörpers, so dass nun der Ring, den Radkörper umschliessend, angelegt werden kann. Endlich wird der Ring mit kaltem Wasser, das man darüber giesst, plötzlich abgekühlt, wodurch er sich zusammenzieht und sich mit ungemein grosser Gewalt an den Radkörper anlegt. Damit der Bandagenring durch Erschütterungen seine richtige Lage nicht ändern kann, wird derselbe noch durch mehrere starke Eisenbolzen mit dem Radumfang verbunden (Fig. 8). Nachdem zwei Räder so weit als beschrieben worden, fertig sind, werden dieselben vermittelst einer hydraulischen Presse auf die Köpfe der Axen in kaltem Zustand aufgezogen; dann wird die Axe auf einer Drehbank eingespannt und wird der Spurkranz nach seiner äusseren Form abgedreht.

Im Gebrauch nützen sich diese Spurkränze sehr schnell ab, und verlieren ihre richtige äussere Form. Diese rasche Abnützung entseht vorzugsweise dadurch, dass die Querschnittsform des Schienenkopfes mit der im neuen Zustand des Rades konischen Umfangsform des Spurkranzes nicht übereinstimmt. Fig. 6 zeigt den Spurkranz im neuen Zustand. Fig. 7 zeigt, wie sich die Form des Spurkranzes durch Abnützung ändert. Fig. 8 zeigt einen Schienenkopf, der mit dem Spurkranz übereinstimmt, und wahrscheinlich gegen Abnützung besser schützen würde als die gewöhnliche gewölbte Form.

Durchmesser der Triebräder. Wir haben in der Störungstheorie gefunden, dass der Durchmesser D der Triebräder der Fahrgeschwindigkeit V proportional sein soll; können daher setzen:

$$D = \mathfrak{A}\, V \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

webei $\mathfrak{A}$ eine Grösse ist, die wohl am sichersten aus Thatsachen bestimmt werden kann. Die folgende Tabelle enthält solche Thatsachen.

	D	V	$\frac{D}{V}$
Personenzuglokomotive von *Stephenson*	$1{\cdot}7^m$	14^m	0·12
Güterzuglokomotive von *Stephenson* mit 4 gekuppelten Rädern	$1{\cdot}4^m$	10^m	0·14
Güterzuglokomotive von *Stephenson* mit 6 gekuppelten Rädern	$1{\cdot}2^m$	8^m	0·15
Sömeringlokomotive (*Engerth*)	$1{\cdot}0^m$	6^m	0·17
Schnellzuglokomotive von *Crampton*	$2{\cdot}2^m$	16^m	0·14
		Mittel.	0·14

Das Verhältniss $\frac{D}{V}$ ist also in der That auch in der Praxis beinahe constant. Nehmen wir nicht den mittleren Werth, sondern

$$\frac{D}{V} = 0{\cdot}126 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

so macht das Rad in jeder Sekunde 2·5 Umdrehungen.

Anzahl der Triebräder. Wir haben Seite 27 gefunden, dass ein Rad von einem Durchmesser D nicht zu stark angegriffen wird, wenn es gegen die Schienen einen Druck von

$$\mathfrak{P} = 5 \sqrt{D} \text{ Tonnen} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

ausübt. Setzt man für D seinen Werth aus (2), so findet man auch

$$\mathfrak{P} = 1{\cdot}8 \sqrt{V} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Nennt man L_1 in Tonnen den Druck sämmtlicher Triebräder gegen die Bahn, i die Anzahl der Triebräder, so hat man:

$$i = \frac{L_1}{\mathfrak{P}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Die Gleichungen 2 bis 5 geben:

für $D =$	1·0	1·2	1·4	1·6	1·8	2·0	2·2
$V =$	8·0	9·5	11·0	12·7	14·3	16·0	18·0
$\mathfrak{P} =$	5·0	5·5	6·0	6·4	6·75	7·1	7·5
$\frac{i}{L_1} =$	0·20	0·18	0·17	0·16	0·15	0·14	0·13

Anzahl und Durchmesser der Laufräder einer Lokomotive. Der Durchmesser der Laufräder der Lokomotive beträgt in der Wirklichkeit nur noch 1m. Dieser Durchmesser entspricht einem Bahndruck von höchstens 5 Tonnen. Die Anzahl der Laufräder ist daher

$$i_1 = \frac{L_2}{5} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

wobei L_2 den Druck sämmtlicher Laufräder gegen die Bahn bedeutet.

Durchmesser der Laufräder der Transportwagen. Die Laufräder der Transportwagen haben in der Regel einen Durchmesser von 3′ englisch oder nahezu 1 Met. Vierrädrige Wagen dürfen daher sammt Belastung höchstens 20 Tonnen Gewicht haben. Dieses Gewicht beträgt jedoch gewöhnlich nur die Hälfte, nämlich 10 Tonnen.

Anzahl der Speichen der Räder. Durch Vergleichung der Lokomotiv- und Laufräder hat sich für die Anzahl $\mathfrak{N}$ der Speichen eines Rades folgende Regel herausgestellt:

$$\mathfrak{N} = 18 \sqrt{D - 0{\cdot}8}$$

Abmessungen der Bandagen. Der Querschnitt $\beta\ \Delta$ (Fig. 9) beträgt bei Lokomotivrädern 10 englische Quadratzoll oder 64·5 qcm. Das Verhältniss $\frac{\beta}{\Delta}$ variirt von 3 bis 4. Nach dieser Regel wird:

für $\frac{\beta}{\Delta} =$	3	3·5	4	
$\beta =$	14	15	16	cm.
$\Delta =$	4·7	4·3	4	cm.

Gekuppelte Räder. Gekuppelte Räder müssen selbstverständlich gleich grosse Durchmesser haben. Neuen Rädern gleiche Durchmesser geben, ist keine Kunst; aber es dahin zu bringen, dass sich sämmtliche gekuppelte Räder einer Lastenlokomotive um gleich viel und in gleicher Weise abnützen, ist kaum zu erreichen und wäre doch so wünschenswerth. Das Einzige, was man thun kann, um eine ziemlich gleiche Abnützung zu erzielen, besteht darin, dass sämmtliche Räder gleich stark belastet werden; aber auch dann werden insbesondere auf Bahnen mit kleinen Krümmungshalbmessern die bei schweren Gütermaschinen nicht zu vermeidenden Mittelräder eine stärkere Abnützung erleiden, als die Vorder- und Hinterräder.

Lauf- und Triebaxen.

Einleitendes. Bei der Construktion eines Axensystems einer Lokomotive ist zu beachten: a) die Disposition der Axen, b) die Stärke der einzelnen Theile der Axen, c) die Form der Axen, d) das Constructionsmaterial, e) die Arbeitsprozesse der Anfertigung.

Die Disposition der Axen. In dieser Hinsicht hat man Sorge zu tragen 1) dass die Triebaxen eine Belastung erhalten, durch welche die Lokomotive eine angemessene und hinreichende Zugkraft gewährt, 2) dass die Vorderaxen hinreichend stark belastet werden, damit sie nicht aus dem Geleise springen, 3) dass der Radstand eine den Krümmungen der Bahn angemessene Grösse erhalte, 4) dass die miteinander zu verkuppelnden Axen gleich grosse Belastungen erhalten, damit die Abnützung der Räder gleich ausfällt. Um diesen Anforderungen zu entsprechen, beachten wir zunächst zwei Bedingungen, welche uns die Störungstheorie geliefert hat.

Diese sind:

$$\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3 = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

$$\Delta_1^2 f_1 + \Delta_2^2 f_2 + \Delta_3^2 f_3 \text{ möglichst gross} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Die erste dieser Bedingungen sagt aus, dass alle Federn um gleich viel zusammengedrückt sein sollen. Die zweite, dass das Trägheitsmoment der Axenbelastung möglichst gross sein soll, was dann der Fall ist, wenn keine oder nur schwach belastete Mittelaxen angewendet werden und wenn der Radstand gross ist.

Nennen wir s die Zusammendrückung, welche in jeder Feder der Lokomotive eintreten soll, $\mathfrak{P}_1$ $\mathfrak{P}_2$ $\mathfrak{P}_3$ die Axenbelastungen, $\mathfrak{Q}_1$ $\mathfrak{Q}_2$ $\mathfrak{Q}_3$ die Pressungen der Räder gegen die Bahn, $\mathfrak{G}$ das Totalgewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung, so ist:

$$f_1 \, s = \mathfrak{P}_1, \quad f_2 \, s = \mathfrak{P}_2, \quad f_3 \, s = \mathfrak{P}_3$$

Der Erfahrung gemäss beträgt das Gewicht eines Lauf- oder Triebwerkes (Axe mit 2 Rädern) 0·36 von der Axenbelastung. Es ist demnach

$$\mathfrak{Q}_1 = (\mathfrak{P}_1 + 0{\cdot}36\ \mathfrak{P}_1) = 1{\cdot}36\ \mathfrak{P}_1$$

$$\mathfrak{Q}_2 = 1{\cdot}36\ \mathfrak{P}_2$$

$$\mathfrak{Q}_3 = 1{\cdot}36\ \mathfrak{P}_3$$

und

$$\mathfrak{G} = \mathfrak{Q}_1 + \mathfrak{Q}_2 + \mathfrak{Q}_3 = 1{\cdot}36\ (\mathfrak{P}_1 + \mathfrak{P}_2 + \mathfrak{P}_3)$$

$$f_1\ s = 0{\cdot}7\ \mathfrak{Q}_1 \qquad f_2\ s = 0{\cdot}7\ \mathfrak{Q}_2 \qquad f_3\ s = 0{\cdot}7\ \mathfrak{Q}_3$$

Die Gleichung (1) wird demnach:

$$\left.\begin{array}{l} \Delta_1\ \mathfrak{P}_1 + \Delta_2\ \mathfrak{P}_2 - \Delta_3\ \mathfrak{P}_3 = 0 \\ \text{oder auch:} \\ \Delta_1\ \mathfrak{Q}_1 + \Delta_2\ \mathfrak{Q}_2 - \Delta_3\ \mathfrak{Q}_3 = 0 \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ (3)$$

und ferner ist:

$$\mathfrak{G} = \mathfrak{Q}_1 + \mathfrak{Q}_2 + \mathfrak{Q}_3 = 1{\cdot}36\ (\mathfrak{P}_1 + \mathfrak{P}_2 + \mathfrak{P}_3) \ \ldots\ldots\ (4)$$

Wir wollen diese Gleichungen auf die üblichsten Construktionen anwenden.

Lokomotive von *Stephenson* Taf. I., Fig 11. Bei dieser Lokomotive beträgt der Druck der Triebräder gegen die Bahn 0·44 vom Gesammtgewicht, ist demnach $\mathfrak{Q}_2 = 0{\cdot}44\ \mathfrak{G}$, können wir ferner die Position der Hinteraxe und der Triebaxe als gegeben ansehen, sind folglich Δ_1 und Δ_2 als bekannte Grössen zu betrachten. Es wird aber ferner gefordert, dass der Druck $\mathfrak{Q}_3$ der Vorderräder gegen die Bahn einen gewissen Werth habe. Mit diesen Daten findet man aus (3) und (4)

$$\mathfrak{Q}_2 = 0{\cdot}44\ \mathfrak{G}, \qquad \mathfrak{Q}_3 = \mathfrak{Q}_3$$

$$\mathfrak{Q}_1 = \mathfrak{G} - \mathfrak{Q}_2 - \mathfrak{Q}_3 = \mathfrak{G} - 0{\cdot}44\ \mathfrak{G} - \mathfrak{Q}_3 = 0{\cdot}56\ \mathfrak{G} - \mathfrak{Q}_3$$

$$\Delta_3 = \frac{\Delta_1\ \mathfrak{Q}_1 + \Delta_2\ \mathfrak{Q}_2}{\mathfrak{Q}_3} = \frac{\Delta_1\ (0{\cdot}56\ \mathfrak{G} - \mathfrak{Q}_3) + \Delta_2\ 0{\cdot}44\ \mathfrak{G}}{\mathfrak{Q}_3}$$

$$\Delta_1 + \Delta_3 = \frac{\mathfrak{G}}{\mathfrak{Q}_3}\ (0{\cdot}56\ \Delta_1 + 0{\cdot}44\ \Delta_2)$$

Hiermit ist die Position der Vorderaxe richtig bestimmt.

Die Lokomotive von Crampton. Bei dieser beträgt der Druck der Triebräder gegen die Bahn 0·5 vom Gesammtgewicht. Nehmen wir an die Lokomotive werde mit einem beweglichen Vordergestell versehen und erhalte keine Mittelaxe. Nennen wir Δ_3 die Entfernung des Drehzapfens des Gestelles vom Schwerpunkt, so haben wir für diesen Fall zu setzen:

$$\mathfrak{Q}_2 = 0{\cdot}5\ \mathfrak{G} \qquad \mathfrak{Q}_3 = 0.5\ \mathfrak{G} \qquad \mathfrak{Q}_1 = 0$$

und dann wird

$$\mathfrak{Q}_2\ \Delta_2 = \mathfrak{Q}_3\ \Delta_3$$

oder

$$\Delta_3 = \Delta_2$$

Hiermit ist die Position des beweglichen Gestelles bestimmt.

Die Lokomotive von Norris. Bei dieser Lokomotive beträgt der Druck der vier Triebräder gegen die Bahn $0{\cdot}6\ \mathfrak{G}$, ist demnach der Druck der 4 Laufräder des beweglichen Vordergestells gegen die Bahn $0{\cdot}4\ \mathfrak{G}$. Nennen wir Δ_2 die Entfernung des Punktes, welcher von den Triebaxen gleich weit entfernt ist, vom Schwerpunkt; Δ_3 die Entfernung des Drehpunktes des Vordergestelles vom Schwerpunkt, so haben wir

$$0{\cdot}6\ \mathfrak{G}\ \Delta_2 = 0{\cdot}4\ \mathfrak{G}\ \Delta_3$$

$$\Delta_3 = \frac{0{\cdot}6}{0{\cdot}4}\ \Delta_2 = 1{\cdot}5\ \Delta_2$$

wodurch die Position des Vordergestelles bestimmt ist.

Güterlokomotive mit 6 gekuppelten Rädern. Da alle Räder einer solchen Lokomotive gleich stark belastet werden sollen, so ist $\mathfrak{Q}_1 = \mathfrak{Q}_2 = \mathfrak{Q}_3 = \frac{1}{3}\ \mathfrak{G}$. Wir erhalten daher:

$$\Delta_1 \frac{1}{3}\ \mathfrak{G} + \Delta_2 \frac{1}{3}\ \mathfrak{G} = \Delta_3 \frac{1}{3}\ \mathfrak{G}$$

oder

$$\Delta_1 + \Delta_2 = \Delta_3$$

Bringt man die Mittelaxe genau unter dem Schwerpunkt an, so ist $\Delta_2 = 0$ und dann wird $\Delta_1 = \Delta_3$.

Stärke der Axen. Diesen Punkt haben wir bereits im ersten Bande dieses Werkes behandelt. Die Regeln zur Bestimmung der Axenzapfen, der geraden Lauf- und Triebaxen, sowie der Kurbelaxen findet man in den Resultaten Seite 279 bis 282 zusammengestellt.

Form der Axen. Es gilt im Allgemeinen die Regel, dass die Formen der Axen so einfach als möglich gewählt werden sollen, weil dadurch die Anfertigung erleichtert und die grösste Sicherheit erzielt wird. In Frankreich und Deutschland werden gegenwärtig Maschinen mit innenliegenden Cylindern nur selten angewendet, in England sind sie jedoch noch sehr stark im Gebrauch. Kurbelaxen trifft man daher gegenwärtig in der Regel nur an englischen, selten an deutschen oder französischen Maschinen. Die Figuren 10 bis 14 sind Beispiele von Lauf- und Triebaxen.

Tafel XI., Fig. 10. Laufaxe für Transportwagen.

Fig. 11. Laufaxe für eine Lokomotive mit innern Rahmen.

Fig. 12. Laufaxe für eine Lokomotive mit äussern Rahmen.

Fig. 13. Kurbelaxe für eine Lokomotive mit innern Rahmen.

Fig. 14. Kurbelaxe für eine Lokomotive mit innen liegenden Cylindern, mit innern und äussern Rahmen.

Construktionsmaterial und Anfertigungsprozeß.

In den Maschinenwerkstätten werden die Lauf- und Kurbelaxen in der Regel aus Eisenabfällen gefertigt. Drehbankspähne, Hobelspähne, Blechstücke aus den Kesselschmieden, und was sonst noch vorzüglich kleine Eisenstückchen liefert, wird dazu verwendet. Aus diesen Abfällen (ferails) werden kleine und grössere Luppen zusammengeschweisst, die dann im schweissglühenden Zustand weiter geformt und ausgearbeitet werden. Diese Art der Anfertigung von grösseren Eisenstücken ist jedoch nicht die beste, denn so wie man einmal direkt grössere Klumpen aus Schmiedeeisenabfällen bilden will, ist man niemals ganz sicher, dass im Innern derselben überall ein stetiges und inniges Verschweissen eintritt. Die beste Art der Herstellung von grossen Eisenkörpern ist diejenige, bei welcher zuerst aus kleinen Luppen Stangen und Platten von verschiedenen Formen ausgeschmiedet werden, die dann im schweissglühenden Zustand aneinandergelegt und untereinander zusammengeschweisst werden. Dabei muss beachtet werden, dass die Platten oder Stangen in der Weise zusammengelegt werden, dass keine Querspalten entstehen können. Grössere Schwierigkeiten verursacht die Herstellung der Kurbelaxen für Maschinen mit innen liegenden Cylindern. Aus einem Paquet kann eine solche Axe nicht gemacht werden, man muss zwei Axenhälften herstellen und in der Mitte zusammenschweissen, wobei verschiedene Methoden befolgt werden können. Man kann die beiden Axenhälften, wie Fig. 15 zeigt, überplatten und in einem Gesenk zusammenschmieden, oder man kann die Enden der Axenhälften keilförmig machen (Fig. 16) und die keilförmigen Räume durch Eisenkeile ausschweissen. In beiden Fällen werden die Axenhälften so gegeneinander gestellt, dass die Kurbelkörper gegeneinander rechte Winkel bilden. Zuweilen wird die ganze Axe zuerst so hergestellt, dass die Kurbelkörper in ganz paralleler Stellung aus der Axe hervorragen, wird dann der mittlere Theil der Axe in höchst möglichen Grad von Schweissglühhitze gebracht, und werden endlich die beiden Axenhälften um 90° gegeneinander verwunden. Fig. 17.

Eine ganz sichere und befriedigende Prozedur ist jedoch bis jetzt noch nicht ausfindig gemacht worden, und wir haben nicht viel Ursache, uns in dieser Hinsicht den Kopf zu zerbrechen, denn diese Kurbelaxen sind wenigstens im deutschen Lokomotivbau beinahe ganz aufgegeben.

Die Federn.

Beschreibung verschiedener Federn. Die Theorie der Federwerke ist bereits im ersten Bande vollständig behandelt worden. Die Ergebnisse dieser Theorie sind insbesondere in der französischen Bearbeitung der „Resultate“ für den praktischen Gebrauch zusammengestellt; es erübriget also in diesem Betreff nur noch die Behandlung der praktischen Seite der Sache. Wir beschreiben zunächst verschiedene Federanordnungen.

Taf. XII., Fig. 1, 2 zeigt die bei den Badischen Transportwagen üblichen Federn. Die Federkapsel a ist mit zwei Zapfen b b versehen und liegt mit denselben in zwei an der Axenbüchse angegossenen Lagern.

Fig. 3. Die Federkapsel ist hier vermittelst eines Gehänges an die Axenbüchse gehängt.

Fig. 4 und 5. Feder einer Badischen Schnellzuglokomotive. Die Federkapsel a stützt sich unmittelbar auf die Axenbüchse. Die Federenden sind mit gabelförmigen Gehängen b b an den Rahmen gehängt.

Fig. 6, 7. Federn einer Badischen Schnellzuglokomotive. Die Federkapsel a liegt auf einer gabelförmigen Stütze. Sie liegt an dem Rahmen an und wird durch die Hülsen c c geführt.

Fig. 8. Feder zur Druckvertheilung für ein unbewegliches Vordergestelle.

Fig. 9. Transversalfeder zur Druckvertheilung auf die beiden Axenbüchsen.

Fig. 10. Federwerk mit Balancier zur Druckvertheilung auf zwei Axen.

Taf. XIII., Fig. 1. Federwerk mit Balancier zur Druckvertheilung gegen zwei Axenbüchsen.

Fig. 2. Federwerk zur Druckvertheilung auf zwei Axen.

Der Kesselbau.

Detailbeschreibung der Lokomotivkessel. Die Lokomotivkessel, welche gegenwärtig angewendet werden, stimmen sowohl hinsichtlich der Form als Einrichtung mit jenen überein, welche anfänglich gebraucht wurden. Der Unterschied zwischen diesen ältesten und neuesten Kesseln besteht nur darin, dass bei letzteren einfachere und solidere Verbindungen angewendet werden. Im Mittelalter des Lokomotivbaues wurden dagegen sehr verschiedene Kesselformen in Anwendung gebracht, weil man damals der Meinung war, dass vorzugsweise die Heizfläche der Feuerbüchse ausgiebig sei, dass man dahin trachten solle, die Heizfläche der Feuerbüchse möglichst gross zu machen. Dieser Irrthum ist aber jetzt durch die Theorie und durch die Praxis überwunden, und man ist endlich zur Einsicht gekommen, dass es nur auf die Totalgrösse der Heizfläche ankommt, und dass man, weil die Herstellung einer grossen festen Feuerbüchse mit praktischen Schwierigkeiten verbunden ist, den Grundsatz zu befolgen habe: die Feuerbüchse gerade nur so gross zu machen, dass der Verbrennungsakt vortheilhaft von Statten gehen kann. Wir beschränken uns daher auf die Beschreibung der wenigen jetzt im Gebrauch befindlichen Anordnungen und Detailverbindungen.

Auf Tafel XIII., Fig. 3 bis 14 sind zwei Kesselformen und die daran vorkommenden wichtigeren Detailverbindungen dargestellt.

A ist der Aschenfall, B die Feuerbüchse, C der Wasserkasten, D der Röhrenkessel, E die Rauchkammer, F die Heizöffnung. Die Wände und Decke der Feuerbüchse und die Röhren, welche B mit E verbinden, bilden die Heizfläche. Die Verbrennungsgase ziehen aus der Feuerbüchse und durch die Röhren, welche D enthält, nach der Rauchkammer und von da in das Kamin. Das zu verdampfende Wasser befindet sich in den Räumen zwischen der Heizfläche und der äusseren Umhüllung C und D. Die Feuerbüchse wird aus Kupferblech hergestellt. Die Heizröhren werden in der Regel aus Messing gemacht; die äussere Umhüllung F D E aus Eisenblech. Die Rückwand b b der Feuerbüchse ist eine grosse Kupferblechtafel mit nach einwärts umgebogenen Umfangsrändern. Aehnlich ist auch die Röhrenwand b_1 b_1 gebildet. Die beiden Seitenflächen b_2 b_2 und die Deckfläche b_3 bilden so zu sagen eine continuirliche Blechhaut, die an den eingebogenen Rändern der

Rück- und Röhrenwand anliegt und mit denselben vernietet wird. Die Metalldicke beträgt in der Rückwand, den Seitenwänden und in der Decke 1·4 Centimeter. Dieselbe ist jedoch in der Röhrenwand b_1 b_1 stärker und beträgt daselbst 2·2 Centimeter. Der Wasserkasten C ist aus Eisenblech in ganz ähnlicher Weise gebildet, wie die Feuerbüchse, nur mit dem Unterschiede, dass die Decke der Feuerbüchse eine ebene Fläche ist, während die Decke des Wasserkastens einen halben Cylinder bildet. B und C sind unten durch einen schmiedeeisernen Rahmen b_1 b_1 verbunden, der, wie Fig. 7 zeigt, an den Ecken so zugeschnitten ist, dass die vier Bleche, welche daselbst zusammenkommen, zwanglos und verschliessend anliegen können. Die Einfeuerungsöffnung F wird durch einen gusseisernen oder schmiedeeisernen Rahmen, Fig. 13, gebildet. Die Wände der Feuerbüchse werden durch den im Innern herrschenden Druck zusammengedrückt, jene des Feuerkastens auseinander getrieben. Um diesem Druck widerstehen zu können, sind die Wände der Feuerbüchse und des Wasserkastens durch kupferne Schrauben zusammengehängt. Fig. 10 zeigt diese Verbindung. Um diese Verbindung herzustellen, werden zuerst durch die Wände Löcher gebohrt und in dieselben Gewinde eingeschnitten. Hierauf werden kupferne Schraubenbolzen, c Fig. 10, durch die Wände geschraubt und werden aus den vorragenden Enden im kalten Zustande Bolzenköpfe gebildet, so dass die Verbindung c_1 entsteht. Die Bolzen haben 2·2 Centimeter Durchmesser, ihre Entfernung von einander beträgt 10 Centimeter. Die Decke der Feuerbüchse hat einen enormen Druck auszuhalten. Durch die Blechdicke allein kann sie nicht genügend fest gemacht werden, sie wird durch ein System von Deckbarren verstärkt. Fig. 9 zeigt diese Verbindung. Jede Deckbarre besteht aus zwei Schienen von Eisenblech, die durch Rondellen und Bolzen so verbunden werden, dass ihr Abstand im Lichten 2·5 Centimeter beträgt. Die Enden der Barren sind so zugeschnitten, dass sie auf dem Deckblech und dem Wandblech aufsitzen. An diese Deckbarren wird das Deckblech durch schmiedeeiserne Bolzen angehängt. d d_1 ist die Schlusswand des Röhrenkessels.

Fig. 11 und 12 zeigen die Verbindung der Röhren mit den Rohrwänden, und zwar Fig. 11 mittelst eingetriebener konischer Ringe, Fig. 12 mittelst der umgetriebenen Ränder der Röhren selbst. Fig. 14 zeigt die Auflage der Roststäbe auf dem unteren Rande der Feuerbüchse. Die Befestigung des Rahmens an den Wänden der Feuerbüchse muss so sein, wie Fig. 8 zeigt, dass derselbe zwar sicher trägt, jedoch wegen der Ausdehnung des Kessels durch die Wärme ein leichtes Schieben nach der Länge gestattet.