

Badische Landesbibliothek Karlsruhe

Digitale Sammlung der Badischen Landesbibliothek Karlsruhe

Die Gesetze des Lokomotiv-Baues

Redtenbacher, Ferdinand

Mannheim, 1855

VIII. Resultate

[urn:nbn:de:bsz:31-266507](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-266507)

VIII.

Resultate.

Der Inhalt dieses Abschnittes.

Durch die Ergebnisse aller bisherigen Untersuchungen, in Verbindung mit einigen Erfahrungs-Coeffizienten, sind wir nun in den Stand gesetzt, für die Anordnung einer neu zu erbauenden Lokomotive, sowie auch für die Bestimmung aller wesentlichen Abmessungen derselben, rationelle Regeln aufzustellen.

Von einer neu zu erbauenden Lokomotive wird verlangt, dass sie im Stande sei, auf einer Bahn von bekannter Beschaffenheit eine gewisse Last mit einer gewissen Geschwindigkeit, mit Sicherheit und mit einem verhältnissmässig geringen Brennstoffaufwand fortzuziehen.

Die Elemente, durch welche die Beschaffenheit der Bahn bestimmt wird, sind: 1) die Solidität des Unterbaues, 2) die Stärke der Bahnschienen, 3) die Spurweite der Bahn, 4) die auf der Bahn vorkommenden Steigungsverhältnisse, 5) die Bahnkrümmungen. Die Elemente, durch welche die Leistungsfähigkeit einer Lokomotive bestimmt wird, sind: 7) die Zugkraft, 8) die Fahrgeschwindigkeit.

Diese 8 Elemente sind also, wenn es sich um den Neubau einer Lokomotive handelt, die gegebenen Grössen, und alles Andere muss bestimmt werden, was in diesem Abschnitt geschehen wird.

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 Maasse, 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 des Zuges.	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 geringern 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 Bugkraft.

Die Leistungsfähigkeit einer Lokomotive kann nach dem Produkt wv , 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 toten Gewichte anbringt, sondern alle Theile so construirt, dass die Lokomotive eine gewisse Leistungsfähigkeit erhält, nimmt mit dieser Leistungsfähigkeit zu; allein das Verhältniß $\frac{wv}{L}$ ist nicht constant, sondern es ist für schwächere Schnellläufer grösser, als für stärkere langsamere laufende Zugmaschinen.

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

$$\frac{wv}{L} = 590 + 22v$$

oder

$$\frac{w}{L} = \frac{590 + 22v}{v} \dots \dots \dots (1)$$

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 9) 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:

$$w = \frac{(9.11 + 0.077v + 1162 \sin. \alpha) T + 0.0704 \left(F + \frac{1}{4} i f \right) v^2}{1 - (7.25 + 0.577v + 1162 \sin. \alpha) \frac{L}{W}} \dots \dots \dots (2)$$

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 Quadratmetern;
 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 Konstruktion 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 $v=5$ gilt 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 Criebräder gegen die Bahn.

Es sei L_1 in Tonnen à 1000 Kilogramm der Druck aller Triebräder gegen die Bahn, f der Reibungscoefficient 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 e

die Zahl, welche ausdrückt, wie vielmal diese Zugkraft grösser sein soll, als der Widerstand des Trains, so hat man:

$$cW = 1000 L_r F \dots \dots \dots (3)$$

Der Reibungscoefficient 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 nebligem Wetter ist $f = \frac{1}{6}$

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

Wenn es sich um die Construction 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 73) 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 1.1 zu sein braucht, damit während der Fahrt ein Glitschen der Räder nicht eintritt.

Der Berechnung einer zu construierenden Lokomotive darf man jederzeit den Werth $c = 1.11$ 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 :

$$\frac{L_r}{L} = \frac{c}{1000 f} \frac{590 + 22 V}{V} \dots \dots \dots (4)$$

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 Reibungscoefficienten. Aus 4 folgt auch:

$$V = \frac{590}{\frac{1000 f L_r}{c L} - 22} \dots \dots \dots (5)$$

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

- a) Bei Personenlokomotiven von *Stephenson* mit zwei mittleren Triebrädern $\frac{L_r}{L} = 0.44$
- b) Personenlokomotive von *Crampton* $\frac{L_r}{L} = 0.5$
- c) Güterlokomotive nach *Norris* mit vier gekuppelten Triebrädern, eine Axe hinter der Feuerbüchse, die andere vor derselben $\frac{L_r}{L} = 0.6$

- d) Güterlokomotive mit vier gekuppelten Triebrädern, die Triebaxen zwischen der Feuerbüchse und der Rauchkammer $\frac{L_1}{L} = 0.73$
- c) Güterlokomotive, alle Räder zusammengekuppelt $\frac{L_1}{L} = 1.0$

Führen wir diese Werthe von $\frac{L_1}{L}$ in (5) ein und setzen überdiess $c = 1.1$ $f = \frac{1}{6}$, so findet man:

$$\text{für } \frac{L_1}{L} = 0.44 \quad 0.5 \quad 0.6 \quad 0.73 \quad 1.0$$

$$V = 14 \quad 11 \quad 8.6 \quad 6.7 \quad 4.6 \text{ Meter.}$$

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

Durchmesser der Triebräder.

Wir haben in der Theorie der störenden Bewegungen gefunden, dass es für jede Lokomotive einen gefährlichen und einen vortheilhaftesten Durchmesser der Triebräder gibt. Natürlich, dass man suchen muss, den ersteren zu vermeiden und den letzteren wo möglich zu realisiren. Wir haben aber auch gezeigt, dass die störenden Bewegungen nicht nur für den vortheilhaftesten, sondern auch für alle Durchmesser, die nur etwas grösser sind, als der gefährliche, beinahe verschwindend klein ausfallen; es ist daher für die Praxis genügend, wenn man die Durchmesser der Triebräder gleich macht dem arithmetischen Mittel aus dem gefährlichen und dem vortheilhaftesten Durchmesser.

Hinsichtlich des Wankens ist:

- der gefährliche Durchmesser (Seite 154) $D = v \frac{d_1}{\epsilon} \sqrt{\frac{1}{2} \frac{s}{g}}$
- der vortheilhafteste Werth des Durchmessers (Seite 157) $D = v \frac{d_1}{\epsilon} \sqrt{\frac{3}{2} \frac{s}{g}}$
- das arithmetische Mittel aus beiden, nahe $D = v \frac{d_1}{\epsilon} \sqrt{\frac{s}{g}}$

Es bedeutet s die Zusammendrückung der Federn durch ihre Belastung, $g = 9.81$ die Beschleunigung durch die Schwere, ϵ die Spurweite der Bahn, d_1 den Durchmesser des Röhrenkessels, v die Fahrgeschwindigkeit der Lokomotive in Metern und in einer Sekunde.

Hinsichtlich des Wogens ist:

- der gefährliche Durchmesser des Triebrades (Seite 174) $D = 2 \quad v \sqrt{\frac{s}{g}}$
- der vortheilhafteste Durchmesser eines Triebrades (Seite 175) $D = 2 \quad v \sqrt{3 \frac{s}{g}}$
- das arithmetische Mittel aus beiden $D = 2.73 \quad v \sqrt{\frac{s}{g}}$

Da die Werthe von $\frac{d_1}{\epsilon}$ gleich 2 bis 2.5 ist, so fallen die dem Wogen entsprechenden Durchmesser etwas grösser aus, als die das Wanken betreffenden. Wenn wir also den Durchmesser eines Triebrades gleich

$$D = 2.73 \quad v \sqrt{\frac{s}{g}} \quad \dots \dots \dots (6)$$

d. h. gleich dem arithmetischen Mittel aus dem hinsichtlich des Wogens gefährlichen und vortheilhaftesten Durchmesser nehmen, so dürfen wir erwarten, dass die Triebräder eine für die Praxis genügende Grösse erhalten.

Für gut angeordnete Federn ist $s = 0.04$ Meter und für diesen Werth wird:

$$D = 0.174 v \dots \dots \dots (2)$$

Wir wollen sehen, wie das Verhältniss $\frac{D}{v}$ bei den in Gebrauch befindlichen Lokomotiven ist.

	D	v	$\frac{D}{v}$
Personen-Lokomotive von <i>Stephenson</i>	1.7	12	0.14
Güter-Lokomotive von <i>Stephenson</i> mit 4 gekuppelten Rädern	1.4	10	0.14
Güter-Lokomotive von <i>Stephenson</i> mit 6 gekuppelten Rädern	1.2	8	0.15
Personen-Lokom. von <i>Crampton</i>	2.2	14	0.16
Semmering-Maschinen	1	5	0.20

Unsere Regel (2) trifft, wie man sieht, in die Mitte der Thatsachen.

Bei der Maschine von *Stephenson* ist das Verhältniss $\frac{D}{v}$ kleiner, als es nach unserer Regel sein soll, es kommt dem gefährlichen Werth $2\sqrt{\frac{s}{g}} = 2\sqrt{\frac{0.04}{9.81}} = 0.13$ sehr nahe.

Bei der Maschine von *Crampton* stimmt das Verhältniss $\frac{D}{v}$ sehr nahe mit unserer Regel überein. Bei den Semmeringlokomotiven ist das Verhältniss $\frac{D}{v}$ grösser, als nach unserer Regel, und nähert sich dem vortheilhaftesten Verhältniss $2\sqrt{3\frac{s}{g}} = 2\sqrt{3\frac{0.04}{9.81}} = 0.22$.

Unsere Theorie, in Uebereinstimmung mit den Thatsachen, berechtigt uns, zur Bestimmung der Durchmesser der Triebräder folgende Regelr aufzustellen:

Der Durchmesser eines Triebrades soll nie kleiner als $2.73 v \sqrt{\frac{s}{g}}$ und nie grösser als $3.46 v \sqrt{\frac{s}{g}}$ gemacht werden. Wenn $s = 0.04$ ist, werden diese Grenzen: 0.174 v und 0.22 v. Es ist daher:

für	v =	5	6	8	10	12	14	Meter.
	D =	0.87	1.04	1.39	1.74	2.08	2.44	„
		min.						
	D =	1.10	1.32	1.76	2.2	2.64	3.08	„
		max.						

Redienbacher, Gesetze des Lokomotivbaues.

Anzahl der Triebräder.

Zur Berechnung der Anzahl der Triebräder wollen wir von der zwar nicht immer ganz zweckmässigen Voraussetzung ausgehen, dass alle Triebräder gleich stark gegen die Bahn drücken. Nennen wir L , den Druck sämtlicher Triebräder gegen die Bahn, i die Anzahl der Triebräder, \mathfrak{P} den Druck eines Rades gegen die Bahn, so ist unter obiger Voraussetzung:

$$i = \frac{L}{\mathfrak{P}}$$

Nun haben wir (Seite 24) die Regel aufgestellt, dass ein Rad von einem Durchmesser D nicht angegriffen wird und auch die Schienen nicht zu stark angreift, wenn es gegen die Schienen einen Druck von $5\sqrt{D}$ Tonnen ausübt. Wir dürfen daher setzen:

$$\mathfrak{P} = 5\sqrt{D}$$

Wir haben endlich (Seite 281) die Regel aufgestellt, dass

$$D = 0.174 V.$$

sein soll. Aus diesen drei Gleichungen folgt:

$$i = 0.48 \frac{L}{\sqrt{V}}$$

Setzen wir für L , denjenigen Werth, der aus der Gleichung (4) (Seite 279) folgt, so wird auch

$$i = 0.48 \frac{c}{1000 f} \frac{590 + 22 V}{V \sqrt{V}} L$$

oder weil $c = 1.1$ $f = \frac{1}{6}$ zu setzen ist:

$$i = 0.00317 \frac{590 + 22 V}{V \sqrt{V}} L \dots \dots \dots (7)$$

$$\text{für } V = 5 \quad 6 \quad 8 \quad 10 \quad 12 \quad 14$$

$$\text{wird } \frac{i}{L} = 0.20 \quad 0.16 \quad 0.11 \quad 0.08 \quad 0.07 \quad 0.06$$

Da die Anzahl der Triebräder eine ganze und gerade Zahl sein muss, so muss man für die Anzahl der Triebräder diejenige ganze gerade Zahl nehmen, die dem berechneten Werthe von i am nächsten kommt.

Gewöhnlich nimmt man an, dass der Druck eines Rades von irgend einem Durchmesser gegen die Schienen 4 bis 5 Tonnen betragen dürfe, und bestimmt darnach die Anzahl der Triebräder; allein diese Regel ist nicht richtig, denn es ist klar, dass der Druck, den ein Rad gegen die Bahn ausüben darf, mit dem Durchmesser des Rades

wächst, und diess wird auch durch die Thatsache bestätigt, dass man in England Lokomotive mit sehr grossen Rädern baut, die gegen die Bahn einen Druck ausüben, der viel mehr als 5 Tonnen beträgt.

Anzahl und Grösse der Laufräder.

Die Bedingungen, denen die Laufräder zu entsprechen haben, sind sehr einfach. Nennen wir D , den Durchmesser eines Laufrades, \wp , den Druck eines Laufrades gegen die Bahn, i , die Anzahl der Laufräder, L , das totale Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung, L_1 , den Druck aller Triebräder gegen die Bahn; so ist zunächst:

$$i = \frac{L - L_1}{\wp}$$

Damit die Axenreibung nicht zu gross ausfällt, soll der Durchmesser D , dem Durchmesser des Axenzapfens oder des Axenhalses proportional sein. Dieser letztere Durchmesser ist aber annähernd der Quadratwurzel aus dem Druck \wp , proportional; wir können daher setzen:

$$D = \pi \sqrt{\wp}$$

Der Durchmesser D , soll aber auch eine dem Druck \wp , angemessene Grösse erhalten, und diese ist nach (Seite 24):

$$D = \frac{\wp^2}{25}$$

Aus den Gleichungen (2) und (3) folgt sowohl für D , als auch für \wp , ein constanter Werth, und dies stimmt auch mit den Thatsachen der Wirklichkeit gut überein, denn die Laufräder haben bei den meisten Lokomotiven einen Durchmesser von 1 Meter.

Wir stellen also die praktische Regel auf:

- a) Durchmesser eines Laufrades einer Lokomotive = 1 Meter;
- b) Druck eines Laufrades gegen die Bahn höchstens 5 Tonnen;
- c) Anzahl der Laufräder wenigstens = $\frac{L - L_1}{5}$.

Bauart der Lokomotive.

Die Bauart einer Lokomotive wird im Wesentlichen durch die Anzahl und Lage der Axen und durch die Position der Cylinder bestimmt. Nach unsern Theorien der Störungen und der Bahnkrümmungen müssen wir von den bis jetzt in Anwendung gekommenen Anordnungen einige ganz verwerfen, andere aber mit Modifikationen empfehlen.

Wir verwerfen alle von *Stephenson* herrührenden Lokomotiven, weil sie eine zu geringe Stabilität gewähren, und in Bahnkrümmungen zu schwer laufen, empfehlen dagegen folgende Anordnungen:

A. Für Personen- und Schnellzüge ist zu empfehlen:

I. Die Lokomotive von *Crampton* ohne Blindaxe, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Statt der gegen den Rahmenbau im horizontalen Sinne unveränderlich gelagerten Laufwerke einen um einen vertikalen Zapfen drehbaren vierrädrigen Laufwagen. 2) Eine richtige, d. h. eine solche Lagerung der Dampfeylinder, dass die mittlere Position der Gleitstücke genau in die quer durch den Schwerpunkt gehende Vertikalebene fällt. 3) Eine richtige Balanzirung der hin- und hergehenden Massen der Kolben, Kolbenstangen und Schubstangen, welche letztere, wenn man die Cylinder in die bezeichnete richtige Lage bringt, länger ausfallen, als sie in der Original-*Crampton'schen* Maschine sind. 4) Einen Kessel von ganz einfacher Form mit möglichst grossem Querschnitt und ohne Dom. 5) Eine richtige Zusammenhängung des Tenders mit der Lokomotive.

II. Die Lokomotive von *Crampton* mit Blindaxe, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Einen um einen Vertikalzapfen drehbaren, vierrädrigen Laufwagen. 2) Aussen liegende Cylinder; denn wenn eine Blindaxe vorhanden ist, verursacht die äussere Lage der Cylinder weder ein Wanken, noch ein Wogen und das Nicken wird durch diese Lage nicht stärker; die äussere Lage gewährt aber den Vortheil, dass die Blindaxe keine inneren, sondern nur zwei äussere Kurbeln erhält, und dass sie nicht durch Torsion in Anspruch genommen ist, daher viel leichter gemacht werden kann, als wenn die Cylinder innen liegen.

III. Die Lokomotive mit Schleifenbewegung, welche weder ein Wanken, noch ein Wogen, sondern nur ein schwaches Nicken verursacht, dürfte wohl auch empfohlen werden. Ein Versuch wäre kein grosses Wagstück, weil, wenn sich eine solche Lokomotive im ungünstigsten Fall, aus irgend einem nicht vorauszusehenden Grund nicht bewähren sollte, ohne Schwierigkeiten und mit geringen Kosten in das *Crampton'sche* System umgebaut werden könnte.

B. Für leichtere Güterzüge ist zu empfehlen:

IV. Die im Wesentlichen nach dem System *Norris* erbauten Lokomotive der württembergischen Eisenbahn; jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Die Cylinder weiter zurücklegen, so dass die mittlere Position der Gleitstücke in die durch den Schwerpunkt gehende vertikale Querebene fällt. 2) Die hintern Triebäder durch Schubstangen mit den Gleitstücken verbinden. 3) Einen Kessel von einfacher Form mit grossem Querschnitt und ohne Dom anwenden. 4) Richtige Balanzirung der hin- und hergehenden Massen.

C. Für starke Güterzüge ist zu empfehlen:

V. Die Bauart der Alpkomotive (Tab. VI, Fig. 23, 24), jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Die hintern Triebäder mittelst Schubstangen mit den Gleitstücken verbinden. 2) Die mittlere Triebaxe schwächer, als die beiden andern Axen belasten, daher auch die Federn der mittleren Axe weniger starr nehmen, als die Federn der andern Axen. 3) Jedes Rad mit einer besonderen von den übrigen Federn unabhängigen Feder versehen. 4) Einen einfachen Kessel mit möglichst grossem Querschnitt anwenden. 5) Eine richtige Balanzirung der Massen anbringen. 6) An den Rädern der Mittelaxe eine umgekehrte Konizität.

D. Berglokomotive.

Was die Befahrung von stark geneigten und stark gekrümmten Bahnstrecken betrifft, so ist meine Ansicht, dass man schliesslich die Monstrelokomotive aufgeben, und statt derselben zwei nach dem modifizirten System der Alpkomotive angeordnete Lokomotive mit richtiger Zusammenhängung anwenden, und jede derselben durch einen gut geübten Führer bedienen lassen wird. Mit dieser Aeusserung soll den achtenswerthen

Bestrebungen, eine dauernd entsprechende Riesenlokomotive zu Stande zu bringen, nicht im Mindesten nahe getreten werden.

Die Grenzen der Anwendbarkeit dieser drei Anordnungen sind folgende:

- 1) Die Anordnung von *Crampton* bis zu einem Gewicht von ungefähr 36 Tonnen.
- 2) Die württembergische Lokomotive bis zu einem Gewicht von ungefähr 50 Tonnen.
- 3) Die Lokomotive mit 6 bis 10 gekuppelten Rädern von 35 bis 70 Tonnen Gewicht.

Diese Grenzen bestimmen sich, wenn man die Belastungsverhältnisse und ferner die Regel beachtet, dass der Druck eines Rades gegen die Bahn $5\sqrt{D}$ Tonnen betragen darf.

Bei der Maschine von *Crampton* beträgt der Druck der Triebräder gegen die Bahn $0.44L$; man hat daher:

$$0.44L = 2 \times 5 \sqrt{D}$$

mithin

$$L = \frac{10}{0.44} \sqrt{D}$$

Die grössten Räder, welche bis jetzt angewendet wurden, haben einen Durchmesser von 2.5 Meter, und für diesen Durchmesser wird $L = \frac{10}{0.44} \sqrt{2.5} = 36$ Tonnen.

Bei der württembergischen Lokomotive ist der Druck der 4 Triebräder gegen die Bahn ebenfalls ungefähr $0.44L$. Weil aber 4 Triebräder vorhanden sind, so hat man:

$$0.44L = 4 \times 5 \times \sqrt{D}$$

Der Durchmesser eines Triebrades kann bei dieser Anordnung nicht leicht grösser als 1.44 Meter genommen werden, weil sonst der Schwerpunkt der Lokomotive zu hoch zu liegen kommt. Für $D = 1.44$ wird aber:

$$L = \frac{4 \times 5 \times \sqrt{1.44}}{0.44} = 50.$$

Für eine Lokomotive mit i verkuppelten Rädern ist annähernd:

$$L = 5i\sqrt{D}$$

Für eine solche Lokomotive kann man D höchstens $= 1.3$ Meter rechnen, und dann wird für $i = 6$ $L = 35$ und für $i = 10$ $L = 70$.

Es mag sein, dass man diese Grenzen überschreiten darf, wenn man aber Regeln aufstellen will, muss man sich vor Extravaganzen hüten.

Conizität der Räder eines vierrädrigen Wagens mit parallelen Axen und Gleisen- erweiterung in Bahnkrümmungen.

Nennen wir:

R den kleinsten Krümmungshalbmesser, welcher auf der zu befahrenden Bahn vorkommt;
tang. α die Conizität der Räder eines vierrädrigen Wagens, d. h. die Tangente des Winkels, den die Seite des Radkegels mit seiner Axe bildet;

- r den Halbmesser des mittleren Laufkreises eines Rades, d. h. den Halbmesser desjenigen Kreises, dessen Punkte mit der Bahn in Berührung kommen, wenn ein Wagen auf einer geraden Strecke in seiner mittleren Stellung auf der Bahn fortläuft;
 $2e$ die Spurweite der Bahn auf einer geraden Strecke;
 $2e + 2\sigma$ die Spurweite der Bahn in der stärksten Bahnkrümmung, welcher der Halbmesser R entspricht. Es ist also 2σ die Geleiserweiterung in der Krümmung R ;
 R , den Halbmesser irgend einer von den Bahnkrümmungen, die auf der zu befahrenden Bahn vorkommen;
 $2e + 2\sigma_1$ die Spurweite, welche die Bahn in der Krümmung vom Halbmesser R_1 haben soll, also $2\sigma_1$ die Geleisveränderung in der Krümmung;
 Diess vorausgesetzt hat man nach (Seite 10) zur Bestimmung von $\text{tang. } \alpha$ und von σ_1 folgende Formel:

$$\left. \begin{aligned} \text{tang. } \alpha &= \frac{r e}{R \sigma} \\ \sigma_1 &= \sigma \frac{R}{R_1} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (8)$$

Die Geleiserweiterung darf im Maximum nicht wohl mehr als 0.03 Meter betragen, weil sonst die Wagen zwischen den Schienen zu viel Spiel haben, wodurch auffallende schlängelnde Bewegungen hervorgerufen werden könnten. Wir stellen also die Regel auf, dass

$$\sigma = 0.015 \text{ Meter}$$

genommen wurde, d. h. dass eine Conizität der Räder so bestimmt werden soll, dass die Wagen in der stärksten auf der Bahn vorkommenden Krümmung um 0.015 Meter nach Aussen verschoben laufen müssen, damit die Halbmesser der Laufkreise der äusseren und inneren Räder das richtige Verhältniss erhalten.

Es sei z. B.:

$$r = 0.5 \quad e = \frac{1.5}{2} = 0.75 \quad R = 200 \text{ Meter}$$

überdiess sollen auch noch Bahnstrecken von 300 und 400 Meter Radius vorkommen. Dann wird nach unserer Formel:

$$\text{tang } \alpha = \frac{0.5 \times 0.75}{200 \times 0.015} = 0.125 = \frac{1}{8}$$

ferner wird für

$$R_1 = \quad 300 \quad \text{und} \quad 400$$

$$\sigma_1 = 0.015 \frac{200}{300} = 0.01 \quad \text{und} \quad 0.015 \frac{200}{400} = 0.0075$$

Conizität der Räder eines Wagens mit mehr als zwei Axen.

Die Conizitäten der Räder der vordersten und der hintersten Axe eines Wagens mit mehr als zwei Axen sind genau nach der vorhergehenden Regel, Formel (8)

zu bestimmen. Zur Bestimmung der Conizität eines der mittleren Laufwerke hat man dagegen die nachstehende Regel zu befolgen.

Nennt man: Fig. 41

- 2 \mathcal{A} den Abstand der vordersten Axe des Wagens von der hintersten;
- δ die Entfernung der Axe des Laufwerkes, dessen Conizität berechnet werden soll, von der hintersten Axe.
- $\text{tang } \alpha_1$ die Conizität der Räder dieses Laufwerkes;
- 2 e die Spurweite der Bahn auf einer geraden Bahnstrecke;
- R die Halbmesser der stärksten auf der Bahn vorkommenden Krümmung;
- 2 ϵ die Bahnerweiterung in dieser stärksten Krümmung;
- r , den Halbmesser des mittleren Laufkreises des Laufwerkes, dessen Conizität bestimmt werden soll, so hat man nach (Seite 19) annähernd:

$$\text{tang. } \alpha_1 = \frac{2 r e}{\mathcal{A}^2 - (\mathcal{A} - \delta)^2 - 2 R \epsilon} \dots \dots \dots (9)$$

Fällt der Werth von $\text{tang } \alpha_1$ positiv aus, so ist die Conizität jener der Vorder- und Hinterräder entgegengesetzt, wird $\text{tang. } \alpha_1$ negativ, so stimmt die Conizität der Räder des innern Laufwerkes mit der Conizität der Vorder- und Hinterräder überein. Sollte $\text{tang. } \alpha_1 = \infty$ werden, so ist es nicht möglich, diesen mittleren Rädern eine richtige Conizität zu geben.

Berechnen wir z. B. die Conizitäten der Räder der neuen Semmering-Lokomotive nach dem System von Engerth. Da die Lokomotive und der Tender gegeneinander beweglich sind, so ist der Tender als ein vierrädriger, die Lokomotive als ein sechsrädriger Wagen zu betrachten.

Die vier Tenderräder und die vordern, so wie die hintern Räder des Lokomotivwagens erhalten gleiche Conizitäten. Die mittleren Räder des Lokomotivwagens erhalten eine andere Conizität.

Die Halbmesser sämtlicher Räder sind 0.5 Meter. Der kleinste auf der Bahn vorkommende Krümmungshalbmesser ist 190 Meter. Die Spurweite 1.43 Meter. Setzen wir in die erste der Formeln (8) (Seite 286):

$$e = \frac{1.43}{2} = 0.715 \quad r = 0.5 \quad R = 190 \quad \epsilon = 0.015$$

so erhalten wir:

$$\text{tang. } \alpha = \frac{0.715 \times 0.5}{190 \times 0.015} = 0.125 = \frac{1}{8}$$

Der Abstand \mathcal{A} der Vorderaxe von der Hinteraxe des Lokomotivwagens ist 2.29 Meter, der Abstand δ der mittleren Axe von der Hinteraxe des Lokomotivwagens ist 1.145 Meter. Setzen wir in die Formel (9):

$$e = 0.715 \quad r = 0.5 \quad R = 190 \quad \epsilon = 0.015 \quad \mathcal{A} = 2.29 \quad \delta = 1.145$$

so finden wir:

$$\text{tang. } \alpha_1 = \frac{2 \times 0.715 \times 0.5}{2.29^2 - 1.145^2 - 2 \times 190 \times 0.015} = -0.404$$

Diese mittleren Räder des Lokomotivwagens sind in der Wirklichkeit übereinstimmend mit den übrigen Rädern geformt, sollten aber, wie es sich zeigt, eine bedeutend stärkere Conizität haben, als die übrigen Räder.

Kolbengeschwindigkeit und Kolbenshub.

Die Fahrgeschwindigkeit v , die Kolbengeschwindigkeit v_c , die Länge eines Kolbenshubes l und der Durchmesser D eines Triebrades hängen in einer Weise zusammen, die durch die Formel

$$\frac{v}{v_c} = \frac{D \pi}{2l}$$

ausgedrückt wird. Allein wir haben gefunden, dass der Durchmesser eines Triebrades der Fahrgeschwindigkeit proportional, dass nämlich:

$$D = 0.174 v$$

sein soll. Aus diesen zwei Gleichungen folgt:

$$\frac{l}{v_c} = 0.174 \times \frac{\pi}{2} = 0.273 \dots \dots \dots (10)$$

Das Verhältniss zwischen der Länge des Kolbenshubes und der Geschwindigkeit des Kolbens soll demnach den constanten Werth 0.273 haben und es handelte sich nun darum, diesem Verhältnisse mit den in jeder Hinsicht vortheilhaftesten Werthen von l und v_c zu entsprechen. Eine mässige Kolbengeschwindigkeit wäre zwar für die Kraftentwicklung des Dampfes und für Erhaltung der Maschine vortheilhaft, würde aber sehr grosse Cylinderquerschnitte und wegen des obigen Verhältnisses (10) einen sehr kleinen Kolbenshub, daher also ein für die Construction sehr unpassendes Verhältniss der Cylinderabmessungen bedingen, und überdiess würde ein so kleiner Kolbenshub für die Wirkung des Dampfes nachtheilig werden, weil die Communicationswechsel zu rasch auf einander folgten und auch der schädliche Raum der Cylinder zu gross ausfiel. Eine grössere Kolbengeschwindigkeit ist also einer kleineren vorzuziehen.

Nun ist hinsichtlich der Kraftentwicklung des Dampfes kein Grund vorhanden, für verschiedene Maschinen verschiedene Kolbengeschwindigkeiten anzunehmen, sondern es liegt in der Natur der Sache, dass die Kolbengeschwindigkeit bei allen Lokomotiven ein und denselben Werth haben soll. Allein so wie wir für v_c einen constanten Werth annehmen, wird vermöge (10) auch l constant, und dies ist mit den Thatsachen der Wirklichkeit nicht im Widerspruch, denn die Kolbenshublängen weichen bei den verschiedenartigsten Lokomotiven so wenig von einander ab, dass die Differenzen als Zufälligkeiten anzusehen sind. Wir setzen daher in Uebereinstimmung mit den Thatsachen:

$$l = 0.63 \text{ Meter}$$

und dann wird

$$v_c = \frac{0.63}{0.273} = 2.3 \text{ Meter.}$$

Es ist jedoch nicht nothwendig, sich jederzeit ganz streng an diese Regel zu halten, denn es entsteht durchaus kein Nachtheil, wenn der Kolbenschub etwas länger oder etwas kürzer genommen wird. Bei schweren Lastenmaschinen mit kleinen Triebrädern darf das Verhältniss des Kolbenschubes zum Durchmesser der Triebräder den Werth 0.6 nicht überschreiten, weil sonst der Kurbelzapfen dem Radumfang zu nahe käme.

Die grosse Geschwindigkeit von 2.3 Meter in 1 Sekunde ist allerdings ein Uebelstand, denn dieses hastige Hin- und Herlaufen der Kolben ist für das Aus- und Einströmen des Dampfes und für die Verbindung der Maschinetheile sehr nachtheilig, allein dieses Grundübel muss man sich einmal gefallen lassen, denn die Räderübersetzungen sind nicht anwendbar und die Raddurchmesser fallen nach unsern mit den Thatsachen zusammenstimmenden Regeln in den meisten Fällen schon sehr gross aus.

Länge der Schubstangen.

Die störenden Bewegungen entstehen vorzugsweise durch die Pressungen der Gleitstücke gegen die Führungsliniale. Lange Schubstangen vermindern diese Pressungen, sind demnach vortheilhaft, und man kann überhaupt die Regel aufstellen, dass man die Schubstangen so lang machen soll, als es sich mit der gewählten Konstruktion nur immer verträgt. Allein diese Regel ist doch zu unbestimmt, und es ist insbesondere die Frage, wie lang die Schubstangen wenigstens genommen werden müssen, damit die störenden Bewegungen in keinem nachtheiligen Maass auftreten? Unsere Störungstheorie in Verbindung mit den Thatsachen der Wirklichkeit gibt uns hierüber Aufschluss.

In den Ausdrücken (8) (Seite 158) sind die Grössen s , d , r nur wenig, dagegen die Grössen w , G , v , o beträchtlich veränderliche Grössen. Das Wanken und Wogen wird also innerhalb gewisser zulässiger Grenzen bleiben, wenn wir dafür sorgen, dass

$$\frac{w \cdot v}{G l_1}$$

einen gewissen Werth μ , den wir durch Thatsachen bestimmen werden, nicht überschreitet. Wir setzen daher

$$\frac{w \cdot v}{G l_1} = \mu$$

Indem wir hier die Länge der Schubstange mit l_1 bezeichnen, weil wir das Gewicht der Lokomotive L nennen. Allein das Gewicht G des auf den Federn liegenden Baues ist jederzeit dem Totalgewicht L der Lokomotive proportional, man kann daher auch schreiben

$$\frac{w \cdot v}{L} \frac{o}{l_1} = \mu$$

wobei μ abermals eine durch Thatsachen zu bestimmende Constante ausdrückt. Allein wir haben Seite (277) die empirische Regel aufgestellt:

$$\frac{w \cdot v}{L} = 590 + 22 \cdot v$$

und haben ferner Seite (281) die Regel gefunden:

$$D = 0.174 V$$

Aus diesen drei Gleichungen folgt:

$$l_1 = \frac{\left(590 + \frac{22}{0.174} D\right) e}{\mathfrak{B}} = \frac{(590 + 126 D) e}{\mathfrak{B}}$$

In diesem Ausdruck bedeutet D den Durchmesser eines Triebrades, e die halbe Distanz der Cylindermittel. Versuchen wir, ob uns verschiedene Lokomotive, die man für gute Constructionen hält, für \mathfrak{B} annähernd einen constanten Werth liefern.

	D	e	l_1	\mathfrak{B}
Neue Semmering-Lokomotive nach <i>Engerth</i>	1.00	1	2.2	325
Personen-Lokom. von <i>Crampton</i>	2.2	0.9	2.5	348
Personen-Lokomotive von <i>Stephenson</i> mit innen liegenden Cylindern	1.7	0.5	1.6	251
		Mittel		308

Mit diesem mittleren Werth von \mathfrak{B} wird:

$$l_1 = (1.9 + 0.41 D) e$$

Diese Werthe von \mathfrak{B} stimmen allerdings nicht so genau überein, dass man sagen dürfte, unsere Regel werde durch die Thatsachen bestätigt. Allein unsere Regel ist der Form nach mit der Natur der Sache in keinem Widerspruche, denn es wird wohl Niemand in Abrede stellen können, dass Lokomotive mit weit auseinander gelegten Cylindern längere Schubstangen erfordern, und wenn man bedenkt, dass wir zur Bestimmung des Werthes von \mathfrak{B} drei nach ihrer Constructionsart im höchsten Grade abweichende Lokomotive gewählt haben, und dass ferner derlei Detailbestimmungen, wie z. B. die Schubstangenlänge, bis jetzt nie nach einer festeren Regel, sondern immer mehr oder weniger nach Gutdünken gemacht worden sind, so wird man die Abweichungen in den drei Werthen von \mathfrak{B} nicht so beträchtlich finden.

Wir stellen also getrost die Regel auf, dass die Länge l_1 einer Schubstange nie kleiner als:

$$l_1 = (1.9 + 0.41 D) e \dots \dots \dots (11)$$

und jederzeit so gross gemacht werden soll, als es die Bauart der Lokomotive erlaubt.

Spannung des Dampfes in den Cylindern.

Die Spannung des Dampfes in den Cylindern beträgt bei den Lokomotiven in der Regel ungefähr 5 Atmosphären, ist also eine verhältnissmässig hohe. Diese hohe Spannung wird aus mehreren gewichtigen Gründen gerechtfertigt.

Es ist zunächst hinsichtlich des zur Dampferzeugung erforderlichen Brennstoffaufwandes ziemlich gleichgiltig, ob man Dampf von niederer oder von hoher Spannung hervorzubringen hat, doch aber braucht man zur Erzeugung von hochgespanntem Dampf aus zwei Ursachen etwas mehr Brennstoff als für Niederdruckdampf. Es ist zunächst die zur Bildung von 1 Kilogramm Dampf aus Wasser von 0° Temperatur erforderliche Wärmemenge nach den äusserst genauen Versuchen von *Regnault* $606.5 + 0.305 t$ Wärmeinheiten, wobei t die Temperatur des Dampfes bedeutet. Hochgespannter Dampf erfordert also mehr Wärme, als schwach gespannter; allein die Temperatur der Dämpfe wächst mit der Spannkraft in einem so geringen Maasse, dass man für derlei praktische Fragen die zur Bildung von 1 Kilogramm Dampf von 3 bis 5 Atmosphären erforderliche Wärmemenge als eine constante Grösse betrachten kann.

Die bei hochgespanntem Dampf im Kessel herrschende höhere Temperatur ist für den Durchgang der Wärme durch die Heizfläche nachtheilig. Allein der Temperaturunterschied zwischen Dampf von 6 und von 3 Atmosphären beträgt 25°, ist also eine verschwindende kleine Grösse gegen die Temperatur der Verbrennungsgase, es ist daher für eine praktisch vortheilhafte Dampfbildung nicht nöthwendig, die Heizfläche des Kessels nach der Dampfspannung einzurichten. Für die solide Herstellung des Kessels ist eine hohe Dampfspannung ein sehr erschwerender Umstand. Die Lokomotivkessel, so wie sie gegenwärtig gemacht werden, erfordern zu ihrer Anfertigung sehr viele Arbeit, allein hinsichtlich ihrer Festigkeit leisten sie sehr Befriedigendes.

Eine hohe Dampfspannung ist für die Benützung des Dampfes zum Betrieb der Lokomotive eine absolute Nothwendigkeit. Eine Lokomotive muss innerhalb eines äusserst eingeschränkten Raumes eine ungemein grosse Wirkung zu entwickeln vermögen, alle Dimensionen, und insbesondere die Abmessungen der Dampfmaschinen müssen auf das kleinste Maass zurückgeführt werden. Diess ist aber nur durch eine grosse Kolbengeschwindigkeit und durch eine hohe Dampfspannung möglich. Aber auch die für den Brennstoffverbrauch vortheilhafte Verwendung des Dampfes fordert eine hohe Dampfspannung. Das Condensationsprinzip ist in einer vollkommenen Weise nicht anwendbar, weil dazu eine zu grosse Quantität kaltes Wasser erforderlich wäre, auch kann der Dampf nicht condensirt werden, weil durch sein heftiges Ausströmen aus dem Blasrohr die Anfachung des Feuers bewirkt werden muss. Die vor dem Kolben herrschende Spannung beträgt deshalb immer wenigstens $\frac{5}{4}$ Atmosphären, und da eine günstige Wirkung des Dampfes nur erzielt werden kann, wenn seine Spannung im Verhältniss zu dem vor dem Kolben herrschenden Druck sehr gross ist, so ist für eine vortheilhafte Benutzung des Dampfes eine hohe Dampfspannung eine absolute Nothwendigkeit. Eine hohe Dampfspannung ist also 1) hinsichtlich der Brennstoffmenge, die die Bildung erfordert, kein praktisch merklicher Nachtheil; 2) für die solide Konstruktion des Kessels ein erschwerender Umstand, den man jedoch zu überwinden versteht; 3) für die vortheilhafte Verwendung des Dampfes eine absolute Nothwendigkeit, so lange die Feueranfachung durch den ausströmenden Dampf bewirkt werden muss. Die allgemein übliche hohe Dampfspannung von 5 Atmosphären ist also gerechtfertigt und ist auch eine zweckmässige, denn es ist kein Grund vorhanden, der eine noch höhere Dampfspannung wünschenswerth macht. Die Maschinen fallen bei 5 Atmosphären Spannung schon so klein aus, dass man für ihre Unterbringung hinreichend Raum findet,

und das Verhältniss zwischen dem Hinterdruck und Vorderdruck, nämlich: $\frac{5}{1.25} = 4$ ist bereits so günstig, dass man damit zufrieden sein kann; man würde also durch eine noch höhere Dampfspannung keinen erheblichen Vortheil erzielen, wohl aber bedeutende Schwierigkeiten für die solide Herstellung des Kessels veranlassen.

Wir wollen also für die Bestimmung der Dimensionen einer neu zu erbauenden Lokomotive die Regel annehmen, dass in den Cylindern eine Spannung von 5 Atmosphären eintreten soll, wenn die Lokomotive ihre stärkeren aber doch noch normalen Leistungen hervorbringt, das will sagen, dass die Triebräder noch nicht glitschen dürfen, wenn die Dampfspannung 5 Atmosphären beträgt. Für Berglokomotive, die sehr starke Widerstände zu überwinden haben, dürfte es jedoch zweckmässiger sein, für das Maximum der Dampfspannung 6 Atmosphären anzunehmen, und die Cylinder so zu bestimmen dass dieses Maximum eintritt, wenn die Lokomotive den grössten Widerstand überwindet, wobei die Triebräder zu glitschen beginnen.

Querschnitt und Durchmesser der Dampfcylinder.

Die Bestimmung des Cylinderquerschnittes unterliegt nun keiner Schwierigkeit. Wir nehmen an, dass die zu construirende Lokomotive mit zwei Dampfcylindern versehen werden soll, und nennen:

- o den Querschnitt eines Cylinders in Quadratmetern;
- p den Druck des Dampfes in Kilogrammen auf 1 Quadratmeter hinter dem Kolben;
- r den vor dem Kolben herrschenden mittleren Gegendruck in Kilogr. auf 1 Quadratmeter;
- v die Kolbengeschwindigkeit
- v die Fahrgeschwindigkeit } in Metern und in 1 Sekunde;
- l die Länge des Kolbenschubes;
- l₁ den Weg, welchen der Kolben bei expandirenden Maschinen zurücklegt, bis die Absperrung eintritt;
- m den Coefficienten für den schädlichen Raum, d. h. die Zahl, mit welcher das Volumen O₁, das der Kolben bei einem Schub beschreibt, multipliziert werden muss, um zu erhalten: das Volumen zwischen Deckel und Kolben, wenn derselbe am Ende eines Schubes steht, mehr das Volumen eines Dampfkanales;

$$\left. \begin{array}{l} \alpha = 0.1427 \\ \beta = 0.00004729 \\ \frac{\alpha}{\beta} = 3018 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Zahlen, durch welche das Gewicht von einem Kubikmeter Dampf} \\ \text{vermittelt des Ausdruckes } \alpha + \beta p \text{ berechnet werden kann;} \end{array}$$

w den totalen Widerstand des Trains, der durch die Kraft $2o(p-r)$ überwunden werden muss.

Diess vorausgesetzt, hat man zur Bestimmung des Cylinderquerschnittes folgende Formeln:

A. Für nicht expandirende Maschinen:

$$o = \frac{v w}{2 v (p - r)} \dots \dots \dots (12)$$

B. Für expandirende Maschinen:

$$0 = \frac{v W}{2 v \left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r \right) \right]} \dots \dots \dots (13)$$

wobei zur Abkürzung gesetzt wird:

$$k = \frac{l_1}{1} + \left(\frac{l_1}{1} + m \right) \log_{\text{nat}} \frac{1 + m l_1}{l_1 + m l} \dots \dots \dots (14)$$

Gewöhnlich ist $m = 0.05$ und dann gibt diese Formel:

für	$\frac{l_1}{1} = \frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$
	$k = 0.958$	0.846	0.685	0.568	0.535

Die Geschwindigkeit v ist gegeben. Der Widerstand muss nach der (Seite 277) aufgestellten Regel berechnet werden. Die Kolbengeschwindigkeit v ist für alle Lokomotive gleich 2.3 Meter. Die Dampfspannung in den Cylindern soll in der Regel 5 Atmosphären betragen, bei sehr starken Rampenmaschinen, so wie bei expandirenden Maschinen kann man auf 6 Atmosphären gehen.

Es ist also zu setzen:

$$p = \left\{ \begin{array}{l} 5 \times 10330 = 51650 \text{ Kilogr.} \\ \text{bis} \\ 6 \times 10330 = 61980 \text{ Kilogr.} \end{array} \right\}$$

Für den schädlichen Vorderdruck r wollen wir, um sicher zu gehen, $1 + \frac{1}{2}$ Atmosphären in Rechnung bringen; setzen also: $r = 15502$ Kilogramm.

Wie gross die Expansions $\frac{l_1}{1}$ angenommen werden soll, hängt von der Bestimmung der Lokomotive ab. Die Mehrzahl der Lokomotive wirken ohne wahre Expansion. Für gewöhnlich ist also 0 vermittelst (12) zu berechnen. Kleiner als $\frac{1}{2}$ kann man $\frac{l_1}{1}$ nicht wohl annehmen, weil sonst die Cylinder zu gross ausfallen, und die Ungleichförmigkeiten der Bewegung zu auffallend werden könnten.

Hauptabmessungen des Kessels.

Die wichtigsten Abmessungen eines Kessels sind: die Heizfläche desselben und die Grösse des Rostes. Zur Berechnung dieser Grössen dienen uns die in der Kesseltheorie gewonnenen Resultate nebst einigen Erfahrungsthasachen.

Zunächst muss der Dampfverbrauch in einer Sekunde berechnet werden. Dieser ist, wenn wir auch den Fall von expandirenden Maschinen einschliessen:

$$s = 20 v \left(\frac{l_1}{1} + m \right) (\alpha + \beta p) \dots \dots \dots (15)$$

Die Bedeutung der Zeichen ist:

- s der Dampfverbrauch in Kilogrammen in einer Sekunde;
 - p der Druck des Dampfes im Cylinder hinter dem Kolben bis zur Absperrung in Kilogrammen auf 1 Quadratmeter;
 - l die Länge des Kolbenshubes;
 - l₁ der Weg, den der Kolben zurücklegt, bis die Absperrung eintritt;
 - α = 0.1427
 - β = 0.00004729
 - $\frac{\alpha}{\beta} = 3018$
- Zahlen, durch welche das Gewicht von einem Kubikmeter Dampf vermittelt der Formel $\alpha + \beta p$ berechnet werden kann;
- m in der Regel = 0.05 der Coefficient für den schädlichen Raum;

Nennt man γ das Güteverhältniss des Kessels, d. h. das Verhältniss zwischen der Wärmemenge, die in den Kessel eindringt und der Wärmemenge, die dem Brennstoff entspricht, F die totale Heizfläche des Kessels, so ist nach (Seite 65):

für $\gamma =$	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70
$\frac{F}{s} =$	94	99	106	111	123

Aus dieser Zahlenreihe folgt, dass man annähernd hat:

$$\frac{F}{s} = 22 + 145 \gamma \dots \dots \dots (16)$$

Aus den Gleichungen (15) und (16) findet man:

$$F = (22 + 145 \gamma) 2 O v \left(\frac{l_1}{l} + m \right) (\alpha + \beta p) \dots \dots \dots (17)$$

Vermittelt dieses Ausdrucks kann man berechnen, wie gross die Heizfläche eines Kessels sein muss, wenn $O v \frac{l_1}{l} m p$ gegeben ist und ein gewisses Güteverhältniss γ gefordert wird. Aus diesem Ausdruck folgt auch:

$$\frac{F}{O} = (22 + 145 \gamma) 2 v \left(\frac{l_1}{l} + m \right) (\alpha + \beta p) \dots \dots \dots (18)$$

In der Voraussetzung, dass das Güteverhältniss γ , die Kolbengeschwindigkeit v , das Expansionsverhältniss $\frac{l_1}{l}$ (in der Regel 0.75 bis 1) und die Dampfspannung für alle zu konstruirenden Lokomotive einerlei Werth haben soll, so darf vermöge dieser Gleichung (18) das Verhältniss zwischen der totalen Heizfläche F und dem Querschnitt eines Cylinders constant genommen werden. Diess ist auch in der Wirklichkeit der Fall; nur besteht der Unterschied, dass dieses Verhältniss im Allgemeinen bei englischen Lokomotiven grösser ist, als bei französischen. Es ist nämlich thatsächlich:

bei französischen Maschinen im Mittel $\frac{F}{O} = 730$

bei englischen Maschinen im Mittel $\frac{F}{O} = 900$

Bei diesem thatsächlichen Verhältniss fällt das Güteverhältniss γ sehr ungünstig

aus, wenn die Lokomotive stark angestrengt sind. Es ist z. B. für eine stark angestrenzte nicht expandirende Lokomotive zu setzen:

$$v = 2.3 \frac{l_1}{1} = 1 \quad m = 0.05 \quad p = 5 \times 10330 \quad \alpha + \beta p = 2.58$$

demnach:

$$2v \left(\frac{l_1}{1} + m \right) (\alpha + \beta p) = 11$$

Für diese Lokomotive wird also vermöge (18)

$$\frac{F}{O} = 11 (22 + 145 p)$$

und hieraus folgt:

$$p = \frac{\frac{1}{11} \frac{F}{O} - 22}{145}$$

Für $\frac{F}{O} = 730$ wird $p = 0.32$. Für $\frac{F}{O} = 900$ wird $p = 0.41$. Die Heizkraft der Koks ist 7000 Wärmeeinheiten, und da die Lokomotivkessel mit siedendem Wasser gespeist werden, so erfordert die Bildung von 1 Kilogr. Dampf höchstens 550 Wärmeeinheiten, müsste man also, wenn $p = 1$ wäre, mit 1 Kilogr. Koks $\frac{7000}{550} = 13$ Kilogramm Dampf bilden können, man erhält also, wenn $p = 0.32$ ist, mit 1 Kilogr. Koks $13 \times 0.32 = 4.16$ und wenn $p = 0.4$ ist, $13 \times 0.4 = 5.2$ Kilogr. Dampf. Es sind also selbst die englischen Lokomotivkessel für die zu erzeugenden Dampfmenngen noch immer klein; daher wollen wir zur Bestimmung der Heizfläche folgende Regeln aufstellen:

- 1) Wenn die Kolbengeschwindigkeit einer nicht expandirenden Maschine ungefähr 2.3 Meter und die Dampfspannung ungefähr 5 Atmosphären betragen soll, soll die Heizfläche des Kessels 900 Mal so gross genommen werden, als der Querschnitt eines Dampfzylinders.
- 2) Für eine expandirende Lokomotive ist die totale Heizfläche des Kessels durch folgende Formel zu berechnen.

$$F = (22 + 145 p) 2 v O \left(\frac{l_1}{1} + m \right) (\alpha + \beta p) \dots \dots \dots (19)$$

und es ist darin zu setzen v in der Regel $= 2.3$, p in der Regel $= 6 \times 10320 = 61980$ $\frac{l_1}{1}$ wenigstens $= 0.5$ $m = 0.05$ p wenigstens 0.41 .

Zur Bestimmung der Heizfläche F_1 der Feuerbüchse, der Rostfläche R und der Summen Ω der Querschnitte aller Röhren stellen wir folgende den Thatsachen der Wirklichkeit entnommene Regeln auf.

- 3) Verhältniss $\frac{F_1}{F}$ zwischen der Heizfläche der Feuerbüchse und der totalen Heizfläche des Kessels:

$$\frac{F_1}{F} = \frac{1}{13.5} = 0.074$$

- 4) Verhältniss $\frac{R}{F}$ zwischen der Rostfläche und der totalen Heizfläche des Kessels:

$$\frac{R}{F} = \frac{1}{80} = 0.013$$

- 5) Verhältniss $\frac{\Omega}{F}$ zwischen der Summe der Querschnitte aller Röhren und der totalen Heizfläche:

$$\frac{\Omega}{F} = \frac{1}{371} = 0.00269$$

Die angemessenen Konstruktionsverhältnisse für die verschiedenen Detailabmessungen der Kessel findet man in der am Schlusse dieses Abschnittes folgenden Tabelle zusammengestellt.

Querschnitte der Oeffnung des Regulators, der Dampfkanäle an den Cylindern, der Blasrohröffnung.

Es ist der Natur der Sache angemessen, diese Querschnitte der Dampfmenge, die in einer Sekunde auf die Maschine wirkt, proportional zu machen; da aber diese Dampfmenge der Heizfläche proportional ist, so ist es eben so richtig, wenn man jene Querschnitte der Heizfläche proportional macht.

Die thatsächlichen Verhältnisse zwischen diesen Querschnitten und der Heizfläche sind folgende:

- 1) Verhältniss zwischen dem Querschnitt der Regulatoröffnung und der totalen Heizfläche:

$$\frac{1}{7000} = 0.000143$$

- 2) Verhältniss zwischen dem Querschnitt eines Dampfkanales und der totalen Heizfläche:

$$\frac{1}{7570} = 0.000132$$

- 3) Verhältniss zwischen dem Querschnitt der Mündung des Blasrohres und der totalen Heizfläche.

- a) Für den grössten Querschnitt der Mündung $\frac{1}{7800} = 0.000128$
 b) Für den kleinsten Querschnitt der Mündung $\frac{1}{36660} = 0.0000273$

Position und Belastung der Axen.

Für eine zu konstruierende Lokomotive sind die Pressungen der einzelnen Laufwerke gegen die Bahn und sind auch immer die Positionen einzelner Axen gegeben, und müssen die Positionen der übrigen Axen bestimmt werden. Wir wollen nun zeigen, wie diess bei den drei Lokomotiven, die wir als Muster aufgestellt haben, geschehen kann; dabei ist zu berücksichtigen, dass das Gewicht eines Laufwerkes (einer Axe und der daran

befestigten Räder) gefunden wird, wenn man die Belastung der Axe mit 0.36 multipliziert. Der Druck der Räder eines Laufwerkes gegen die Bahn ist demnach 1.36 Mal die Belastung der Axe. Es sei nun für unsere Personenzuglokomotive (Fig. 27) \mathfrak{P}_1 der Druck der zwei Triebräder, \mathfrak{P}_2 der Druck der 4 Laufräder des vorderen Laufwerkes gegen die Bahn, \mathcal{A}_1 der horizontale Abstand der Triebaxe von dem Schwerpunkt des auf den Federn liegenden Baues, \mathcal{A}_2 der Horizontalabstand des Mittelpunktes des vorderen vier-rädrigen Laufwerkes von jenem Schwerpunkt. Diess vorausgesetzt, sind vermöge obiger Bemerkung annähernd $\frac{\mathfrak{P}_1}{1.36}$ $\frac{\mathfrak{P}_2}{1.36}$ die Belastungen der Triebaxe und des vorderen Laufwerkes; man hat daher:

$$\frac{\mathfrak{P}_1}{1.36} \mathcal{A}_1 = \frac{\mathfrak{P}_2}{1.36} \mathcal{A}_2$$

und hieraus folgt:

$$\mathcal{A}_2 = \mathcal{A}_1 \frac{\mathfrak{P}_1}{\mathfrak{P}_2} \dots \dots \dots (20)$$

Diese Gleichung bestimmt die Position des Mittelpunktes des vorderen Laufwerkes, wenn \mathcal{A}_1 , \mathfrak{P}_1 und \mathfrak{P}_2 bekannt sind. Die Pressungen \mathfrak{P}_1 und \mathfrak{P}_2 werden jederzeit vorgeschrieben, sind also als bekannte Grössen anzusehen. Um \mathcal{A}_1 ganz genau zu bestimmen, bleibt nichts anderes übrig, als den ganzen auf den Federn liegenden Bau mit allen konstruktiven Details aufzuzeichnen, die Gewichte aller Theile zu berechnen, und dann die Position des Schwerpunktes des auf den Federn liegenden Baues nach den bekannten statischen Regeln zu berechnen. Der Horizontalabstand dieses Schwerpunktes von dem Ort, an welchem man die Triebaxe anbringen will, gibt endlich den Werth von \mathcal{A}_1 . Bei den von *Crampton* erbauten Lokomotiven ist $\mathfrak{P}_1 = 0.44 L$ und $\mathfrak{P}_2 = 0.56 L$, wobei L das Gewicht der Lokomotive mit ihrer Wasserfüllung bedeutet. Für diese Lokomotive ist also $\mathcal{A}_2 = \mathcal{A}_1 \times \frac{0.44 L}{0.56 L} = 0.786 \mathcal{A}_1$. Es wäre zu wünschen, den Druck \mathfrak{P}_1 der Triebräder gegen die Bahn möglichst gross annehmen zu können, weil von diesem Druck die Zugkraft abhängt, welche die Lokomotive, ohne zu glitschen, auszuüben im Stande ist; allein grösser als 0.44 L kann man diesen Druck nicht wohl annehmen, weil sonst der Radstand $\mathcal{A}_1 + \mathcal{A}_2$ zu gross ausfiel, dass die Drehscheiben einen ganz unverhältnissmässigen Durchmesser erhalten müssten.

Die Position des vorderen vierrädrigen Laufwerkes einer Güterlokomotive von der Konstruktion (Fig. 29) wird auf ähnliche Weise bestimmt.

Wir wollen annehmen, dass jedes der vier Triebräder und auch jedes der vier Laufräder gleich stark belastet werden sollen, denn es ist kein Grund vorhanden, eine Ungleichheit in der Belastung der einen oder der andern Räder anzunehmen.

Nennen wir \mathfrak{P} , die Summe der Pressungen der vier Triebräder gegen die Bahn, \mathfrak{P}_1 die Summe der Pressungen der vier Laufräder gegen die Bahn, \mathcal{A}_1 den Horizontalabstand des Schwerpunktes des auf den Federn liegenden Baues von einer Linie, die von den beiden Triebaxen gleich weit absteht, \mathcal{A}_2 den Horizontalabstand jenes Schwerpunktes von dem Mittelpunkt des vorderen Laufwerkes, so hat man auch hier zur Bestimmung von \mathcal{A}_2 die Gleichung:

$$\mathcal{A}_2 = \mathcal{A}_1 \frac{\mathfrak{P}_1}{\mathfrak{P}} \dots \dots \dots (21)$$

Bei den württembergischen Maschinen ist wie bei der Lokomotive von *Crampton* $\mathfrak{P}_1 = 0.44 L$ $\mathfrak{P}_2 = 0.56 L$, demnach $\mathcal{A}_2 = 0.786 \mathcal{A}_1$ und es ist auch hier nicht möglich \mathfrak{P}_1

Redtenbacher, Gesetze des Lokomotivbaues.

grösser als 0.44 L anzunehmen, weil der Radstand eine für die Konstruktion der Drehscheiben unverhältnissmässige Grösse erhielt.

Für eine Güterlokomotive mit sechs gleich grossen gekuppelten Rädern nach der (Fig. 23) dargestellten Bauart, wird die Position der Axen auf folgende Art bestimmt. Die Axe des hintersten Laufwerkes kommt ganz in die Nähe der vorderen Wand der Umhüllung der Feuerbüchse zu liegen. Die Position der vordersten Axe wird theils durch den totalen Radstand, den man hervorbringen will, theils durch die Länge der Lokomotive und den Raum, welchen die Cylinder einnehmen, bestimmt. Die Horizontalabstände dieser Axen von dem Schwerpunkt des auf den Federn liegenden Baues sind also als gegebene Grössen anzusehen, oder müssen aus der Zeichnung entnommen werden, nachdem man die Position des Schwerpunktes bestimmt hat. Es bleibt also nur noch übrig, die Position der mittleren Axe zu bestimmen. Benehmen wir uns so, wie wenn diese hinter den Schwerpunkt fiele und nennen A_2 den Horizontalabstand vom Schwerpunkt, $\mathfrak{P}_1, \mathfrak{P}_2, \mathfrak{P}_3$ die Pressungen der drei Laufwerke gegen die Bahn, so sind annähernd $\frac{\mathfrak{P}_1}{1.36}, \frac{\mathfrak{P}_2}{1.36}, \frac{\mathfrak{P}_3}{1.36}$ die Belastungen der drei Axen; man hat daher:

$$\frac{\mathfrak{P}_1}{1.36} A_1 + \frac{\mathfrak{P}_2}{1.36} A_2 = \frac{\mathfrak{P}_3}{1.36} A_3$$

oder

$$\mathfrak{P}_2 A_2 = \mathfrak{P}_3 A_3 - \mathfrak{P}_1 A_1 \dots \dots \dots (22)$$

Auch ist:

$$\mathfrak{P}_1 + \mathfrak{P}_2 + \mathfrak{P}_3 = L \dots \dots \dots (23)$$

Da bei dieser Disposition der totale Radstand $A_1 + A_2$ im Verhältniss zur Länge des ganzen Lokomotivbaues klein ausfällt, so muss man sich gegen das Nicken theils durch lange Schubstangen, theils durch eine möglichst starke Belastung der Vorder- und Hinteraxe zu schützen suchen. Man wird also diese Axen so stark belasten, als es der Durchmesser der Räder erlaubt; es ist aber kein Grund vorhanden, die Pressungen \mathfrak{P}_1 und \mathfrak{P}_2 ungleich anzunehmen. Hat man \mathfrak{P}_1 und \mathfrak{P}_3 angenommen, so bestimmt man \mathfrak{P}_2 aus (23) und dann findet man:

$$A_2 = \frac{\mathfrak{P}_3 A_3 - \mathfrak{P}_1 A_1}{\mathfrak{P}_2} \dots \dots \dots (24)$$

Fällt A_2 negativ aus, so liegt die mittlere Axe vor dem Schwerpunkt.

Es kann aber auch geschehen, dass die Position der mittleren Axe durch die Position der beiden andern Axen bereits bestimmt ist. Diess ist der Fall, wenn man, um bei einem gegebenen Radstand möglichst grosse Räder anwenden zu können, sie so nahe als möglich aneinanderstellt, so dass zwischen je zwei der aufeinander folgenden Räder nur noch ein kleiner Zwischenraum übrig bleibt. Dann sind die äussersten Axen von der mittleren gleich weit entfernt; man hat daher:

$$A_1 - A_2 = A_3 + A_2 \text{ oder } A_2 = \frac{A_1 - A_3}{2}$$

Aus dieser Gleichung in Verbindung mit (22) und (23) folgt dann:

$$\left. \begin{aligned} \mathfrak{P}_2 &= L \frac{A_1 - A_3}{A_1 + A_3} + \mathfrak{P}_1 \\ \mathfrak{P}_2 &= L \frac{2 A_2}{A_1 + A_3} - 2 \mathfrak{P}_1 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (25)$$

In diesem Falle ist also nur eine der drei Pressungen $\mathfrak{P}_1, \mathfrak{P}_2, \mathfrak{P}_3$ willkürlich, die beiden andern werden durch die Gleichungen (25) bestimmt. Sollte es sich fügen, dass $\mathcal{A}_1 = \mathcal{A}_2$ wäre, so wird $\mathfrak{P}_2 = \mathfrak{P}_1$ und $\mathfrak{P}_3 = L - 2\mathfrak{P}_1$. Ist $\mathcal{A}_1 > \mathcal{A}_2$, d. h. liegt der Schwerpunkt der hintern Axe näher, als der vordern, so wird $\mathfrak{P}_1 > \mathfrak{P}_2$, d. h. so wird der Druck auf die vorderste Axe grösser, als auf die hinterste Axe. Ist $\mathcal{A}_1 < \mathcal{A}_2$, so wird $\mathfrak{P}_1 < \mathfrak{P}_2$.

Zusammenhängung von Wagen, deren Radstände nicht gleich groß sind.

Nennt man (Fig. 42) $2\mathcal{A}$ und $2\mathcal{A}_1$ die Radstände der zusammen zu hängenden Wagen $AC = x$, $BC = x_1$, die Entfernungen des richtigen Zusammenhängungs-Punktes von den Mittelpunkten der Wagen, $x + x_1 = \delta$ die Entfernung der Mittelpunkte der Wagen wenn dieselben auf einer geraden Bahn stehen, so ist vermöge Gleichung (3) (Seite 21):

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{\delta}{2} - \frac{\mathcal{A}_1^2 - \mathcal{A}^2}{2\delta} \\ x_1 &= \frac{\delta}{2} + \frac{\mathcal{A}_1^2 - \mathcal{A}^2}{2\delta} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (26)$$

Bisweilen ist es angemessen $\mathcal{A}, \mathcal{A}_1, x_1$ anzunehmen und δ so wie x zu berechnen. Man findet:

$$\left. \begin{aligned} \delta &= x_1 + \sqrt{x_1^2 + \mathcal{A}^2 - \mathcal{A}_1^2} \\ x &= \delta - x_1 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (27)$$

Diese Regeln müssen insbesondere berücksichtigt werden, um die richtige Zusammenhängung des Tenders mit der Lokomotive zu finden.

Die Federwerke.

Die Schienen eines Federwerkes sollen im belasteten Zustand desselben vollständig übereinstimmende Krümmungen haben, so zwar, dass jede Schiene von den benachbarten Schienen der ganzen Ausdehnung nach berührt wird; auch sollen alle Schienen in der Mitte, wo sie am stärksten in Anspruch genommen sind, gleich stark in Anspruch genommen sein, so dass die Wahrscheinlichkeit eines Bruches für alle Schienen des Federwerkes gleich gross ist.

Federwerke, welche diese Eigenschaften haben, erhält man, wenn man sich an folgende Regeln hält. Es sei (Fig. 71):

- 2 l, die ganze Länge des Federwerkes, oder die Länge der längsten Schiene;
- 2 P, die Belastung des Federwerkes;
- δ, die Metalldicke jeder Schiene des Federwerkes, die nothwendig für alle Schienen gleich sein muss, wenn das Federwerk die Eigenschaften besitzen soll, welche wir von demselben fordern;
- n die Anzahl der Schienen des Federwerkes;
- z den Modulus der Elastizität des Materials der Schienen;
- 3, die Intensität der Spannung, oder die auf die Flächeneinheit bezogene Spannung,

- welche in jeder Schiene in der Mitte des Federwerkes eintreten darf, wenn dieselbe mit $2P_1$ belastet ist;
- b die Breite jeder Schiene des Federwerkes;
 - γ eine Zahl, die gleich oder grösser als Eins und selbst unendlich gross genommen werden kann;
 - $2l_k$ die Länge der k^{ten} Schiene des Federwerkes von der längsten Schiene nach der kürzesten hin gezählt. Für die längste Schiene ist $k=1$, für die kürzeste $k=n$;
 - R der Halbmesser, nach welchem im unbelasteten Zustand des Federwerkes die längste Schiene gekrümmt ist. Wir nehmen an, dass auch im unbelasteten Zustand alle Schienen so aufeinander passen, dass jede von den benachbarten der ganzen Ausdehnung nach berührt wird.
 - l_1 die Entfernung des Mittelpunktes der längsten Schiene von den Verbindungslinien der Endpunkte dieser Schiene im unbelasteten Zustand des Federwerkes;
 - f die Senkung des Federwerkes durch die Belastung oder die durch die Belastung $2P_1$ entstehende Aenderung des Abstandes f .
- Dies vorausgesetzt, erhält man Federwerke, welche die oben verlangten Eigenschaften besitzen, wenn man folgenden Gleichungen genügt:

$$\left. \begin{aligned} f &= \frac{3_1 l_1^2}{e \delta_1} \left(1 - \frac{1}{3\gamma}\right) \\ P_1 l_1 &= \frac{n 3_1 b \delta_1^2}{6} \\ l_k &= l_1 \frac{1 - \frac{k-1}{n}}{1 - \frac{k-1}{n} \frac{1}{\gamma}} \\ R &= \frac{l_1^2}{2 f_1} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (28)$$

Setzt man die innerhalb 1 und ∞ willkürliche Grösse γ gleich 1, so wird $l_k = l_1$, d. h. man erhält ein Federwerk mit durchaus gleich langen Schienen. Setzt man $\gamma = \infty$, so erhält man ein Federwerk, in welchem die Längenunterschiede je zweier unmittelbar aufeinander folgenden Schienen gleich gross sind, und dieses Federwerk besitzt die Eigenschaften, dass es im belasteten Zustand überall gleich stark in Anspruch genommen ist, demnach eine Körpermasse von gleicher statischer Festigkeit bildet. Wir wollen ein solches Federwerk ein Trapez-Federwerk nennen, weil seine Grundform, wenn die Schienen im ungebogenen Zustand aufeinander gelegt werden, ein Trapez bildet.

Setzt man zu den Gleichungen $\gamma = \infty$, so erhält man zur Bestimmung eines Trapez-Federwerkes folgende Gleichungen:

$$\left. \begin{aligned} \delta_1 &= \frac{3_1 l_1^2}{e f} \\ n &= \frac{6 P_1 l_1}{3_1 l \delta_1^2} \\ R &= \frac{l_1^2}{2 f_1} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (29)$$

Die erste derselben gibt die Dicke jeder Schiene, die zweite die Anzahl der Schienen, die dritte den Krümmungshalbmesser, der dem unbelasteten Zustand entspricht. Nehmen wir den Centimeter als Längeneinheit, den Quadratcentimeter als Flächeneinheit und drücken die Belastungen $2P$, in Kilogrammen aus, so ist nach den (Seite 215) angegebenen Erläuterungen in diese Formeln zu setzen:

- Modulus der Elastizität des Federstabes $\epsilon = 2000000$
- Senkung der Federenden durch die Belastung $f = 5$ Centimeter
- Intensität der Spannung per 1 Quadratcentimeter $\mathfrak{S} = 4400$
- Pfeilhöhe der unbelasteten Feder $l_1 = 10$

Trapez-Federwerke von gleicher Festigkeit, deren Schienen eine constante Dicke und eine constante Breite haben.

Die Lokomotivfedern haben alle fast einerlei Länge und Breite. Die erstere beträgt im Mittel $2l = 96$ Centimeter, die letztere $b = 9$ Centimeter.

Setzen wir in die Gleichungen (29):

$$\epsilon = 2000000 \quad f = 5 \quad \mathfrak{S} = 4400 \quad \frac{f_1}{f} = 2 \quad l_1 = 48 \quad b = 9$$

so finden wir:

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= 1 \text{ Centimeter.} \\ R &= 115 \text{ " } \\ P_1 &= 137 n \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (30)$$

für $n = 10 \quad 11 \quad 12 \quad 13 \quad 14 \quad 15 \quad 16 \quad 17 \quad 18 \quad 19 \quad 20$

wird $P_1 = 1370 \quad 1507 \quad 1644 \quad 1781 \quad 1918 \quad 2055 \quad 2192 \quad 2329 \quad 2466 \quad 2603 \quad 2740$

Diese Regeln für die Construction der Federwerke erleichtert die Anfertigung derselben im Grossen, weil die Schienen eine gleiche Dicke und Breite haben.

Die Endstücke der Schienen sind nach kubischen Parabeln zuspitzen.

Geometrisch ähnliche Trapez-Federwerke von gleicher Festigkeit.

Man kann auch von der Voraussetzung ausgehen, dass die Hauptdimensionen Länge $2l$, Breite b und Höhe $n d_1$ des Federwerkes in einem constanten Verhältniss zu einander stehen sollen. Diese Annahme ist insbesondere für sehr starke Federwerke eine angemessene. Setzen wir:

$$\epsilon = 2000000 \quad \mathfrak{S} = 4400 \quad f = 5 \quad f_1 = 10 \quad \frac{b}{l_1} = 0.2 \quad \frac{n d_1}{l_1} = 0.335$$

so folgt aus den Gleichungen (29):

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= \frac{762}{n} \\ d_1 &= \frac{254}{n^2} \\ P_1 &= \frac{9462346}{n^3} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (31)$$

Diese Formeln geben folgende numerische Resultate:

n	P_1	l_1	δ_1	b	$n \delta_1$
10	9462	76	2.54	15.24	25.4
11	7109	69	2.10	13.84	23.1
12	5476	64	1.76	14.70	21.1
13	4307	59	1.50	11.72	19.5
14	3447	54	1.29	10.88	18.1
15	2804	51	1.12	10.16	16.8
16	2310	48	1.00	9.52	16.0
17	1925	45	0.88	8.96	15.0
18	1794	42	0.78	8.46	14.0
19	1379	40	0.70	8.02	13.3
20	1182	38	0.63	7.62	12.6

Die Enden der Schienen sind nach kubischen Parabeln zuzuspitzen.

Hyperbel-Federwerke.

Bei allen Federwerken, welche die Gleichungen (28) liefern, wenn man γ weder gleich Eins, noch gleich unendlich setzt, sind die Endstücken der Schienen von ungleicher Länge, und wenn man die Schienen im ungebogenen Zustand aufeinander schichtet, so liegen die Endpunkte in zwei congruenten in der Mitte sich durchschneidenden Hyperbeln.

Setzen wir in die Gleichungen (28):

$$\varepsilon = 2000000 \quad \mathfrak{S}_1 = 4400 \quad f = 5 \quad l_1 = 48 \quad b = 9 \quad f_1 = 10 \quad \gamma = \frac{3}{2}$$

so findet man:

$$\delta_1 = 0.788 \text{ Centimeter.}$$

$$P_1 = 85.4 n \text{ Kilogr.}$$

$$R = 115 \text{ Centimeter.}$$

$$l_k = 48 \frac{3n + 3 - 3k}{3n + 2 - 2k}$$

Die folgende Tabelle enthält die Resultate, welche diese Formeln liefern.
Die Endstücke der Schienen sollen nach kubischen Parabeln zugespitzt werden.

Anzahl der Schienen n.	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
P, halbe Belastung des Federwerks.	854	939	1025	1110	1195	1281	1366	1451	1537	1623	1708
Halbe Länge der Schienen der Federwerke in Centimetern.											
l ₁	48	48	48	48	48	48	48	48	48	48	48
l ₂	46.3	46.4	46.4	46.7	46.8	46.9	46.9	47.0	47.0	47.1	47.1
l ₃	44.3	44.7	45.0	45.2	45.5	45.6	45.8	45.9	46.1	46.2	46.2
l ₄	42.0	42.5	43.2	43.6	44.0	44.3	44.5	44.8	45.0	45.2	45.3
l ₅	39.2	40.3	41.1	41.8	42.3	42.8	43.2	43.5	43.8	44.1	44.3
l ₆	36.0	37.5	38.8	39.7	40.5	41.1	41.7	42.1	42.5	42.9	43.2
l ₇	32.0	32.8	36.0	37.3	38.4	39.2	40.0	40.6	41.1	41.6	42.0
l ₈	27.0	30.3	32.7	34.5	36.0	36.3	38.1	38.9	39.6	40.2	40.7
l ₉	20.6	25.4	28.8	31.3	33.2	34.7	35.0	37.9	37.8	38.6	39.2
l ₁₀	12.0	19.2	24.0	27.4	30.0	32.0	33.6	34.9	36.0	36.9	37.7
l ₁₁		11.0	18.0	22.7	26.1	28.8	30.8	32.5	33.8	35.0	36.0
l ₁₂			10.3	16.3	21.6	25.0	27.7	29.8	31.5	32.9	34.1
l ₁₃				9.6	16.0	20.6	24.0	26.6	28.8	30.5	32.0
l ₁₄					9.0	15.1	19.6	23.0	25.7	27.8	29.6
l ₁₅						8.5	14.4	18.8	22.1	24.8	27.0
l ₁₆							8.0	13.7	18.0	21.3	24.0
l ₁₇								7.6	13.1	17.2	20.5
l ₁₈									7.2	12.5	16.7
l ₁₉										6.8	12.0
l ₂₀											6.5

Äußere Axenzapfen für Lauf- und Triebachsen.

Die Zapfen der Wagenachsen und Lokomotivachsen erhalten Dimensionen, die eine genügende Festigkeit, und auch gegen das Abnützen und Warmlaufen hinreichenden Schutz gewähren, wenn man sie nach den (Seite 231) aufgestellten Formeln

$$\left. \begin{aligned}
 l &= \frac{0.001 Q (17 + n d)}{d} \\
 Q &= \frac{243}{\sqrt{17 + n d}} d^2
 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (32)$$

berechnet. In diesen Formeln bedeutet Q die Belastung des Zapfens in Kilogr., n die Anzahl der Umdrehungen des Zapfens in 1 Sekunde, d den Durchmesser des Zapfens in Centimetern, l die Länge des Zapfens in Centimetern. Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle zusammengestellt. In den Feldern, welche

zwei Zahlen enthalten, bedeuten die oberen Zahlen die Zapfenbelastungen in Kilogr., die unteren Zahlen die Zapfenlängen in Centimetern.

Für einen Wagenzapfen, der in einer Sekunde sechs Umdrehungen macht und mit 1929 Kilogr. belastet ist, gibt die Tabelle einen Durchmesser von 8 und eine Länge von 15·7 Centimetern.

Für einen Lokomotivaxen-Zapfen, der in einer Sekunde drei Umdrehungen macht und mit 2969 Kilogr. belastet ist, gibt die Tabelle einen Durchmesser von 9 Centimetern und eine Länge von 14·5 Centimetern.

Axen-Zapfen von Schmiedeeisen.

Durchmesser in Centimeter.	Belastung der Zapfen in Kilogrammen.		und		Länge der Zapfen in Centimeter.		
	Umdrehungen des Zapfens in einer Sekunde.						
	0	1	2	3	4	5	6
2	284	269	256	244	234	225	218
	2	2·5	2·68	2·8	2·9	3·0	3·16
3	530	489	456	428	407	386	369
	3	3·3	3·5	3·7	3·9	4·1	4·2
4	895	805	737	685	642	606	576
	4	4·2	4·6	4·9	5·3	5·6	5·9
5	1474	1295	1170	1073	1000	937	886
	5	5·7	6·3	6·8	7·4	7·9	8·3
6	2113	1826	1626	1477	1367	1275	1201
	6	7·0	7·8	8·6	9·3	10·0	10·6
7	2880	2435	2141	1933	1774	1651	1550
	7	8·3	9·5	10·5	11·4	12·3	13·0
8	3774	3104	2709	2430	2221	2059	1929
	8	9·7	11·1	12·5	13·6	14·6	15·7
9	4777	3859	3330	2969	2703	2501	2337
	9	11·1	13·0	14·5	15·9	17·2	18·4
10	5898	4681	3996	3542	3218	2970	2770
	10	12·6	14·8	16·6	18·3	19·9	21·3
11	7136	5558	4711	4158	3765	3467	3227
	11	14·1	16·7	18·6	20·8	22·6	24·3
12	8493	6504	5467	4806	4341	3990	3710
	12	15·7	18·8	21·2	23·5	25·6	27·5
13	9967	7494	6260	5490	4941	4507	4212
	13	17·3	20·7	23·6	26·2	28·0	30·8
14	11560	8566	7098	6201	5577	5110	4739
	14	18·9	22·8	28·1	29·0	31·8	34·1
15	13272	9659	8116	6947	6234	5701	5287
	15	20·6	25·4	28·7	31·9	35·0	37·7
16	15098	10837	8744	7718	6866	6312	5852
	16	22·3	26·7	31·3	34·7	38·2	41·3

Kurbelzapfen von Stahl.

Die Kurbelzapfen, welche in die Naben der Triebräder eingesetzt werden, können, damit sie möglichst schwache Dimensionen erhalten, von Stahl gemacht werden. Zur Bestimmung ihrer Durchmesser d und Länge l hat man die Formel:

$$d = l = 0.09 \sqrt{Q}$$

wobei Q den Druck in Kilogrammen bedeutet, der gegen den Zapfen ausgeübt wird. Die Raumverhältnisse gestatten es in der Regel nicht, derlei Zapfen länger als den Durchmesser zu machen.

Stärke der Axen.

A) Axe eines Laufwerkes für einen Wagen oder für eine Lokomotive mit äusseren Zapfen (Fig. 62).

Nennt man Q die Belastung des Zapfens in Kilogr., l den Abstand vom Mittel des Zapfens bis zum Mittel des Rades, d den Durchmesser des äusseren Zapfens, d_1 den Durchmesser der Axe in ihrer Mitte, d_2 den Durchmesser der Axe in der Nähe der Nabe, l_1 die Länge des äusseren Zapfens, so ist zu nehmen:

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= d \sqrt{\frac{2l_1}{l}} \\ d_2 &= 1.1 d_1 \end{aligned} \right\} \text{Centimeter,}$$

wobei d und l aus der Tabelle (Seite 304) zu nehmen ist.

B) Laufaxe oder Triebaxe einer Lokomotive mit äusseren Cylindern und inneren Rahmen (Fig. 63).

Nennt man Q die Belastung in Kilogr. eines Axenhalses, d den Durchmesser, l die Länge des Halses, d_1 den Durchmesser der Axe in der Mitte, l_1 den Abstand vom Mittel des Halses bis zum Mittel des Rades, so hat man:

$$d = d_1 = l = 0.32 \sqrt[3]{Q l_1}$$

C) Triebaxe mit inneren Kurbeln für Maschinen mit innen liegenden Cylindern und mit inneren Rahmen. (Fig. 64)

Nennt man Q die Belastung eines Axenhalses, P den Druck gegen einen Kurbelzapfen, l den Abstand vom Mittel eines Axenhalses bis zum Mittel eines Rades, l_1 den Abstand vom Mittel eines Axenhalses bis zum Mittel der nebenan befindlichen Kurbel, d den Durchmesser eines Kurbelzapfens, d_1 den Durchmesser der Axe in der Mitte, r den Kurbelhalbmesser, so hat man zunächst:

$$d = d_1 = 0.32 \sqrt[3]{Q l_1} \sqrt[3]{1 + \left(\frac{P l_1}{Q l}\right)^2}$$

Um den Durchmesser des Axenhalses zu finden, berechne man die Werthe der zwei Ausdrücke:

$$0.32 \sqrt[3]{Q_1} \text{ und } 0.335 \sqrt[3]{P r}$$

und nehme den Durchmesser des Axenhalses gleich dem grösseren dieser zwei Werthe.

Balanzirungsgewichte, welche das Bucken und Schlingern verhindern.

Die störenden Bewegungen, welche durch die hin- und hergehenden Massen verursacht werden, können durch rotirende Massen vollständig aufgehoben werden. Die Gewichte und Positionen dieser Massen werden auf folgende Weise bestimmt.

Nennt man:

- s die Summe der Gewichte eines Kolbens, einer Kolbenstange und einer Schubstange;
 - r den Halbmesser einer Triebkurbel;
 - q das Gewicht der Theile, welche eine Triebkurbel bilden;
 - e den Abstand des Schwerpunktes von q vom Mittel der Triebabse;
 - s_1 das Gewicht der auf einer Seite der Maschine befindlichen Kupplungsstangen. Für eine Maschine mit nicht gekuppelten Rädern ist $s_1 = 0$ zu setzen;
 - r_1 den Halbmesser einer Kupplungskurbel; hat die Maschine äussere Cylinder und gekuppelte Räder, so ist $r_1 = r$;
 - q_1 die Summe der Gewichte aller an einer Seite der Lokomotive befindlichen Kupplungskurbeln. Werden die Kupplungskurbeln durch Zapfen gebildet, die in die Naben der Räder gesteckt werden, so sind für q_1 nur die Gewichte der über die Naben hervorragenden Theile in Rechnung zu bringen. Hat die Maschine äussere Cylinder und gekuppelte Räder, so ist $q_1 = 0$ zu setzen;
 - e_1 den Abstand des Schwerpunktes einer Kupplungskurbel vom Mittel einer Axe;
 - Q die Summe der Gewichte der Balanzirungs-Massen, mit welchen die an einer Seite der Lokomotive befindlichen Räder versehen werden müssen.
 - e_2 den Abstand des Schwerpunktes eines Balanzirungsgewichts vom Mittel der Axe;
 - γ den Winkel, durch welchen die Positionen der Balanzirungsgewichte auf folgende Weise bestimmt werden. Es sei (Fig. 44) O die Axe, an welcher sich die Triebkurbeln befinden, $O b$ die Triebkurbel der vordern (äusseren oder innen liegenden) Maschine, $O c$ die Triebkurbel der hinteren Maschine, Wir benehmen uns zunächst so, wie wenn der Schwerpunkt der Balanzirungsgewichte in den Quadranten $x O y$ fielen, der durch die Verlängerung der Richtungen der Triebkurbeln gebildet wird; und nehmen an, A sei die Position des Schwerpunktes des Balanzirungsgewichtes am vordern Rad, B die Position des Schwerpunktes des Balanzirungsgewichtes am hintern Rad. Dann ist Winkel $A O x =$ Winkel $B O y = \gamma$.
- Ist einmal der Winkel γ (der nach Umständen jeden beliebigen zwischen 0 und 360° liegenden Werth haben kann) bekannt, so findet man die Richtungen der Radien $O A$ und $O B$, in welchen die Schwerpunkte der Balanzirungsgewichte liegen sollen, wenn man γ einmal von $O x$ ausgehend nach der rechten Drehungsrichtung und dann von $O y$ ausgehend nach der linken Drehungsrichtung aufträgt.
- Wir nennen ferner noch:
- $2 e$ die Entfernung der Axen der Cylinder der Maschinen;
 - $2 e_3$ die Entfernung der Mittelpunkte der an einer Axe befindlichen Räder;
 - $2 e_1$ den Abstand der Kupplungsstange an der vordern Seite der Lokomotive von der Kupplungsstange an der hintern Seite der Lokomotive.

Diess vorausgesetzt hat man zur Bestimmung von Q und γ folgende Regeln:

A) Lokomotive mit nur zwei Triebrädern und mit innen oder aussen liegenden Cylindern.

In diesem Falle ist:

$$Q = \frac{S_r + q_e}{e_2} \sqrt{\frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{e}{e_2} \right)^2 \right]}$$

$$\sin. \gamma = \frac{q_e + S_r}{2 e_2 Q} \left(1 - \frac{e}{e_2} \right)$$

$$\cos. \gamma = \frac{q_e + S_r}{2 e_2 Q} \left(1 + \frac{e}{e_2} \right)$$

Wenn die Cylinder innen liegen ist $\frac{e}{e_2} < 1$, wird also sowohl $\sin. \gamma$, als auch $\cos. \gamma$ positiv, kommen also die Balanzierungsgewichte so zu liegen, wie (Fig. 49_a) zeigt.

Wenn die Cylinder aussen liegen ist $\frac{e}{e_2} > 1$; wird also $\sin. \gamma$ negativ, $\cos. \gamma$ positiv, kommen also die Balanzierungsgewichte so zu liegen, wie (Fig. 50_b) zeigt.

B) Lokomotive mit aussen liegenden Cylindern und mit gekuppelten Rädern.

In diesem Falle wird:

$$Q = \frac{S_r}{e_2} \sqrt{\left\{ \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{e}{e_2} \right)^2 \right] + \left(1 + \frac{e e_1}{e_2^2} \right) \frac{q_1 e_1 + S_1 r}{S_r} + \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{e_1}{e_2} \right)^2 \right] \left(\frac{q_1 e_1 + S_1 r}{S_r} \right)^2 \right\}}$$

$$\sin. \gamma = \frac{1}{2 e_2 Q} \left[S_r \left(1 - \frac{e}{e_2} \right) + (q_1 e_1 + S_1 r) \left(1 - \frac{e_1}{e_2} \right) \right]$$

$$\cos. \gamma = \frac{1}{2 e_2 Q} \left[S_r \left(1 + \frac{e}{e_2} \right) + (q_1 e_1 + S_1 r) \left(1 + \frac{e_1}{e_2} \right) \right]$$

In diesem Falle ist $e > e_1 > e_2$, wird also $\sin. \gamma$ negativ, $\cos. \gamma$ positiv, fällt also γ in den vierten Quadranten, kommen die Gewichte so zu liegen, wie (Fig. 50_b) zeigt.

C) Lokomotiven mit innen liegenden Cylindern, mit gekuppelten Rädern.

In diesem Falle hat man:

$$Q = \frac{q_e + S_r}{e_2} \sqrt{\left\{ \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{e}{e_2} \right)^2 \right] \pm \left(1 + \frac{e e_1}{e_2^2} \right) \frac{q_1 e_1 + S_1 r_1}{q_e + S_r} + \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{e_1}{e_2} \right)^2 \right] \left(\frac{q_1 e_1 + S_1 r_1}{q_e + S_r} \right)^2 \right\}}$$

$$\sin. \gamma = \frac{1}{2 e_2 Q} \left[(q_e + S_r) \left(1 - \frac{e}{e_2} \right) \pm (q_1 e_1 + S_1 r_1) \left(1 - \frac{e_1}{e_2} \right) \right]$$

$$\cos. \gamma = \frac{1}{2 e_2 Q} \left[(q_e + S_r) \left(1 + \frac{e}{e_2} \right) \pm (q_1 e_1 + S_1 r_1) \left(1 + \frac{e_1}{e_2} \right) \right]$$

Von den Doppelzeichen sind die oberen, nämlich $+$ zu nehmen, wenn die äusseren Kupplungskurbeln den inneren Triebkurbeln parallel sind und die unteren, nämlich $-$, wenn die äusseren Kupplungskurbeln den inneren Triebkurbeln diametral gegenüber stehen. Das letztere soll jederzeit der Fall sein, damit die Balanzierungs-Gewichte nicht

zu gross ausfallen. Die Fig. (49), (50) zeigen die Positionen der Balanzirungsgewichte in folgenden 4 Fällen:

Wenn	sin. γ	und	cos. γ	gilt	(Fig.)
	+		+		49a
	+		-		49b
	-		-		50a
	-		+		50b

Der in diesen vier Figuren angegebene jederzeit spitze Winkel γ , ist derjenige, dessen Sinus und Cosinus gleich sind dem numerischen Werthe von sin. γ und cos. γ .

Metallstärke cylindrischer Gefäße.

Nennt man:

- D den inneren Durchmesser des Cylinders } Centimeter;
 δ die Wanddicke desselben }
 n die Anzahl der Atmosphären, welche dem im Innern des Cylinders herrschenden Druck entspricht;
 n_1 die Anzahl der Atmosphären, welche dem ausserhalb des Cylinders herrschenden Druck entspricht;
 \mathfrak{A} die auf einen Quadratcentimeter bezogene Spannung des Materials an der innern Fläche der Wand;

so ist:

$$\mathfrak{A} = \frac{n + (n - 2n_1) \left(\frac{2\delta}{D} + 1 \right)^2}{\left(\frac{2\delta}{D} + 1 \right)^2 - 1} \quad \left. \vphantom{\mathfrak{A}} \right\}$$

$$\delta = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{\mathfrak{A} + n}{\mathfrak{A} + 2n_1 - n}} - 1 \right]$$

Diese Formeln sind genau und gelten für jeden im Innern herrschenden Spannungsgrad. Für nicht zu starke innere Spannungen hat man annähernd:

$$\mathfrak{A} = \frac{D}{2\delta} (n - n_1) + n - 2n_1 \quad \left. \vphantom{\mathfrak{A}} \right\}$$

$$\delta = \frac{D}{2} \frac{n - n_1}{\mathfrak{A} + 2n_1 - n}$$

Metallstärke cylindrischer Dampfkessel.

Nennt man:

- D den innern Durchmesser eines cylindrischen Dampfkessels } Centimeter;
 δ die Metalldicke der Kesselwand }

n die Anzahl der Atmosphären, welche der innern Dampfspannung entspricht, so hat man zur Bestimmung von δ folgende Formel:

$$\delta = D \frac{1.315 + 0.495 n}{363 - n}$$

Diese Formel gibt:

für	$n =$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\frac{\delta}{D} =$											
		0.0050	0.0064	0.0077	0.0092	0.0106	0.0120	0.0134	0.0149	0.0163	0.0177

Metallstärke kugelförmiger Gefäße.

Nennt man:

- D den innern Durchmesser eines kugelförmigen Gefäßes } Centimeter;
 δ die Wanddicke desselben }
 n die Anzahl der Atmosphären, welche dem im Innern herrschenden Druck entspricht;
 n_1 die Anzahl der Atmosphären, welche dem äusseren Druck entspricht;
 \mathfrak{A} die auf einen Quadratcentimeter bezogene Spannung im Material an der innern Fläche der Gefäßwand;

so ist:

$$\mathfrak{A} = \frac{2n + (n - 3n_1) \left(\frac{2\delta}{D} + 1 \right)^2}{2 \left[\left(\frac{2\delta}{D} + 1 \right)^3 - 1 \right]}$$

$$\delta = \frac{D}{2} \left[\sqrt[3]{\frac{2(\mathfrak{A} + n)}{2\mathfrak{A} + 3n_1 - n}} - 1 \right]$$

Diese Formeln sind genau und gelten für jede Spannung im Innern;
 Ist die innere Spannung nicht sehr gross, so hat man annähernd:

$$\mathfrak{A} = \frac{D}{4\delta} (n - n_1) + \frac{1}{2} (n - 3n_1)$$

$$\delta = \frac{D}{2} \frac{n - n_1}{2\mathfrak{A} + 3n_1 - n}$$

Metallstärke kugelförmiger Theile der Dampfkessel.

Nennt man:

- D den innern Durchmesser } in Centimetern;
 δ die Metalldicke der Wand }
 n die Anzahl der Atmosphären, welche der innern Spannung entspricht; so ist:

$$\delta = D \frac{3.125 + 0.495 n}{725 - n}$$

Diese Formel gibt:

für n =	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Atmosphären
$\frac{\delta}{D}$ =	0.0050	0.0057	0.0064	0.0071	0.0077	0.0085	0.0092	0.0098	0.0105	0.0113	

Der Feuer- und der Wasserkasten eines Lokomotivkessels.

Stärke der Wand- und Deckbolzen.

Nennt man:

- Ω die Fläche in Quadratcentimetern eines Bolzenfeldes, welches man findet, wenn man die Fläche einer Wand durch die daran vorkommende Anzahl Bolzen dividirt;
- n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht;
- d den Durchmesser eines Bolzens in Centimetern; so hat man:

$$d = 0.07 \sqrt{(n-1)\Omega}$$

Decke des Feuerkastens.

Nennt man:

- δ die Blechdicke der Decke in Centimetern;
- e die Entfernung zweier Bolzen in Centimetern;
- n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht; so hat man:

$$e = 24 \frac{\delta}{\sqrt{n-1}}$$

Wände des Feuerkastens.

Nennt man:

- δ die Blechdicke der Wände des Feuerkastens
 - e die Entfernung der Bolzen in einer Horizontalreihe
 - e_1 " " " " " " " " Vertikalreihe
 - B die Breite
 - L die Länge
- } Centimeter;
- } des Feuerkastens;
- n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht; so ist zu nehmen:

$$e = 24 \frac{\delta}{\sqrt{n-1}}$$

$$e_1 = \sqrt{582 \frac{\delta^2}{n-1} + \frac{BL\delta}{B+L}}$$

Wände des Wasserkastens.

Nennt man:

- e die Entfernung zweier Bolzen in einer Horizontalreihe
 - e_1 " " " " " " " " Vertikalreihe
 - δ die Blechdicke der Umfangswände des Wasserkastens
 - B die Breite
 - L die Länge
- } Centimeter;
- } des Feuerkastens;
- B_1 die Breite
 - L_1 die Länge
- } des Wasserkastens;

so hat man zu nehmen:

$$e = \sqrt{582 \frac{\delta^2}{n-1} - (L_1 - L) \delta}$$

$$e_1 = \sqrt{582 \frac{\delta^2}{n-1} - \frac{B_1 L_1 \delta}{B_1 + L_1}}$$

Stärke der Deckbarren.

Nennt man:

- | | | | |
|----------|--|----------------|---------------|
| L | die Länge der Barren, i ihre Anzahl | } einer Barre; | } Centimeter; |
| b | die Dicke | | |
| h | die Höhe | | |
| B | die Breite des Feuerkastens | | |
| δ | die Metalldicke des Deckbleches | | |
| n | die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht: | | |

$$h = \frac{1}{7} L \quad \delta = \frac{1}{12} h \quad \frac{ib}{B} = 0.063 (n-1)$$

Verbindungen in einem elliptischen Kessel.

In einem Kessel, dessen Querschnitt elliptisch, müssen die Wände nach der Richtung der kleinen Axe durch Stangen, oder vermittelst einer durchbrochenen Platte zusammengehängt werden. Die Summe der Querschnitte dieser Verbindungsstangen kann auf folgende Art berechnet werden:

Nennt man:

- | | | |
|----------------|---|---------------|
| n | die halbe Grösse, b die halbe kleine Axe der Ellipse | } Centimeter; |
| δ | die Metalldicke der Kesselwand, | |
| β | die Länge des Kessels, | |
| \mathfrak{N} | die auf einen Quadratcentimeter bezogene Spannung, welche in den Verbindungsstangen eintreten darf; | |
| n | die Anzahl der Atmosphären, welche der Spannung des Dampfes entspricht; | |
| Ω | die Summe der Querschnitte aller Verbindungsstangen in Quadratcentimetern; | |
- so ist:

$$\Omega = \frac{2(n-1)(a-b)a^2 + ab(n-1)\delta^2 - b\mathfrak{N}\delta^2}{12a^2\mathfrak{N}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{1}{\pi}\right) + \frac{1}{2}b\mathfrak{N}\delta^2} \beta$$

Für \mathfrak{N} darf man den Werth 300 in Rechnung bringen. In der Regel fällt Ω sehr klein aus.

Verbindungsstangen in einem Glaskessel. (Fig. 84.)

Nennt man:

- β die Länge des Kessels;

- δ die Dicke des Kesselbleches;
 r den Halbmesser der Blasenrundung;
 b den Abstand des Scheitels der Blase von der Ebene der Verbindungsstangen;
 Ω die Summe der Querschnitte aller Verbindungsstangen; so ist zu nehmen:

$$\Omega = 2 \beta \delta \frac{b-r}{r}$$

Vernietungen. (Fig. 88.)

Nennt man:

- δ die Dicke der Bleche;
 d den Durchmesser eines Nietbolzens;
 e die Entfernung der Mittel zweier in der Reihe der Niete unmittelbar aufeinander folgenden Bolzen;
 e_1 die Entfernung eines Bolzenumfangs vom Rand des Bleches, so ist für Kesselvernietungen zu nehmen:

$$d = 2 \delta \quad e = 5.14 \delta \quad e_1 = 1.56 \delta$$

Tabelle

der

wesentlichsten Abmessungen von 18 Lokomotiven.

Aus dem Werke: Guide du mecanicien constructeur et conducteur de machines lokomotives par
Le Chatellier, E. Flachat, J. Petiet et Polonceau.

Einheiten:

Meter, Quadratmeter, Kubikmeter, Tonne à 1000 Kilogrammen.

Benennung der Bahn und Art der Lokomotive.	Versailles. Pers.-Z.-L.	Rouen. Pers.-Z.-L.	Nord. Pers.-Z.-L.	Nord. Gemischt.	Nord. Güt.-Z.-L.	Nord. Crampton.	Lyon. Pers.-Z.-L.
Name des Constructeurs.	<i>Sharp Robert.</i>	<i>Buddicom.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Werkstätte d. Gesellsch.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>
Zeit der Anfertigung.	1840.	1840.	1846.	1849.	1847.	1849.	1847.
Dampfapparat.							
<i>Feuerbüchse und Röhren.</i>							
Länge des Rostes	1,628	1,016	0,925	1,255	0,925	1,370	1,050
Breite „ „	1,018	0,087	0,914	0,915	0,914	1,018-1,040	0,900
Fläche „ „	1,046	0,084	0,845	1,148	0,845	1,4179	0,945
Höhe der untersten Röhre über dem Rost	0,530	0,512	0,680	0,680	0,680	0,560	0,697
Höhe der Decke über dem Rost	1,168	1,187	1,230	1,250	1,230	1,313	1,350
Anzahl der Röhren	162	145	125	125	125	178	145
Länge „ „	2,550	2,867	3,800	3,470	3,800	3,615	3,488
Innerer Durchmesser der Röhren	0,039	0,045	0,045	0,046	0,045	0,047	0,046
Metalldicke „ „	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
Innere Fläche aller Röhren	50,012	58,870	66,500	68,098	66,500	94,962	76,250
Heizfläche der Feuerbüchse	5,868	5,798	5,012	6,250	5,012	7,377	5,900
Totale Heizfläche des Kessels	55,880	64,668	71,512	74,348	71,512	102,339	82,150
Entfernung der Rückwand der Feuerbüchse von der Rückwand der Umhüllung	0,080	0,076	0,076	0,076	0,076	0,066	0,076-0,126
Entfernung der Seitenwände der Feuerbüchse von den Seitenwänden der Umhüllung	0,080	0,076	0,076	0,076	0,076	0,077-0,066	0,076
Innerer Durchmesser des Röhrenkessels	1,115	1,098	0,950	0,950	0,950	1,200	1,036-1,076
Länge dieses Kessels	2,434	2,743	3,685	3,355	3,685	3,550	3,410
Metalldicke dieses Kessels	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,012
„ der Umhüllung der Feuerbüchse	0,010	0,010	0,012	0,011	0,012	0,012	0,012
Metalldicke der Decke der Feuerbüchse	0,010	0,012	0,011	0,011	0,011	0,012	0,012
Metalldicke in den Seitenwänden der Feuerbüchse	0,010	0,012	0,011	0,011	0,011	0,012	0,012
Metalldicke in der Röhrenwand	0,020	0,020	0,025-0,012	0,025-0,012	0,025-0,012	0,025-0,012	0,022-0,012
Normale Kesselfüllung. Kubik-Meter							
Wasser	1,615	1,671	2,228	2,427	2,228	2,779	2,300
Dampfraum des Kessels bei normaler Wasserfüllung	1,195	1,150	1,167	1,469	1,167	0,613	0,928
Höhe des Dampfraumes im Röhrenkessel	0,350	0,260	0,170	0,170	0,170	0,245	0,206
<i>Rauchkammer</i>							
Länge im Lichten	0,634	0,670	0,665	0,665	0,849	0,675	0,623
Weite „ „	1,250	1,270	1,156	1,156	1,156	1,200	1,244
Höhe „ „	1,740	1,440	1,100	1,220	1,100	1,200	1,200
Volumen (das der Cylinder nicht mitgerechnet)	0,969	1,108	0,850	0,841	0,955	0,763	0,754

Lyon. Gemischt.	Lyon. Güt.-Z.-L.	Strassburg. Pers.-Z.-L.	Strassburg. Güt.-Z.-L.	Orleans. Güt.-Z.-L.	Orleans. Pers.-Z.-L.	Orleans Güt.-Z.-L.	Nantes Pers.-Z.-L.	Nantes. Güt.-Z.-L.	West. Gemischt.	St. Germain.
<i>E. Gouin.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Stephenson.</i>	<i>Stephenson.</i>	<i>C. Polonceau.</i>	<i>André Köchlin.</i>	<i>André Köchlin.</i>	<i>Caré.</i>	<i>E. Flachot.</i>
1849.	1850.	1847.	1850.	1845.	1843.	1849.	1847.	1847.	1848.	1849.
1,203	1,210	0,925	1,050	0,960	0,925	0,922	1,000	1,000	1,000	1,000
1,042	0,904	0,914	0,904	0,920	0,910	1,072	0,910	0,910	0,920	0,960
1,253	1,0938	0,845	0,9492	0,8832	0,851	0,9883	0,910	0,910	0,920	0,960
0,870	0,860	0,656	0,738	0,660	0,566	0,555	0,760	0,795	0,680	0,595
1,505	1,550	1,230	1,350	1,297	1,400	1,320	1,385	1,360	1,280	1,205
155	154	125	143	139	160	180	151	125	145	120
3,226	4,017	3,772	3,927	3,945	3,680	3,760	2,951	3,781	3,920	4,115
0,046	0,046	0,045	0,045	0,037	0,037	0,043	0,045	0,045	0,045	0,0475
0,002	0,002	0,002	0,002	0,0025	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,00225
77,600	92,755	69,587	82,910	63,713	63,300	90,396	65,770	70,000	80,330	73,800
7,860	7,188	5,008	5,810	5,085	5,090	6,252	6,992 (a)	6,775 (a)	5,500	5,895
85,460	99,943	74,595	88,720	68,798	68,390	96,648	72,762	76,775	85,800	79,695
0,084-0,073	0,076	0,071	0,076	0,080	0,076	0,100	0,076	0,076	0,077	0,076
0,076	0,106-0,076	0,076	0,106-0,076	0,080	0,071	0,100	0,076	0,076	0,077	0,074
1,146	1,238	0,950	1,190	1,048-0,998	0,982-0,921	1,270	1,060	0,956	1,060	1,060
3,100	3,946	3,695	3,850	3,840	3,564	3,620	2,830	3,660	3,845	4,000
0,012	0,011	0,010	0,011	0,011	0,010	0,011	0,010	0,010	0,010	0,010
0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,011	0,010
0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,011
0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,011
0,025-0,014	0,023-0,012	0,025-0,012	0,023-0,012	0,020	0,022	0,024	0,024	0,024	0,025	0,025
2,000	2,750	1,942	2,370	1,905	1,754	3,060	1,730	1,950	2,536	2,335
1,540	1,620	0,890	1,450	1,760	0,824	1,120	0,940	0,690	1,326	1,415
0,326	0,353	0,183	0,365	0,336	0,205	0,350	0,240	0,190	0,270	0,290
0,762	0,850	0,775	0,805	0,724	0,820	0,800	0,748	0,848	0,822	0,755
1,304	1,238	1,154	1,196	1,170	1,120	1,400	1,215	1,110	1,234	1,190
1,367	ronde.	1,134	ronde.	1,085	1,120	1,395	1,250	1,340	1,100	1,775
0,898	0,939	0,724	0,895	0,716	1,018	1,237	0,914	1,025	1,000	1,597

Benennung der Bahn und Art der Lokomotive.	Versailles. Pers.-Z.-L.	Rouen. Pers.-Z.-L.	Nord. Pers.-Z.-L.	Nord. Gemischt.	Nord. Güt.-Z.-L.	Nord. Crampton.	Lyon. Pers.-Z.-L.
Name des Constructeurs.	<i>Sharp Robert.</i>	<i>Buddicom.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Werkstätte d. Gesellsch.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>
Zeit der Anfertigung.	1840.	1845.	1846.	1849.	1847.	1849.	1847.
Metalldicke in der Röhrenwand	0,016	0,018	0,015	0,015	0,015	0,015	0,017
Metalldicke der Seitenwände und Decke	0,007	0,006	0,008	0,008	0,008	0,010	0,008
<i>Kamin.</i>							
Innerer Durchmesser	0,350	0,330 0,355	0,328	0,328	0,328	0,400	0,380
Blechdicke	0,003	0,004	0,006	0,006	0,006	0,003	0,003
Höhe über der Decke der Rauchkammer	1,680	1,873	1,710	1,710	1,815	1,950	1,820
<i>Pumpen.</i>							
Durchmesser der Kolben	0,045	0,0508	0,105	0,060	0,105	0,064	0,050
Kolbenshub	0,464	0,558	0,116	0,560	0,116	0,550	0,600
Volumen eines Schubes	0,00073	0,00113	0,001	0,00158	0,001	0,00176	0,001274
Durchmesser der Ventilsitze	0,038	0,050	0,052	0,045	0,052	0,060	0,050
Erhebung der Ventile	0,024	0,013	0,050	0,020	0,050	0,012	0,016
Ventilausströmungs-Querschnitt	0,00113	0,0019	0,0021	0,0018	0,0021	0,0016	0,00176
Durchmesser des Saugrohres	0,040	0,054	0,052	0,060	0,052	0,064	0,052
Durchmesser des Druckrohres	0,040	0,050	0,052	0,055	0,052	0,064	0,052
Blechdicke dieser Röhren	0,004	0,0025	0,003	0,0025	0,003	0,003	0,0025 0,003
<i>Dampfleitung.</i>							
Querschnitt der Regulatoröffnung	0,0136	0,02035	0,0120	0,0112	0,012	0,0132	0,0132
Innerer Durchmesser des Dampfrohres	0,120	0,165	0,125	0,120	0,125	0,145	0,125
Blechdicke dieses Rohres	0,004	0,004	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,003
Querschnitt „ „	0,01131	0,02138	0,01227	0,0113	0,01227	0,0163	0,01227
Durchmesser der Röhren, die in die Dampfkammern führen	0,090	0,114	0,100	0,094	0,100	0,120	0,100
Querschnitt dieser Röhren	0,0063	0,0102	0,0078	0,0069	0,0078	0,0113	0,0078
<i>Blasrohr.</i>							
Durchmesser dieses Rohres	0,100	0,152	0,125	0,120	0,125	0,160	0,140
Querschnitt „ „	0,00785	0,018145	0,01227	0,0113	0,01227	0,0209	0,01539
Grösste Ausströmungsöffnung	0,0100	0,0095	0,0106	0,018	0,0106	0,0220	0,01595
Kleinste Ausströmungsöffnung	0,0040	0,0095	0,00424	0,00424	0,0 424	0,0025	0,0031
Länge d. Leitung von d. Dampfkammer bis zur Ausströmungsöffnung	1,950	1,350	2,500	1,000	2,500	2,425	2,100
Metalldicke des Blasrohres	0,004	0,0025	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003
<i>Steuerung.</i>							
Voreilungswinkel	30°	34°	30°	30°	30°	15°	30°
Lineares Voreilen für den Eintritt	0,006	0,006	0,004	0,004	0,004	0,004	0,005
Lineares Voreilen für das Entweichen	0,027	0,035	0,026	0,026	0,026	0,032	0,028

Lyon. Gemischt.	Lyon. Güt.-Z.-L.	Strassburg. Pers.-Z.-L.	Strassburg. Güt.-Z.-L.	Orleans. Güt.-Z.-L.	Orleans. Pers.-Z.-L.	Orleans. Güt.-Z.-L.	Nantes. Pers.-Z.-L.	Nantes. Güt.-Z.-L.	West. Gemischt.	St. Germain.
<i>E. Gouin.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Stephenson.</i>	<i>Stephenson.</i>	<i>C. Polonceau.</i>	<i>André Köchlin.</i>	<i>André Köchlin.</i>	<i>Cavé.</i>	<i>E. Flachet.</i>
1849.	1850.	1847.	1850.	1845.	1843.	1849.	1847.	1847.	1848.	1849.
0,016	0,017	0,017	0,017	0,015	0,015	0,016	0,015	0,015	0,015	0,015
0,006	0,011	0,008	0,010	0,010	0,009	0,008	0,007	0,008	0,008	0,010
0,400	0,400	0,330	0,400	0,333	0,330	0,400	0,340	0,340	0,330	0,370
0,004	0,003	0,004	0,003	0,004	0,004	0,004	0,005	0,005	0,005	0,005
1,917	1,710	1,710	1,570	1,610	1,925	1,965	1,825	1,895	1,705	2,050
0,052	0,055	0,105	0,105	0,106	0,107	0,105	0,055	0,104	0,105	0,052
0,560	0,600	0,116	0,116	0,114	0,114	0,140	0,560	0,116	0,116	0,700
0,00118	0,001425	0,001004	0,001004	0,001005	0,001025	0,00121	0,00133	0,00098	0,001004	0,00148
0,048	0,050	0,052	0,052	0,061	0,060	0,060	0,060	0,070	0,045	0,062
0,012	0,013	0,012	0,012	0,018	0,020	0,010	0,016	0,016	0,012	0,018
0,00118	0,00144	0,001356	0,001356	0,00166	0,0016	0,0019	0,00159	0,00195	0,0011	0,0033
0,052	0,052	0,052	0,052	0,048	0,050	0,055	0,050	0,050	0,045	0,058
0,054	0,052	0,052	0,052	0,048	0,050	0,055	0,050	0,050	0,045	0,058
0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,003	0,003	0,0025	0,0025	-	0,003	0,0035
0,003	0,003	0,003	0,003							
0,0134	0,01308	0,01154	0,0132	0,0132	0,0125	0,0105	0,01008	0,01008	0,0132	0,0187
0,138	0,140	0,130	0,125	0,125	0,125	0,115	0,125	0,125	0,125	0,154
0,010	0,0025	0,012	0,012	0,005	0,004	0,0013	0,003	0,003	0,003	0,012
0,01327	0,015393	0,01227	0,01327	0,01224	0,01227	0,01038	0,01227	0,01227	0,01227	0,0186
0,138	0,100	0,100	0,100	0,100	0,087	0,100	0,100	0,100	0,100	0,125
0,0095	0,0078	0,0078	0,0078	0,0078	0,0059	0,0078	0,0078	0,0078	0,0078	0,0122
0,230-0,080	0,130	0,120	0,110	0,074	0,080	0,130	0,120	0,120	0,115	0,145
0,0144	0,0132	0,0113	0,0095	0,0043	0,0028	0,0126	0,0113	0,0113	0,01038	0,0165
0,01375	0,01539	0,0132	0,011309	0,0120	0,0120	0,01474	0,011875	0,011875	0,0103	0,0108
0,00472	0,00386	0,0031	0,00386	0,0023	0,0023	0,0027	0,0021	0,0021	0,0025	0,0043
1,882	1,900	2,000	1,600	1,300	1,400	2,150	2,100	1,400	1,500	1,800
0,008	0,010	0,003	0,003	0,007	0,003	0,003	0,003	0,003	0,005	0,005
33°	14°	30°	30°	30°	av. 30° 3/5 ar. 36° 3/6	21° av. 10° ar.	30°	30°	30°	36°
0,0065	0,006	0,005	0,005	R. 1 et R. 6.	R. 5 et R. 4.	0,002	0,004	0,004	0,005	0,005
0,009	0,029	0,028	0,028	0,025	0,016	0,035	0,028	0,028	0,030	0,0285

Benennung der Bahn und Art der Lokomotive.	Versailles. Pers.-Z.-L.	Rouen. Pers.-Z.-L.	Nord. Pers.-Z.-L.	Nord. Gemischt.	Nord. Güt.-Z.-L.	Nord. Crampton.	Lyon. Pers.-Z.-L.
Name des Constructeurs.	<i>Sharp Robert.</i>	<i>Buddicom.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Werkstätte d. Gesellsch.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>
Zeit der Anfertigung.	1840.	1840.	1846.	1849.	1847.	1849.	1847.
Innere Ueberdeckung	0,003	0,002	0,001	0,001	0,001	0,0068	0,001
Aeusserer Ueberdeckung	0,023	0,046	0,025	0,025	0,024	0,028	0,024
Dampf-Einströmung (Länge des Kolbenschubes = 1)	0,808	0,56-0,50	0,800	0,800	0,800	0,800	0,790
Excentricität der Scheiben	0,048	0,055	0,058	0,058	0,058	0,092	0,058
Schieberbewegung	0,115	0,110	0,116	0,116	0,116	0,184	0,116
Einströmung in die Cylinder	0,192	0,305	0,250	0,250	0,250	0,300	0,300
{ Breite	0,044	0,032	0,040	0,040	0,040	0,050	0,040
{ Höhe	0,00836	0,00976	0,010	0,010	0,010	0,015	0,012
{ Querschnitt	0,250	0,350	0,360	0,440	0,440	0,400	0,380
Länge eines Dampfkanales	0,00209	0,003828	0,0036	0,0044	0,0044	0,006	0,0045
Volumen eines Dampfkanales	0,192	0,305	0,250	0,250	0,250	0,300	0,300
Auströmungsöffnung	0,070	0,055	0,076	0,075	0,076	0,090	0,080
{ Breite	0,01344	0,016775	0,019	0,0187	0,019	0,027	0,024
{ Höhe	0,260	0,221	0,310	0,310	0,312	0,360	0,358
{ Querschnitt	0,270	0,355	0,245	0,245	0,244	0,286	0,248
Schieber	0,0702	0,0786	0,0759	0,0759	0,0761	0,1029	0,08378
Maschine.							
Entfernung der Cylindermittel	0,713	1,855	1,880	1,880	2,076	1,850	1,882
Neigungswinkel der Cylinderaxen	0°	7° 45'	0°	0°	0°	0°	0°
Durchmesser der Cylinder	0,330	0,3556	0,380	0,380	0,380	0,400	0,380
Innere Länge der Cylinder	0,600	0,686	0,692	0,720	0,742	0,682	0,732
Kolbenschub	0,460	0,535	0,560	0,560	0,610	0,550	0,600
Spielraum zwischen Deckel und Kolben	0,010	0,008-0,012	0,023	0,025	0,023	0,020	0,011-0,013
Länge der Schubstangen	1,425	1,562	1,375	1,825	1,470	2,310	1,610
Durchmesser der Kurbelzapfen	0,150	0,089	0,080	0,080	0,080	0,125	0,085
Länge der Kurbelzapfen	0,090	0,101	0,090	0,100	0,090	0,120	0,100
Rahmen und Lager.							
Entfernung der Rahmen	1,810	2,000	1,221	1,223	1,223	1,282-2,418	1,210
Höhe der Rahmen	0,240	0,216	0,200	0,200	0,200	0,220	0,200
Dicke	0,010	0,010	0,030	0,030	0,030	0,025	0,030
{ Eisen	0,070	0,080	"	"	"	"	"
{ Holz	0,880	0,950	0,955	0,955	0,955	0,950	0,980
Höhe der Buffer über den Bahnschienen	1,800	1,776	1,727	1,727	1,727	1,727	1,710
<i>Federn (belastet.)</i>							
Mittlere	0,778	0,762	0,950	0,950	0,950	0,966	0,950
{ Länge	0,100	0,088	0,090	0,090	0,090	0,100	0,090
{ Breite	0,125	0,112	0,158	0,158	0,140	0,115	0,179
{ Dicke	0,100	0,0888	0,075	0,054	0,080	0,115	0,075
{ Pfeil							

Lyon. Gemischt.	Lyon. Güt.-Z.-L.	Strassburg. Pers.-Z.-L.	Strassburg. Güt.-Z.-L.	Orleans. Güt.-Z.-L.	Orleans. Pers.-Z.-L.	Orleans. Güt.-Z.-L.	Nantes Pers.-Z.-L.	Nantes. Güt.-Z.-L.	West. Gemischt.	St. Germain.
<i>E. Gouin.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Stephenson.</i>	<i>Stephenson.</i>	<i>C. Polonceau.</i>	<i>André Köchlin.</i>	<i>André Köchlin.</i>	<i>Cavé.</i>	<i>E. Flachet.</i>
1849.	1850.	1847.	1850.	1845.	1843.	1849.	1847.	1847.	1848.	1849.
0,001	0,001	0,001	0,001	0,00425	0,0068	0,005	0,001	0,001	0,0055	0,004
0,021	0,024	0,024	0,024	0,031	0,0315	0,025	0,025	0,025	0,023	0,0275
0,770	0,780	0,790	0,790	0,750	0,760	0,700	0,800	0,800	0,820	0,701
0,260	0,230	0,250	0,250	0,349	0,320	0,180	0,400	0,400	0,250	0,185
0,065	0,074	0,058	0,058	0,052	0,057	0,070	0,058	0,058	0,058	0,055
0,103	0,115	0,116	0,116	0,116	0,114	0,100	0,116	0,116	0,116	0,110
0,305	0,310	0,250	0,250	0,254	0,2535	0,320	0,250	0,270	0,250	0,310
0,046	0,042	0,040	0,040	0,032	0,033	0,038	0,040	0,040	0,040	0,045
0,014	0,0130	0,010	0,010	0,00812	0,00835	0,012	0,010	0,0108	0,010	0,0139
0,310	0,340	0,370	0,320	0,320	0,320	0,360	0,380	0,376	0,275	0,420
0,00434	0,0044	0,0037	0,0032	0,0026	0,00267	0,0043	0,0038	0,0041	0,00275	0,00588
0,305	0,310	0,250	0,250	0,254	0,2535	0,320	0,250	0,270	0,250	0,310
0,086	0,084	0,076	0,076	0,062	0,060	0,073	0,076	0,076	0,075	0,100
0,026	0,026	0,019	0,019	0,016	0,015	0,02336	0,019	0,021	0,01875	0,031
0,365	0,370	0,314	0,314	0,313	0,3155	0,370	0,310	0,340	0,200	0,368
0,262	0,256	0,244	0,244	0,240	0,228	0,243	0,246	0,246	0,243	0,281
0,0956	0,09472	0,0766	0,0766	0,0751	0,0719	0,0899	0,076	0,0836	0,073	0,1034
0,670	0,690	1,888	0,750	0,750	0,752	1,020	1,882	1,860	0,750	2,015
5°	7°	0°	7°	7° 15'	0°	0°	0°	16°	0°	4° 35'
0,400	0,420	0,380	0,380	0,380	0,355	0,440	0,380	0,380	0,380	0,450
0,692	0,736	0,692	0,735	0,730	0,666	0,731	0,733	0,733	0,680	0,840
0,560	0,600	0,560	0,610	0,610	0,510	0,600	0,560	0,600	0,560	0,700
0,014-0,011	0, 1 -0,008	0,011-0,013	0,016-0,008	0,020	0,020	0,020	0,025	0,025	0,021	0,022
1,670	1,550	1,405	1,550	1,460	1,294	1,450	1,510	1,680	1,400	2,970
0,165	0,176	0,085	0,160	0,158	0,155	0,180	0,080	0,090	0,160	0,096
0,096	0,102	0,100	0,102	0,105	0,102	0,110	0,090	0,090	0,100	1,100
1,260	1,226	1,226	1,226	1,220	1,220	2,080	1,220	1,225	1,225	1,220
0,260-0,340	0,220	0,200	0,200	0,203	0,117	0,230	0,200	0,200	0,200	0,240
0,026	0,030	0,030	0,030	0,032	0,025	0,008	0,030	0,030	0,030	0,030
"	"	"	"	0,022	0,022	0,064	"	"	"	"
0,980	0,980	0,990	0,990	1,080	1,055	1,020	1,020	1,020	1,000	1,000
1,710	1,710	1,710	1,710	1,835	1,860	1,740	1,740	1,740	1,740	1,835
0,710	0,860	0,950	0,860	1,060	0,930	0,925	0,870	0,872	1,010	0,900
0,090	0,090	0,090	0,090	0,090	0,085	0,090	0,090	1,090	0,090	0,091
0,140	0,120	0,0758	0,103	0,162	0,152	0,108	0,166	0,158	0,190	0,165
0,060	0,045	0,075	0,045	0,064	0,050	0,082	0,075	0,079	0,025	0,050

Benennung der Bahn und Art der Lokomotive.		Versailles. Pers.-Z.-L.	Rouen. Pers.-Z.-L.	Nord. Pers.-Z.-L.	Nord. Gemischt.	Nord. Güt.-Z.-L.	Nord. Crampton.	Lyon. Pers.-Z.-L.
Name des Constructeurs.		<i>Sharp Robert.</i>	<i>Buddicom.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Werkstätte d. Gesellsch.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>
Zeit der Anfertigung.		1840.	1840.	1846.	1849.	1847.	1849.	1847.
Vordere	Länge	0,778	0,711	0,950	0,950	0,950	0,966	0,950
	Breite	0,100	0,088	0,090	0,090	0,090	0,100	0,090
	Dicke	0,118	0,102	0,174	0,174	0,158	0,150	0,179
	Pfeil	0,100	0,0285	0,080	0,083	0,076	0,172	0,070
Hintere	Länge	0,675	0,709	0,950	0,950	0,950	0,966	0,976
	Breite	0,074	0,088	0,090	0,090	0,090	0,100	0,060
	Dicke	0,070	0,088	0,142	0,132	0,158	0,150	0,190
	Pfeil	0,090	0,123	0,081	0,080	0,080	0,172	0,070
<i>Räder.</i>								
Durchmesser	Mittlräder	1,660	1,675	1,680	1,740	1,220	1,220	1,800
	Vorderräder	1,050	1,220	1,000	1,040	1,220	1,350	1,100
	Hinterräder	1,050	1,070	1,000	1,740	1,220	2,100	1,100
<i>Axen.</i>								
Mittlere Axe	Diameter d. Zapfens oder des Halses	0,102	0,152	0,160	0,160	0,160	0,180	0,165
	Länge	0,144	0,167	0,150	0,150	0,150	0,250	0,160
	Durchmesser d. Radkopfes	0,165	0,178	0,180	0,180	0,180	0,190	0,185
	Durchmesser in der Mitte	0,152	0,152	0,155	0,160	0,155	0,150	0,160
Vorderaxe	Durchmesser des Zapfens oder des Halses	0,087	0,101	0,140	0,140	0,150	0,150	0,160
	Länge	0,150	0,203	0,160	0,170	0,150	0,300	0,180
	Durchmesser d. Radkopfes	0,127	0,139	0,160	0,160	0,180	0,230	0,180
	Durchmesser in der Mitte	0,108	0,120	0,135	0,180	0,145	0,160	0,145
Hinteraxe	Durchmesser des Zapfens oder des Halses	0,087	0,088	0,140	0,160	0,150	0,180	0,160
	Länge	0,150	0,178	0,160	0,150	0,150	0,260	0,180
	Durchmesser d. Radkopfes	0,127	0,127	0,160	0,180	0,180	0,210	0,180
	Durchmesser in der Mitte	0,108	0,108	0,135	0,190	0,145	0,172	0,145
Innere Entfernung der Räder		1,360	1,365	1,355	1,355	0,355	1,355	1,360
Innere Entfernung der Bahnschienen		1,440	1,450	1,440	1,440	1,440	1,440	1,450
Radstand		3,444	3,658	3,015	4,420	2,935	4,800	4,015
Entfernung d. Vorderaxe von d. Mittelaxe		1,824	1,778	1,600	2,200	1,585	2,300	1,600
<i>Spurkränze.</i>								
Breite derselben		0,135	0,130	0,140	0,140	0,140	0,140	0,140
Mittlere Dicke		0,040	0,040	0,050	0,055	0,055	0,055	0,050
Höhe des Spurrandes		0,025	0,030	0,039-0,355	0,039	0,039	0,039	0,040
Conicität		1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20
<i>Gewichte.</i>								
Das mittlere Laufwerk		"	1,700	2,610	2,610	1,987	1,554	2,600
Das vordere Laufwerk		"	1,236	1,070	1,070	1,820	1,767	1,300
Das hintere Laufwerk		"	1,025	1,070	2,610	1,820	3,185	1,300

	Lyon. Gemischt.	Lyon. Güt.-Z.-L.	Strassburg. Pers.-Z.-L.	Strassburg. Güt.-Z.-L.	Orleans. Güt.-Z.-L.	Orleans. Pers.-Z.-L.	Orleans. Güt.-Z.-L.	Nantes. Pers.-Z.-L.	Nantes. Güt.-Z.-L.	West. Gemischt.	St. Germain.
	<i>E. Gouin.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Stephenson.</i>	<i>Stephenson.</i>	<i>C. Polonceau.</i>	<i>André Köchlin.</i>	<i>André Köchlin.</i>	<i>Cail.</i>	<i>E. Flachet.</i>
	1849.	1850.	1847.	1850.	1845.	1843.	1849.	1847.	1847.	1848.	1849.
	0,710	0,860	0,960	0,860	0,060	0,950	0,950	0,876	0,875	1,010	0,850
	0,090	0,090	0,090	0,090	0,090	0,088	0,090	0,090	0,090	0,090	0,090
	0,140	0,120	0,0758	0,108	0,156	0,135	0,144	0,150	0,158	0,180	0,150
	0,060	0,045	0,080	0,045	0,068	0,058	0,070	0,078	0,088	0,029	0,072
	1,200	0,860	0,960	0,860	0,060	0,950	0,925	0,810	0,874	1,010	0,900
	0,105	0,090	0,090	0,090	0,090	0,088	0,090	0,075	0,090	0,090	0,091
	0,170	0,120	0,174	0,108	0,165	0,150	0,120	0,125	0,158	0,190	0,165
	0,158	0,045	0,085	0,045	0,0756	0,050	0,082	0,100	0,076	0,025	0,085
	1,600	1,500	1,680	1,420	1,450	1,700	1,500	1,830	1,300	1,600	1,210
	1,600	1,500	1,000	1,420	1,450	1,102	1,100	1,000	1,300	1,100	1,210
	1,100	1,500	1,000	1,420	1,450	2,102	1,500	1,000	1,300	1,600	1,210
	0,165	0,170	0,160	0,165	0,160	0,152	0,140	0,160	0,150	0,160	0,150
	0,170	0,180	0,150	0,150	0,152	0,153	0,170	0,150	0,150	0,152	0,165
	0,186	0,180	0,180	0,180	0,177	0,177	0,176	0,180	0,180	0,178	0,165
	0,160	0,165	0,155	0,155	0,148	0,146	0,170	0,155	0,145	0,152	0,135
	0,165	0,160	0,150	0,160	0,158	0,127	0,120	0,140	0,150	1,145	0,150
	0,180	0,200	0,170	0,180	0,154	0,178	0,190	0,150	0,150	0,180	0,170
	0,186	0,180	0,170	0,180	0,176	0,147	0,161	0,160	0,180	0,160	0,165
	0,155	0,150	0,135	0,150	0,150	0,129	0,140	0,135	0,145	0,135	0,135
	0,130	0,160	0,150	0,160	0,158	0,118	0,140	0,140	0,150	0,160	0,160
	0,150	0,200	0,170	0,180	0,154	0,160	0,190	0,150	0,150	0,180	0,160
	0,150	0,180	0,170	0,180	0,177	0,146	0,176	0,160	0,180	0,178	1,185
	0,125	0,150	0,135	0,150	0,140	0,120	0,145	0,135	0,145	0,146	0,150
	1,360	1,360	1,355	1,355	0,365	1,375	1,370	1,370	1,370	1,365	1,370
	1,450	1,450	1,440	1,440	1,440-1,450	1,440-1,450	1,440-1,450	1,450	1,450	1,450	1,440
	4,230	3,435	3,015	3,350	3,330	3,338	3,125	3,610	3,200	3,440	3,220
	2,215	1,845	1,615	1,845	1,807	1,858	1,545	1,700	1,820	1,740	1,770
	0,140	0,140	0,140	0,140	0,141	0,128-0,160	0,135	0,140-0,130	0,140-0,130	0,140	0,140
	0,050	0,050	0,050	0,050	0,050	0,050	0,050	0,050	1,050	0,050	0,050
	0,030-0,040	0,040	0,040	0,040	0,050	0,025	0,033	0,035	1,035	0,038	0,035
	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20
	2,155	2,000	2,113	2,090	2,136	2,445	1,963	2,220	1,809	2,324	"
	1,880	1,676	1,080	1,811	1,712	995	1,135	1,015	1,620	1,105	"
	1,095	1,676	1,080	1,811	1,712	995	1,908	1,015	1,620	2,112	"

Redtenbacher, Gesetze des Lokomotivbaues.

Benennung der Bahn und Art der Lokomotive.	Versailles. Pers.-Z.-L.	Rouen. Pers.-Z.-L.	Nord. Pers.-Z.-L.	Nord. Gemischt.	Nord. Güt.-Z.-L.	Nord. Crampton.	Lyon. Pers.-Z.-L.
Name des Constructeurs.	<i>Sharp Robert.</i>	<i>Buddicom.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Werkstätte d. Gesellsch.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>
Zeit der Anfertigung.	1840.	1840.	1846.	1849.	1847.	1849.	1847.
Belastung der Mittelaxe bei normaler Kesselfüllung	1/20	6,300	4,800	8,412	5,113	3,337	9,312
Belastung der Vorderaxe	"	5,264	5,925	6,856	6,380	9,376	8,067
Belastung der Hinteraxe	"	1,501	6,025	2,839	5,180	8,100	2,614
Gewicht der gefüllten Maschine	"	17,026	21,500	24,397	22,300	27,319	25,213
Gewicht der leeren Maschine	"	14,851	18,886	21,710	20,072	24,197	22,600
<i>Tender.</i>							
Wassergehalt	"	4,000	5,438	5,783	5,783	6,390	6,000
Belastung mit Koks	"	1,776	1,400	1,750	1,750	1,225	1,500
Gewicht des leeren Tenders	"	5,300	7,219	7,366	7,366	9,951	11,826
Gewicht des belasteten Tenders	"	11,076	14,057	14,899	14,899	17,566	19,326

Lyon. Gemischt.	Lyon. Güt.-Z.-L.	Strassburg. Pers.-Z.-L.	Strassburg. Güt.-Z.-L.	Orleans. Güt.-Z.-L.	Orleans. Pers.-Z.-L.	Orleans. Güt.-Z.-L.	Nantes Pers.-Z.-L.	Nantes. Güt.-Z.-L.	West. Gemischt.	St. Germain.
<i>E. Gouin.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Derosne et Cail.</i>	<i>Stephenson.</i>	<i>Stephenson.</i>	<i>C. Polonceau.</i>	<i>André Köchlin.</i>	<i>André Köchlin.</i>	<i>Cavé.</i>	<i>E. Flachot.</i>
1849.	1850.	1847.	1850.	1845.	1843.	1849.	1847.	1847.	1848.	1849.
8,904	7,049	8,200	6,551	6,300	6,810	8,065	7,300	6,790	8,400	1/20
7,217	7,049	6,400	6,551	4,100	2,335	6,140	5,900	5,125	6,100	"
4,175	7,049	5,053	6,551	6,335	5,100	3,660	3,800	6,135	3,000	"
25,426	26,500	23,926	25,365	22,295	19,190	25,865	21,250	23,090	23,041	"
22,080	22,700	20,875	22,200	20,160	16,750	22,460	19,220	20,660	20,500	"
5,500	6,000	5,000	5,000	4,520	4,520	4,520	5,130	5,130	4,000	"
1,000	1,500	2,000	2,000	1,350	1,350	2,475	1,800	2,400	1,800	"
8,900	12,546	8,589	8,720	4,870	4,870	4,870	7,325	7,325	8,000	"
15,400	20,046	15,589	15,720	10,740	10,740	11,865	14,255	14,855	13,800	"

Constructions-Verhältnisse nach ausgeführten Lokomotiven.

Durch Vergleichung der in der vorhergehenden Tabelle enthaltenen Abmessungen von 18 Lokomotiven haben sich durchschnittlich die nachfolgenden Verhältnisse ergeben

Es bedeutet:

- d den Durchmesser eines Dampfzylinders;
- o den Querschnitt eines Dampfzylinders;
- F die totale Heizfläche des Kessels;
- δ den Durchmesser einer Röhre des Kessels;

Der Dampfapparat.

Länge des Rostes	= 0.114	\sqrt{F}
Breite „ „	= 0.114	\sqrt{F}
Fläche „ „	= 0.013	F
Höhe der untersten Heizröhre über dem Rost	= 0.080	\sqrt{F}
Innerer Durchmesser der Röhren	Min.	= 0.037 Meter
	gew.	= 0.045 „
Anzahl der Heizröhren	= 0.0033	$\frac{F}{\delta^2}$
Länge der Röhren	= 87	δ
Metalldicke einer Röhre	= 0.002	Meter.
Heizfläche sämtlicher Röhren	= 0.92	F
Summe der Querschnitte aller Röhren	= 0.00209	F
Heizfläche der Feuerbüchse	= 0.08	F
Totale Heizfläche des Kessels	=	F
Entfernung der Rückwand der Feuerbüchse von der Rückwand der Umhüllung im Lichten	= 0.08	Meter
Entfernung der Seitenwände der Feuerbüchse von der Seitenwänden der Umhüllung im Lichten	= 0.08	Meter
Entfernung der Bolzen, welche die Wände der Feuerbüchse mit den Wänden der Umhüllung verbinden	= 0.12	Meter
Durchmesser dieser Bolzen	= 0.02	„
Innerer Durchmesser des die Röhren umschließenden, in der Regel cylindrischen Kessels	= 0.124	\sqrt{F}
Länge dieses Kessels	= 84	δ
Metalldicke der Wand dieses Kessels	= 0.0013	\sqrt{F}

Blehdicke der äusseren Umhüllung der Feuerbüchse	= 0.0014 \sqrt{F}
Blehdicke der Decke (Kupfer) der Feuerbüchse	= 0.0014 \sqrt{F}
Blehdicke der Seitenwände und der Rückwand der Feuerbüchse (Kupfer)	= 0.0014 \sqrt{F}
Blehdicke der Röhren an der Feuerbüchse	= 0.0024 \sqrt{F}
Querschnitt der Oeffnung eines Sicherheitsventils	= 0.0001 F

Die Pumpen.

Durchmesser eines Kolbens einer Pumpe	= 0.0128 \sqrt{F}
Kolbenhut	= 0.12 Meter
Durchmesser einer Ventilöffnung . .	= 0.0058 \sqrt{F}
Durchmesser der Saug- u. Druckröhren	= 0.0058 \sqrt{F}

Dampfzuleitung und Regulator.

Grösster Querschnitt der Regulatoröffnung	= 0.00015 F
Innerer Durchmesser des Dampfzuleitungsrohres	= 0.016 \sqrt{F}
Querschnitt dieses Rohres	= 0.0002 F
Querschnitt der Röhren, durch welche der Dampf nach der Dampfkammer strömt	= 0.0001 F

Glasrohr.

Querschnitt des Glasrohrs	= 0.0002 F
Querschnitt der Mündung des Glasrohrs	Maximum = 0.00017 F Minimum = 0.0000273 F

Steuerung.

Voreilungswinkel	= 30°
Lineares Voreilen des Schiebers . .	= 0.013 d
Innere Ueberdeckung der Schieber	= 0.012 d
Aeusserer " " "	= 0.065 d
Halbmesser der Steuerungsexcentra .	= 0.15 d
Einströmungsöffnung	{ Verhältniss der Breite z. Höhe = 6.91 Querschnitt . = 0.000132 F = 0.071 O
Ausströmungsöffnung	{ Verhältniss der Breite z. Höhe = 3.65 Querschnitt . = 0.000237 F = 0.14 O

Schieber	{	Länge	= 0.03 \sqrt{F} = 0.63 d
		Breite	= 0.04 \sqrt{F} = 0.82 d
		Fläche	= 0.0012 F = 0.59 O

Cylinder und Transmission.

Querschnitt eines Cylinders bei Loko-	
motiven mit zwei Cylindern	= 0.00136 F
Durchmesser eines Dampfzylinders . .	d = 0.0416 \sqrt{F}
Länge des Kolbenschubes	= 1.57 d
Länge einer Schubstange	= 3.84 d