

Badische Landesbibliothek Karlsruhe

Digitale Sammlung der Badischen Landesbibliothek Karlsruhe

Der Maschinenbau

Redtenbacher, Ferdinand

Mannheim, 1865

Detail-Construktionen

[urn:nbn:de:bsz:31-278533](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-278533)

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

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

Detail-Constructionen.

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

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

Durch eine mässige Fahrgeschwindigkeit wird die Bahn, wird die Lokomotive und werden die Wagen geschont; wird ferner Brennstoff erspart und eine grössere Sicherheit des Verkehrs erzielt. Man darf also als Grundsatz aussprechen, dass man auf jeder Bahn mit der kleinsten Geschwindigkeit fahren soll, durch welche den Anforderungen des Verkehrs noch entsprochen werden kann. Allein diese Anforderungen wachsen in dem 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 der Züge.	Gewicht des Trains ohne Lokomotive in Tonnen.
Personen-Schnellzüge	50 bis 100
Gewöhnliche Personenzüge . .	100 „ 150
Güterzüge	150 „ 300

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

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

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

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

oder

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

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:

$$\begin{array}{r} \text{für } v = 5 \quad 6 \quad 8 \quad 10 \quad 12 \quad 14 \\ \frac{w}{L} = 140 \quad 120 \quad 96 \quad 81 \quad 71 \quad 64 \end{array}$$

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

$$w = \frac{(3.11 + 0.077 v + 1162 \sin \alpha) T + 0.0704 \left(F + \frac{1}{4} i f \right) v^2}{1 - (7.25 + 0.577 v + 1162 \sin \alpha) \frac{L}{W}} \quad (2)$$

Die Bedeutung der in dieser Formel erscheinenden Zeichen ist folgende:

- T das Gewicht in Tonnen à 1000 Kilogr. aller Wagen mit Einschluss ihrer Belastung, die von der Lokomotive fortgezogen werden sollen;
- v die Fahrgeschwindigkeit der Lokomotive in Metern und in einer Sekunde;
- α der Steigungswinkel der stärksten auf der Bahn vorkommenden Steigung;
- F die Stirnfläche der Lokomotive in Quadratmetern (gewöhnlich gleich 7 bis 8 Quadratmeter);
- f die Stirnfläche jedes von der Lokomotive fortzuziehenden Wagens in Quadratmetern; gewöhnlich ist f gleich 4 Quadratmeter;
- i die Anzahl der von der Lokomotive fortzuziehenden Wägen;
- w der totale Widerstand des Trains in Kilogrammen.

Um vermittelst dieser Formel w zu berechnen, muss man für $\frac{L}{W}$ den Werth substituieren, 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 $v = 5$ gibt zunächst die Formel (1) $\frac{W}{L} = 140$ und dann findet man aus (2) $w = 6840$; das Gewicht L der Lokomotive wird daher annähernd $\frac{6840}{140} = 49$ Tonnen.

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

$$c W = 1000 L, r \quad (3)$$

Der Reibungscoefficient r 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 Konstruktion einer Lokomotive handelt, wird es in der Regel am angemessensten sein, für f den Werth $\frac{1}{6}$ in Rechnung zu bringen.

Was den Werth von c betrifft, so haben wir (Seite 35) gefunden, dass derselbe 1.41 oder 1.11 ist. Der erstere dieser Werthe gilt für die Abfahrt; der letztere für die Fortsetzung der Fahrt. Wir haben nämlich gefunden, dass die Reibung der Triebräder auf der Bahn 1.41 Mal so gross sein soll, als der totale Widerstand des Trains, damit im Moment der Abfahrt ein Glitschen der Räder auch dann nicht eintritt, wenn sich die Kurbeln der Maschine in der für die Zugkraft ungünstigsten Stellung befinden; dass aber jenes Verhältniss c nur 1.11 zu sein braucht, damit während der Fahrt ein Glitschen der Räder nicht eintritt.

Der Berechnung einer zu konstruierenden 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 :

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

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:

$$V = \frac{590}{\frac{1000 f L_1}{c} - 22} \dots \dots \dots (5)$$

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

- a) bei Personenlokomotiven von *Stephenson* mit zwei
mittleren Triebrädern $\frac{L_1}{L} = 0.44$
- b) Personenlokomotive von *Crampton* $\frac{L_1}{L} = 0.5$

- c) Güterlokomotive nach *Norris* mit vier gekuppelten Triebrädern, eine Axe hinter der Feuerbüchse, die andere vor derselben $\frac{L_1}{L} = 0.6$
- d) Güterlokomotive mit vier gekuppelten Triebrädern, die Triebaxen zwischen der Feuerbüchse und der Rauchkammer $\frac{L_1}{L} = 0.73$
- e) Güterlokomotive, alle Räder zusammengekuppelt $\frac{L_1}{L} = 1.0$

Führen wir diese Werthe von $\frac{L_1}{L}$ in (5) ein und setzen überdies $c = 1.11$, $f = \frac{1}{6}$, 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.

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

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

Von besonderer Wichtigkeit für die Sicherheit ist die Solidität der Verbindung der einzelnen Theile. In dieser Hinsicht hat der Lokomotivbau grosse Fortschritte gemacht; man ist bemüht, die Verbindung mit Schrauben und Nieten wo nur möglich zu vermeiden und dafür molekulare Verbindungen anzuwenden. Die Grossschmiede hat so grosse Fortschritte gemacht, dass man gegenwärtig die grössten und selbst sehr complizirte Bestandtheile durch Schweissarbeit herzustellen versteht. Noch nicht vor langer Zeit wurden bei der Kesselconstruktion Verbindungen mit Nieten und Winkeleisen häufig angewendet; gegenwärtig sind die Winkeleisen bei dem Kesselbau fast gänzlich beseitigt, und werden insbesondere die Feuerbüchsen und die Wasserkasten ohne Anwendung von Winkeleisen durch getriebene Platten aus Schmiedeeisen und Kupfer hergestellt. An den Axen und Rädern sind ebenfalls die Vernietungen und Verschraubungen beseitigt und ist dafür solide Schweissarbeit eingeführt. Insbesondere hat auch die Anfertigung der Rahmen grosse Fortschritte gemacht. Früher wurden die Rahmen aus vielen Stücken zusammengenietet und zusammengeschrubt, gegenwärtig bestehen dieselben, selbst wenn ihre Formen complizirt sind, aus Schweissarbeit. Auch die Drehungsaxen mit den daran vorkommenden Hebeln und anderen Theilen, die Kurbeln mit daran geformten Excentriks werden gegenwärtig aus einem Stück Schmiedeeisen oder Stahl hergestellt. Von besonderer Wichtigkeit ist es auch, sich gegen die Abnützungen der aneinander sich reibenden Theile zu schützen. Es ist gegenwärtig allgemein anerkannt, dass man den Reibungsflächen eine möglichst grosse Ausdehnung geben und für eine gleichförmige Vertheilung des Druckes über die Reibungsflächen Sorge tragen soll. Insbesondere werden diese Grundsätze bei der Construktion der Achsenbüchsen, der Gleitstücke

und Führunglineale, bei den Dimensionen der Zapfen und Axenhälse wohl beachtet. Wesentlich ist es auch bei allen Theilen, die den heftigsten Erschütterungen ausgesetzt sind, stetige, d. h. solche Formen anzuwenden, bei welchen die Querschnitte stetig in einander übergehen. Ueberall, wo plötzliche Querschnittsänderungen vorkommen, häufen sich die Molekularschwingungen, und treten Reflexionen von Erschütterungswellen ein, die selbst in sonst ganz gesundem Material Trennungen der Moleküle herbeiführen können.

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

handlung des Feuers so wohl umzugehen, als man nur immer verlangen kann.

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

Die Details des Wagenbaues.

Die Axenlager. Konstruktionen für Axenlager gibt es in Hülle und Fülle, und es werden noch fortwährend neue ausgedacht. Die Axenbüchsen für die Laufräder der Transportwagen und der Lokomotive haben Bedingungen, denen ohne Schwierigkeit entsprochen werden kann; sie haben nämlich nur zu tragen, sind nur nach vertikaler Richtung belastet, und es handelt sich nur darum, dass durch diesen Druck bei der grossen Geschwindigkeit der Bewegung kein Warmlaufen und Abnutzen der Zapfen, Hälse und der Lager selbst entsteht, und dafür ist bei der Mehrzahl der üblichen Konstruktionen sehr wohl gesorgt; denn 1. erhalten die Zapfen und Hälse sehr grosse Dimensionen, so dass die Reibungsfläche sehr gross ausfällt. 2. liegen die Axenbüchsen ganz zwanglos auf den Zapfen und Hälse, werden nur durch den Federstiel angedrückt und durch die gabelförmigen Mitnehmer umfasst; es findet daher eine sehr gleichförmige Vertheilung des Druckes statt. Endlich wird 3. stets für eine reichliche continuirliche Oelung Sorge getragen. Anders verhält es sich bei den Axenbüchsen der Triebäder der Lokomotive. Mit Ausnahme der von uns Seite 4 zuerst beschriebenen und auf Taf. I. Fig. 9 und 10 angedeuteten Lokomotive sind bei allen übrigen die Axenbüchsen zwei Kräften von ungefähr gleicher Energie ausgesetzt, und sollen demnach diese Axenbüchsen so construirt werden, dass sie gegen die schädlichen Einwirkungen von jeder derselben Schutz gewähren, was bei den üblichen Konstruktionen nicht der Fall ist. Diese Axenbüchsen der Triebaxen der Lokomotive werden, wie die der Laufaxen, durch die Federstiele nach vertikaler Richtung gegen die Zapfen und Hälse gedrückt; sie werden aber auch durch die Axengabeln nach horizontaler Richtung getrieben und zwar bald nach vorwärts, bald nach rückwärts. Die Maschinencylinder sind mit den Rahmen verbunden, und der Dampf, wenn er in dem Cylinder wirkt, drückt nicht nur gegen eine Fläche des Kolbens, sondern auch gleichzeitig und eben so stark gegen einen der beiden Deckel des Cylinders. Treibt der Dampf einen Kolben vorwärts, so treibt er gleichzeitig den Cylinder nach rückwärts. Durch den ersteren Druck wird (durch Vermittlung der Kolbenstange, der Schubstange und der Kurbel)

die Axenbüchse vorwärts getrieben, durch die letztere Kraft werden die Axengabeln zurückgetrieben. Wird ein Kolben durch den Dampf nach rückwärts getrieben, so wird gleichzeitig der Cylinder und mit ihm auch die Rahmen und die Axengabeln nach vorwärts gedrängt. Beim Vorwärtslaufen eines Kolbens wird daher die Axenbüchse, wie Taf. VII. Fig. 1 zeigt, bei *a* gegen die Gabel nach vorwärts angedrückt, beim Rückwärtslaufen eines Kolbens wird dagegen die Axenbüchse bei *a*, Fig. 2 gegen die Axengabel nach rückwärts getrieben; so wie nun zwischen den Axengabeln und der Axenbüchse, so wie auch zwischen den Höhlungen der letzteren und dem Zapfen der kleinste Spielraum vorhanden ist, so schlagen die Axenbüchsen zwischen den Gabeln gewaltsam hin und her und es tritt ein Auswühlen der Lagerfutter durch die Zapfen ein. Gegen das Hin- und Herschlagen der Axenbüchse zwischen den Gabeln werden Stellkeile angebracht, die ihrem Zweck sehr wohl entsprechen; allein gegen das Auswühlen der Büchsen durch die Zapfen ist bei den üblichen Triebaxenlagern nicht gesorgt, und dies ist ein offener Konstruktionsfehler.

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

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

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

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

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

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

Der Gestellbau. Rahmenbau.

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

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

Quadranten.	Druckrichtungen.			
	A.	B.	C.	D.
I.	→	→	⇄	⇄
II.	→	←	⇄	⇄
III.	←	←	⇄	⇄
IV.	←	→	⇄	⇄

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

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

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

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

Beispiele über Gestellkonstruktionen.

A. Für Maschinen mit innen liegenden Cylindern. Der auf Taf. VIII. Figur 1 skizzirte Rahmenbau ist zuerst von *Stephenson* angewendet worden und zeichnet sich durch Solidität besonders aus, $f, d, g, f_2, d_2, g_2, f_1, d_1, g_1$ sind drei innere Rahmen, die bei g, g_2, g_1 die Cylinder anfassen und bei f, f_2, f_1 an der Feuerbüchse angeschraubt sind. d, d_1, d_2 sind drei Lager, welche die Axe in der Art anfassen, dass dieser Rahmen mit dem Kesselbau vertikal auf- und niederschwanken kann, dass aber die Cylinder in horizontaler Richtung gegen die Kurbelaxe unabänderlich verbunden sind. Mit einem Wort, d, d_1, d_2 sind Horizontalschublager. Jeder Rahmen selbst, mit den daran befindlichen Axengabeln ist eine geschmiedete Platte von 1.5 bis 2 Centimeter Dicke. Diese Rahmen

bewirken es: 1. Dass die Cylinder mit dem ganzen Rahmenbau die Schwingungen des Wogens, Wankens und Nickens vollbringen können, dass aber gleichwohl die Entfernung der Cylinder von den Kurbelaxen unveränderlich erhalten wird. 2. Dass die Triebaxe an den Stellen a , a_1 , a_2 unterstützt wird, was ihre Bruchfestigkeit in hohem Grade erhöht und schwächere Querschnittsdimensionen derselben zulässt. Insbesondere der mittlere Rahmen leistet in dieser Hinsicht gute Dienste. 3. Dass die äusseren Rahmen a , b , c , a_1 , b_1 , c_1 nur zu tragen haben, also nur vertikalen Kräften ausgesetzt sind, daher mit gewöhnlichen Laufaxen zu versehen sind.

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

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

B. Für Maschinen mit außen liegenden Cylindern. Bei Maschinen mit aussen liegenden Cylindern findet man entweder äussere und innere oder auch bloss innere Rahmen angewendet, Taf. IX. Fig. 1 zeigt die Anordnung mit äusseren und inneren Rahmen, Fig. 2 eine Anordnung mit nur innen liegenden Rahmen. Fig. 3 ist der Rahmenbau der *Crampton'schen* Maschine. Bei der Anordnung Fig. 1 sind a , a_1 , b , b_1 Laufaxenlager der äusseren Träger. Bei c und c_1 findet man gewöhnlich nur Laufaxenlager angewendet, was

nicht richtig ist, denn diese Lager müssen nicht nur stark tragen, sondern sie haben auch den Horizontalschub der Cylinder auszuhalten. Wenn man ganz rationell construiren will, muss man bei c und c , Doppellager, eines für Schub, eines zum Tragen anwenden. Fig. 4 und 5 zeigt die Construction dieser Lager.

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

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

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

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

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

Achsenbüchsen und Oelung der Transportwagen.

Die Lokomotive entfernen sich nie weit von ihren Stationsplätzen, wo sich die Werkstätten befinden, in welchen sie reparirt werden. Nach einer Fahrt von 3 bis 5 Stunden kehren sie wieder zurück und während der Fahrt werden nicht nur die Axen, sondern auch alle gegeneinander beweglichen Theile an den verschiedenen Haltpunkten geölt. Eine continuirliche Oelung der Lokomotivbestandtheile ist daher nicht nothwendig. Anders verhält es sich

bei den Achsenbüchsen der Transportwagen. Diese haben in der Regel keine bestimmten Stationen, durchlaufen die grössten Wegestrecken continuirlich, und da die Zahl der Axenbüchsen eines Trains sehr gross ist, so findet man auf den Haltpunkten nicht die Zeit, welche zum Oelen dieser grossen Anzahl von Axenbüchsen nothwendig ist. Die Axen der Lastwagen bedürfen aber insbesondere einer reichlichen und continuirlichen Oelung, weil die Räder klein sind und sehr viele Umdrehungen machen. Aus diesen Gründen ist man von jeher darauf bedacht gewesen, die bestmögliche Einrichtung zur continuirlichen Oelung der Transportaxenzapfen auszudenken und in Anwendung zu bringen, und dadurch erklärt sich die grosse Anzahl von Konstruktionen, die bis jetzt ausgedacht worden sind. In der Publication industrielle von *Armengaud* findet man (Vol. 13, Pl: 17, Text pag. 197) eine grosse Anzahl von solchen Axenbüchsen dargestellt und beschrieben. Wir müssen uns hier auf einige gute Beispiele beschränken, und zwar wählen wir die einfacheren.

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

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

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

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

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

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

Fig. 10. Axenbüchse von *Nozo*, (1855) mit zwei Oelbehältern, Hebescheibe D, Abstreifer C, unterm Behälter B, oberem Behälter B₁.

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

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

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

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

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

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

Die Räder der Lastwagen und Lokomotive.

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

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

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

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

Taf. XI., Fig. 1, 2, 3, 4 zeigt ein ganz geschweisstes Rad, das im fertigen Zustande ganz wie das vorige Rad aussieht. Die Anfertigung dieser Räder geschieht in folgender Art. Zuerst werden so viel T-förmige Ankerstücke *a* geschmiedet, als das Rad Speichen erhält. Die innern Enden dieser Anker sind keilförmig, die Umfangstheile der Anker sind an den Enden nahezu rechtwinkelig. Diese Ankerstücke werden dann in eine Muldenform so eingelegt, dass die Keile aneinander schliessen (Fig. 3), und werden die Anker in der Mulde mittelst Holzkeilen fest nach radialer Richtung zusammengetrieben. Die Mulde hat in der Mitte eine Oeffnung, die etwas grösser ist, als die Nabe. Nun wird diese Mulde in einen auf einer Schmiedeeisen aufgeschichteten Haufen von glühenden Kohlen eingegraben, jedoch so, dass die äusseren Theile der Speichen aus dem Haufen hervorragen, und wird das ganze Keilsystem in die Schweissglühhitze gebracht. Mittlerweile werden zwei ringförmige Platten *b b* (Fig. 4) angefertigt und schweissglühend gemacht. Nun wird eine dieser Platten auf die breite Ambosfläche eines Dampfhammers gelegt, darauf kommt das Keilsystem zu liegen und endlich die zweite Ringplatte. Nun lässt man den Block des Dampfhammers anfangs mit schwachen, allmähig aber mit stärkeren und zuletzt mit ganz starken Schlägen wirken, so dass die ganze Masse heftig zusammengequetscht wird. Dadurch schweissen die Ringplatten *b b* an die Keile an, werden aber auch diese miteinander verschweisst, weil die Keile durch die vertikalen Schläge in horizontaler Richtung

gegeneinander getrieben werden. Auf diese Weise entsteht die geschweisste Nabe des Rades. Ist das Arbeitsstück erkaltet, so werden die Umfangsteile der Anker durch keilförmige Eisenstücke zu einem vollständigen Ring zusammengeschweisst. Dieser Radkörper wird nun auf der Drehbank eingespannt und wird die Nabe aus- und abgedreht, sowie auch der äussere Ring abgedreht. Um den Bandagenring anzufertigen und mit dem Radkörper zu verbinden, wird auf folgende Art verfahren. Es wird gerades gewalztes Bandageneisen genommen von einer Länge gleich der Peripherielänge des Rades und in einem Schweissofen so stark erhitzt, dass es sich rund biegen lässt. Hierauf wird es aus dem Glühofen gezogen, an eine aus keilförmigen Stücken zusammengesetzte Form tangierend angeklemt und durch ein Hebelwerk um diese Form rund herum gebogen, so dass ein offener Ring entsteht, dessen innerer Durchmesser etwas kleiner ist als der äussere Durchmesser des Radkörpers. Dann wird das offene Ende durch Eisenkeile geschlossen. Ist dieser Ring erkaltet, so wird er auf einer Drehbank innen so ausgedreht, dass der innere Durchmesser desselben etwas, etwa um 4 Mm., kleiner ist, als der äussere Durchmesser des Radkörpers. Dieser ausgedrehte Bandagenring wird dann so stark im Kohlenfeuer erwärmt, dass die innere Höhlung des Ringes etwas weiter wird, als der äussere Durchmesser des Radkörpers, so dass nun der Ring, den Radkörper umschliessend, angelegt werden kann. Endlich wird der Ring mit kaltem Wasser, das man darüber giesst, plötzlich abgekühlt, wodurch er sich zusammenzieht und sich mit ungemein grosser Gewalt an den Radkörper anlegt. Damit der Bandagenring durch Erschütterungen seine richtige Lage nicht ändern kann, wird derselbe noch durch mehrere starke Eisenbolzen mit dem Radumfang verbunden (Fig. 8). Nachdem zwei Räder so weit als beschrieben worden, fertig sind, werden dieselben vermittelst einer hydraulischen Presse auf die Köpfe der Axen in kaltem Zustand aufgezogen; dann wird die Axe auf einer Drehbank eingespannt und wird der Spurkranz nach seiner äusseren Form abgedreht.

Im Gebrauch nützen sich diese Spurkränze sehr schnell ab, und verlieren ihre richtige äussere Form. Diese rasche Abnutzung entsieht vorzugsweise dadurch, dass die Querschnittsform des Schienenkopfes mit der im neuen Zustand des Rades konischen Umfangsform des Spurkranzes nicht übereinstimmt. Fig. 6 zeigt den Spurkranz im neuen Zustand. Fig. 7 zeigt, wie sich die Form des Spurkranzes durch Abnutzung ändert. Fig. 8 zeigt einen Schienenkopf, der mit dem Spurkranz übereinstimmt, und wahr-

scheinlich gegen Abnützung besser schützen würde als die gewöhnliche gewölbte Form.

Durchmesser der Triebräder. Wir haben in der Störungstheorie gefunden, dass der Durchmesser D der Triebräder der Fahrgeschwindigkeit v proportional sein soll; können daher setzen:

$$D = \mathfrak{A} v \dots \dots \dots (1)$$

webei \mathfrak{A} eine Grösse ist, die wohl am sichersten aus Thatsachen bestimmt werden kann. Die folgende Tabelle enthält solche Thatsachen.

	D	v	$\frac{D}{v}$
Personenzuglokomotive von <i>Stephenson</i>	1·7 ^m	14 ^m	0·12
Güterzuglokomotive von <i>Stephenson</i> mit 4 gekuppelten Rädern	1·4 ^m	10 ^m	0·14
Güterzuglokomotive von <i>Stephenson</i> mit 6 gekuppelten Rädern	1·2 ^m	8 ^m	0·15
Sömeringlokomotive (<i>Engerth</i>)	1·0 ^m	6 ^m	0·17
Schnellzuglokomotive von <i>Crampton</i>	2·2 ^m	16 ^m	0·14
Mittel			0·14

Das Verhältniss $\frac{D}{v}$ ist also in der That auch in der Praxis beinahe constant. Nehmen wir nicht den mittleren Werth, sondern

$$\frac{D}{v} = 0·126 \dots \dots \dots (2)$$

so macht das Rad in jeder Sekunde 2·5 Umdrehungen.

Anzahl der Triebräder. Wir haben Seite 27 gefunden, dass ein Rad von einem Durchmesser D nicht zu stark angegriffen wird, wenn es gegen die Schienen einen Druck von

$$\mathfrak{P} = 5 \sqrt{D} \text{ Tonnen} \dots \dots \dots (3)$$

ausübt. Setzt man für D seinen Werth aus (2), so findet man auch

$$\mathfrak{P} = 1·8 \sqrt{v} \dots \dots \dots (4)$$

Nennt man L_1 in Tonnen den Druck sämtlicher Triebräder gegen die Bahn, i die Anzahl der Triebräder, so hat man:

$$i = \frac{L_1}{\mathfrak{P}} \dots \dots \dots (5)$$

Die Gleichungen 2 bis 5 geben:

$$\begin{aligned} \text{für } D &= 10 & 12 & 14 & 16 & 18 & 20 & 22 \\ V &= 8.0 & 9.5 & 11.0 & 12.7 & 14.3 & 16.0 & 18.0 \\ \mathfrak{P} &= 5.0 & 5.5 & 6.0 & 6.4 & 6.75 & 7.1 & 7.5 \\ \frac{i}{L_1} &= 0.20 & 0.18 & 0.17 & 0.16 & 0.15 & 0.14 & 0.13 \end{aligned}$$

Anzahl und Durchmesser der Laufräder einer Lokomotive. Der Durchmesser der Laufräder der Lokomotive beträgt in der Wirklichkeit nur noch 1^m. Dieser Durchmesser entspricht einem Bahndruck von höchstens 5 Tonnen. Die Anzahl der Laufräder ist daher

$$i_1 = \frac{L_2}{5} \dots \dots \dots (6)$$

wobei L_2 den Druck sämtlicher Laufräder gegen die Bahn bedeutet.

Durchmesser der Laufräder der Transportwagen. Die Laufräder der Transportwagen haben in der Regel einen Durchmesser von 3' englisch oder nahezu 1 Met. Vierrädrige Wagen dürfen daher samt Belastung höchstens 20 Tonnen Gewicht haben. Dieses Gewicht beträgt jedoch gewöhnlich nur die Hälfte, nämlich 10 Tonnen.

Anzahl der Speichen der Räder. Durch Vergleichung der Lokomotiv- und Laufräder hat sich für die Anzahl \mathfrak{n} der Speichen eines Rades folgende Regel herausgestellt:

$$\mathfrak{n} = 18 \sqrt{D - 0.8}$$

Abmessungen der Bandagen. Der Querschnitt β \mathcal{A} (Fig. 9) beträgt bei Lokomotivrädern 10 englische Quadratzoll oder 64.5 qcm. Das Verhältniss $\frac{\beta}{\mathcal{A}}$ variiert von 3 bis 4. Nach dieser Regel wird:

$$\begin{aligned} \text{für } \frac{\beta}{\mathcal{A}} &= 3 & 3.5 & 4 \\ \beta &= 14 & 15 & 16 \text{ cm.} \\ \mathcal{A} &= 4.7 & 4.3 & 4 \text{ cm.} \end{aligned}$$

Gekuppelte Räder. Gekuppelte Räder müssen selbstverständlich gleich grosse Durchmesser haben. Neuen Rädern gleiche Durch-

messer geben, ist keine Kunst; aber es dahin zu bringen, dass sich sämtliche gekuppelte Räder einer Lastenlokomotive um gleich viel und in gleicher Weise abnützen, ist kaum zu erreichen und wäre doch so wünschenswerth. Das Einzige, was man thun kann, um eine ziemlich gleiche Abnützung zu erzielen, besteht darin, dass sämtliche Räder gleich stark belastet werden; aber auch dann werden insbesondere auf Bahnen mit kleinen Krümmungshalbmessern die bei schweren Gütermaschinen nicht zu vermeidenden Mittelräder eine stärkere Abnützung erleiden, als die Vorder- und Hinterräder.

Kauf- und Triebaxen.

Einleitendes. Bei der Konstruktion eines Axensystems einer Lokomotive ist zu beachten: a) die Disposition der Axen, b) die Stärke der einzelnen Theile der Axen, c) die Form der Axen, d) das Konstruktionsmaterial, e) die Arbeitsprozesse der Anfertigung.

Die Disposition der Axen. In dieser Hinsicht hat man Sorge zu tragen 1) dass die Triebaxen eine Belastung erhalten, durch welche die Lokomotive eine angemessene und hinreichende Zugkraft gewährt, 2) dass die Vorderaxen hinreichend stark belastet werden, damit sie nicht aus dem Geleise springen, 3) dass der Radstand eine den Krümmungen der Bahn angemessene Grösse erhalte, 4) dass die miteinander zu verkuppelnden Axen gleich grosse Belastungen erhalten, damit die Abnützung der Räder gleich ausfällt. Um diesen Anforderungen zu entsprechen, beachten wir zunächst zwei Bedingungen, welche uns die Störungstheorie geliefert hat.

Diese sind:

$$A_1 f_1 + A_2 f_2 - A_3 f_3 = 0 \dots \dots \dots (1)$$

$$A_1^2 f_1 + A_2^2 f_2 + A_3^2 f_3 \text{ möglichst gross} \dots \dots (2)$$

Die erste dieser Bedingungen sagt aus, dass alle Federn um gleich viel zusammengedrückt sein sollen. Die zweite, dass das Trägheitsmoment der Axenbelastung möglichst gross sein soll, was dann der Fall ist, wenn keine oder nur schwach belastete Mittelaxen angewendet werden und wenn der Radstand gross ist.

Nennen wir s die Zusammendrückung, welche in jeder Feder der Lokomotive eintreten soll, $\mathfrak{P}_1, \mathfrak{P}_2, \mathfrak{P}_3$ die Axenbelastungen, $\mathfrak{D}_1, \mathfrak{D}_2, \mathfrak{D}_3$ die Pressungen der Räder gegen die Bahn, \mathfrak{G} das Totalgewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung, so ist:

$$f_1 s = \mathfrak{P}_1, \quad f_2 s = \mathfrak{P}_2, \quad f_3 s = \mathfrak{P}_3$$

Der Erfahrung gemäss beträgt das Gewicht eines Lauf- oder Triebwerkes (Axe mit 2 Rädern) 0.36 von der Axenbelastung. Es ist demnach

$$\mathcal{D}_1 = (\mathcal{P}_1 + 0.36 \mathcal{P}_1) = 1.36 \mathcal{P}_1$$

$$\mathcal{D}_2 = 1.36 \mathcal{P}_2$$

$$\mathcal{D}_3 = 1.36 \mathcal{P}_3$$

und

$$\mathcal{G} = \mathcal{D}_1 + \mathcal{D}_2 + \mathcal{D}_3 = 1.36 (\mathcal{P}_1 + \mathcal{P}_2 + \mathcal{P}_3)$$

$$f_1 s = 0.7 \mathcal{D}_1 \quad f_2 s = 0.7 \mathcal{D}_2 \quad f_3 s = 0.7 \mathcal{D}_3$$

Die Gleichung (1) wird demnach:

$$\begin{array}{l} \text{oder auch:} \\ \mathcal{A}_1 \mathcal{P}_1 + \mathcal{A}_2 \mathcal{P}_2 - \mathcal{A}_3 \mathcal{P}_3 = 0 \\ \mathcal{A}_1 \mathcal{D}_1 + \mathcal{A}_2 \mathcal{D}_2 - \mathcal{A}_3 \mathcal{D}_3 = 0 \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \dots \dots \dots (3)$$

und ferner ist:

$$\mathcal{G} = \mathcal{D}_1 + \mathcal{D}_2 + \mathcal{D}_3 = 1.36 (\mathcal{P}_1 + \mathcal{P}_2 + \mathcal{P}_3) \dots \dots \dots (4)$$

Wir wollen diese Gleichungen auf die üblichsten Konstruktionen anwenden.

Lokomotive von *Stephenson* Taf. I., Fig 11. Bei dieser Lokomotive beträgt der Druck der Triebräder gegen die Bahn 0.44 vom Gesamtgewicht, ist demnach $\mathcal{D}_2 = 0.44 \mathcal{G}$, können wir ferner die Position der Hinteraxe und der Triebaxe als gegeben ansehen, sind folglich \mathcal{A}_1 und \mathcal{A}_2 als bekannte Grössen zu betrachten. Es wird aber ferner gefordert, dass der Druck \mathcal{D}_3 der Vorderräder gegen die Bahn einen gewissen Werth habe. Mit diesen Daten findet man aus (3) und (4)

$$\mathcal{D}_2 = 0.44 \mathcal{G}, \quad \mathcal{D}_3 = \mathcal{D}_3$$

$$\mathcal{D}_1 = \mathcal{G} - \mathcal{D}_2 - \mathcal{D}_3 = \mathcal{G} - 0.44 \mathcal{G} - \mathcal{D}_3 = 0.56 \mathcal{G} - \mathcal{D}_3$$

$$\mathcal{A}_3 = \frac{\mathcal{A}_1 \mathcal{D}_1 + \mathcal{A}_2 \mathcal{D}_2}{\mathcal{D}_3} = \frac{\mathcal{A}_1 (0.56 \mathcal{G} - \mathcal{D}_3) + \mathcal{A}_2 0.44 \mathcal{G}}{\mathcal{D}_3}$$

$$\mathcal{A}_1 + \mathcal{A}_3 = \frac{\mathcal{G}}{\mathcal{D}_3} (0.56 \mathcal{A}_1 + 0.44 \mathcal{A}_2)$$

Hiermit ist die Position der Vorderaxe richtig bestimmt.

Die Lokomotive von Crampton. Bei dieser beträgt der Druck der Triebräder gegen die Bahn 0.5 vom Gesamtgewicht. Nehmen wir an die Lokomotive werde mit einem beweglichen Vordergestell versehen und erhalte keine Mittelaxe. Nennen wir A_2 die Entfernung des Drehzapfens des Gestelles vom Schwerpunkt, so haben wir für diesen Fall zu setzen:

$$D_2 = 0.5 \text{ G} \quad D_3 = 0.5 \text{ G} \quad D_1 = 0$$

und dann wird

$$D_2 A_2 = D_3 A_3$$

oder

$$A_2 = A_3$$

Hiermit ist die Position des beweglichen Gestelles bestimmt.

Die Lokomotive von Morris. Bei dieser Lokomotive beträgt der Druck der vier Triebräder gegen die Bahn 0.6 G, ist demnach der Druck der 4 Laufräder des beweglichen Vordergestells gegen die Bahn 0.4 G. Nennen wir A_2 die Entfernung des Punktes, welcher von den Triebaxen gleich weit entfernt ist, vom Schwerpunkt; A_3 die Entfernung des Drehpunktes des Vordergestelles vom Schwerpunkt, so haben wir

$$0.6 \text{ G} A_2 = 0.4 \text{ G} A_3$$

$$A_3 = \frac{0.6}{0.4} A_2 = 1.5 A_2$$

wodurch die Position des Vordergestelles bestimmt ist.

Güterlokomotive mit 6 gekuppelten Rädern. Da alle Räder einer solchen Lokomotive gleich stark belastet werden sollen, so ist $D_1 = D_2 = D_3 = \frac{1}{3} \text{ G}$. Wir erhalten daher:

$$A_1 \frac{1}{3} \text{ G} + A_2 \frac{1}{3} \text{ G} = A_3 \frac{1}{3} \text{ G}$$

oder

$$A_1 + A_2 = A_3$$

Bringt man die Mittelaxe genau unter dem Schwerpunkt an, so ist $A_2 = 0$ und dann wird $A_1 = A_3$.

Stärke der Axen. Diesen Punkt haben wir bereits im ersten Bande dieses Werkes behandelt. Die Regeln zur Bestimmung der Axenzapfen, der geraden Lauf- und Triebaxen, sowie der Kurbelaxen findet man in den Resultaten Seite 279 bis 282 zusammengestellt.

Form der Axen. Es gilt im Allgemeinen die Regel, dass die Formen der Axen so einfach als möglich gewählt werden sollen, weil dadurch die Anfertigung erleichtert und die grösste Sicherheit erzielt wird. In Frankreich und Deutschland werden gegenwärtig Maschinen mit innenliegenden Cylindern nur selten angewendet, in England sind sie jedoch noch sehr stark im Gebrauch. Kurbelaxen trifft man daher gegenwärtig in der Regel nur an englischen, selten an deutschen oder französischen Maschinen. Die Figuren 10 bis 14 sind Beispiele von Lauf- und Triebaxen.

Tafel XI., Fig. 10. Laufaxe für Transportwagen.

Fig. 11. Laufaxe für eine Lokomotive mit innern Rahmen.

Fig. 12. Laufaxe für eine Lokomotive mit äussern Rahmen.

Fig. 13. Kurbelaxe für eine Lokomotive mit innern Rahmen.

Fig. 14. Kurbelaxe für eine Lokomotive mit innen liegenden Cylindern, mit innern und äussern Rahmen.

Construktionsmaterial und Anfertigungsprozess.

In den Maschinenwerkstätten werden die Lauf- und Kurbelaxen in der Regel aus Eisenabfällen gefertigt. Drehbankspähne, Hobelspähne, Blechstücke aus den Kesselschmieden, und was sonst noch vorzüglich kleine Eisenstückchen liefert, wird dazu verwendet. Aus diesen Abfällen (ferails) werden kleine und grössere Luppen zusammengeschweisst, die dann im schweissglühenden Zustand weiter geformt und ausgearbeitet werden. Diese Art der Anfertigung von grösseren Eisenstücken ist jedoch nicht die beste, denn so wie man einmal direkt grössere Klumpen aus Schmiedeeisenabfällen bilden will, ist man niemals ganz sicher, dass im Innern derselben überall ein stetiges und inniges Verschweissen eintritt. Die beste Art der Herstellung von grossen Eisenkörpern ist diejenige, bei welcher zuerst aus kleinen Luppen Stangen und Platten von verschiedenen Formen ausgeschmiedet werden, die dann im schweissglühenden Zustand aneinandergelegt und untereinander zusammengeschweisst werden. Dabei muss beachtet werden, dass die Platten oder Stangen in der Weise zusammengelegt werden, dass keine Querspalten entstehen können. Grössere Schwierigkeiten verursacht die Herstellung der Kurbelaxen für Maschinen mit innen liegenden Cylindern. Aus einem Paquet kann eine solche Axe nicht gemacht werden, man muss zwei Axenhälften herstellen und in der Mitte zusammenschweissen, wobei verschiedene Methoden befolgt werden können. Man kann die beiden Axenhälften, wie Fig. 15 zeigt, überplatten und in einem Gesenk zusammenschmieden,

oder man kann die Enden der Axenhälften keilförmig machen (Fig. 16) und die keilförmigen Räume durch Eisenkeile ausschweissen. In beiden Fällen werden die Axenhälften so gegeneinander gestellt, dass die Kurbelkörper gegeneinander rechte Winkel bilden. Zuweilen wird die ganze Axe zuerst so hergestellt, dass die Kurbelkörper in ganz paralleler Stellung aus der Axe hervorragen, wird dann der mittlere Theil der Axe in höchst möglichem Grad von Schweissglühhitze gebracht, und werden endlich die beiden Axenhälften um 90° gegeneinander verwunden. Fig. 17.

Eine ganz sichere und befriedigende Prozedur ist jedoch bis jetzt noch nicht ausfindig gemacht worden, und wir haben nicht viel Ursache, uns in dieser Hinsicht den Kopf zu zerbrechen, denn diese Kurbelaxen sind wenigstens im deutschen Lokomotivbau beinahe ganz aufgegeben.

Die Federn.

Beschreibung verschiedener Federn. Die Theorie der Federwerke ist bereits im ersten Bande vollständig behandelt worden. Die Ergebnisse dieser Theorie sind insbesondere in der französischen Bearbeitung der „Resultate“ für den praktischen Gebrauch zusammengestellt; es erübrigt also in diesem Betreff nur noch die Behandlung der praktischen Seite der Sache. Wir beschreiben zunächst verschiedene Federanordnungen.

Taf. XII., Fig. 1, 2 zeigt die bei den Badischen Transportwagen üblichen Federn. Die Federkapsel *a* ist mit zwei Zapfen *b b* versehen und liegt mit denselben in zwei an der Axenbüchse angegossenen Lagern.

Fig. 3. Die Federkapsel ist hier vermittelt eines Gehänges an die Axenbüchse gehängt.

Fig. 4 und 5. Feder einer Badischen Schnellzuglokomotive. Die Federkapsel *a* stützt sich unmittelbar auf die Axenbüchse. Die Federenden sind mit gabelförmigen Gehängen *b b* an den Rahmen gehängt.

Fig. 6, 7. Federn einer Badischen Schnellzuglokomotive. Die Federkapsel *a* liegt auf einer gabelförmigen Stütze. Sie liegt an dem Rahmen an und wird durch die Hülsen *c c* geführt.

Fig. 8. Feder zur Druckvertheilung für ein unbewegliches Vordergestelle.

Fig. 9. Transversalfeder zur Druckvertheilung auf die beiden Axenbüchsen.

Fig. 10. Federwerk mit Balancier zur Druckvertheilung auf zwei Axen.

Taf. XIII., Fig. 1. Federwerk mit Balancier zur Druckvertheilung gegen zwei Axenbüchsen.

Fig. 2. Federwerk zur Druckvertheilung auf zwei Axen.

Der Kesselbau.

Detailbeschreibung der Lokomotivkessel. Die Lokomotivkessel, welche gegenwärtig angewendet werden, stimmen sowohl hinsichtlich der Form als Einrichtung mit jenen überein, welche anfänglich gebraucht wurden. Der Unterschied zwischen diesen ältesten und neuesten Kesseln besteht nur darin, dass bei letzteren einfachere und solidere Verbindungen angewendet werden. Im Mittelalter des Lokomotivbaues wurden dagegen sehr verschiedene Kesselformen in Anwendung gebracht, weil man damals der Meinung war, dass vorzugsweise die Heizfläche der Feuerbüchse ausgiebig sei, dass man dahin trachten solle, die Heizfläche der Feuerbüchse möglichst gross zu machen. Dieser Irrthum ist aber jetzt durch die Theorie und durch die Praxis überwunden, und man ist endlich zur Einsicht gekommen, dass es nur auf die Totalgrösse der Heizfläche ankommt, und dass man, weil die Herstellung einer grossen festen Feuerbüchse mit praktischen Schwierigkeiten verbunden ist, den Grundsatz zu befolgen habe: die Feuerbüchse gerade nur so gross zu machen, dass der Verbrennungsakt vortheilhaft von Statten gehen kann. Wir beschränken uns daher auf die Beschreibung der wenigen jetzt im Gebrauch befindlichen Anordnungen und Detailverbindungen.

Auf Tafel XIII., Fig. 3 bis 14 sind zwei Kesselformen und die daran vorkommenden wichtigeren Detailverbindungen dargestellt.

A ist der Aschenfall, B die Feuerbüchse, C der Wasserkasten, D der Röhrenkessel, E die Rauchkammer, F die Heizöffnung. Die Wände und Decke der Feuerbüchse und die Röhren, welche B mit E verbinden, bilden die Heizfläche. Die Verbrennungsgase ziehen aus der Feuerbüchse und durch die Röhren, welche D enthält, nach der Rauchkammer und von da in das Kamin. Das zu verdampfende Wasser befindet sich in den Räumen zwischen der Heizfläche und der äusseren Umhüllung C und D. Die Feuerbüchse wird aus Kupferblech hergestellt. Die Heizröhren werden in der Regel aus Messing gemacht; die äussere Umhüllung F D E aus Eisenblech. Die Rückwand $b b$ der Feuerbüchse ist eine grosse Kupferblechtafel mit nach einwärts umgebogenen Umfangsrändern. Aehnlich ist auch die Röhrenwand b, b gebildet. Die beiden Seitenflächen b, b , und die Deckfläche b , bilden so zu sagen eine continuirliche Blechhaut, die an den eingebogenen Rändern der