$$\frac{\varepsilon\beta\delta^3}{12}\left(\frac{1}{\varrho_1}-\frac{1}{\varrho}\right)=-\frac{\beta p}{2}\left[(a_1-x_1)^2+(b_1-y_1)^2\right]-X(b_1-y_1)+Y(a_1-x_1)+M_1 \quad . \quad (1)$$

Die Summe aller im Querschnitt bei m_1 vorkommenden Spannungen ist $S\beta\delta$. Zerlegt man die auf $m_1 B_1$ einwirkende Kraft nach zwei Richtungen, von denen die eine parallel, die andere senkrecht zu S ist, so muss die Summe der ersteren dieser Seitenkräfte gleich $S\beta\delta$ sein; man erhält daher

$$\beta\delta S=\left[X+\beta p(b_1-y_1)\right]\frac{dx_1}{ds_1}+\left[Y-\beta p(a_1-x_1)\right]\frac{dy_1}{ds_1} \quad \ldots\ldots \quad (2)$$

Die Summe der zu S senkrechten Kräfte würde die dem Querschnitt bei m_1 entsprechende Abscheerungskraft geben, die wir jedoch nicht in Betrachtung zu ziehen brauchen.

Zwischen ds_1 und ds besteht die Beziehung

$$ds_1=ds\left(1+\frac{S}{\varepsilon}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Diese Gleichungen (1) (2) (3) würden in Verbindung mit der Gleichung der Kurve AB zur Lösung unserer Aufgabe führen. Allein die Durchführung dieser Rechnung gelingt nur in äusserst seltenen Fällen, wir müssen uns daher auch hier mit einer Annäherung begnügen, indem wir annehmen, dass die durch die Kräfte in dem Stab bewirkten Formänderungen so klein seien, dass man sie als unendlich kleine Grössen behandeln dürfe.

Unter dieser Voraussetzung dürfen wir annehmen, dass die Momente aller auf $m_1 B_1$ einwirkenden Kräfte sehr nahe so gross sind, als sie in dem Falle wären, wenn diese Kräfte auf das umgebogene Stabstück mB wirkten, dürfen wir uns also erlauben in dem Ausdruck rechter Hand des Gleichheitszeichens von (1) a_1 x_1 b_1 y_1 mit a x b y und in den Gleichungen (2) $\frac{dx_1}{ds_1}$ $\frac{dy_1}{ds_1}$ a_1 x_1 b_1 y_1 mit $\frac{dx}{ds}$ $\frac{dy}{ds}$ a x p y zu vertauschen, dann erhalten wir statt (1)

$$k\left(\frac{1}{\varrho_1}-\frac{1}{\varrho}\right)=M+M_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

wobei zur Abkürzung:

$$\left.\begin{aligned} k&=\frac{\beta\,\varepsilon\,\delta^3}{12}\\ M&=-\frac{\beta p}{2}\left[(a-x)^2+(b-y)^2\right]-X(b-y)+Y(a-x)\end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (5)$$

gesetzt wurde; dann wird ferner die Gleichung (2):

$$\beta\delta S=\left[X+\beta p\,(b-y)\right]\frac{dx}{ds}+\left[Y-\beta p\,(a-x)\right]\frac{dy}{ds} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

In der Voraussetzung, dass die Formänderungen des Stabes sehr klein sind, kann man ferner $\frac{1}{\varrho_1}-\frac{1}{\varrho}$ auf folgende Weise ausdrücken.

Bezeichnet man mit $d\varphi$ und $d\varphi_1$ die unendlich kleinen Winkel der Tangenten bei m und n und der Tangenten bei m_1 und n_1, so ist $\varrho\, d\varphi=ds$ $\varrho_1 d\varphi_1=ds_1$, demnach $\frac{1}{\varrho_1}-\frac{1}{\varrho}=\frac{d\varphi_1}{ds_1}-\frac{d\varphi}{ds}$ oder mit Berücksichtigung von (4)

$$\frac{d\varphi_1}{ds\left(1+\frac{S}{\varepsilon}\right)}-\frac{d\varphi}{ds}=\frac{M+M_1}{k}$$

Wir dürfen uns wohl erlauben, $\frac{S}{\varepsilon}$ gegen die Einheit zu vernachlässigen, denn in allen Anwendungen der Praxis beträgt der Werth von $\frac{S}{\varepsilon}$ nie mehr als $\frac{300}{2000000}$. Wir erhalten daher $d\varphi_1-d\varphi=\frac{M+M_1}{k}\,ds$.

Integrirt man diese Gleichung und dehnt das Integrale von A bis m aus, so erhält man

$$\varphi_1-\varphi=\int_0^x\frac{M+M_1}{k}\frac{ds}{dx}\,dx \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

und es bedeuten nun φ_1 und φ der Winkel, welche die zu m_1 und m gezogenen Tangenten mit der Richtung Ax bilden.

In der Voraussetzung, dass die Formänderungen des Stabes als unendlich kleine Grössen behandelt werden dürfen, ist $\varphi_1-\varphi$ ebenfalls als eine unendlich kleine Grösse anzusehen, man kann daher schreiben:

$$\sin.(\varphi_1-\varphi)=\varphi_1-\varphi$$
$$\cos.(\varphi_1-\varphi)=1$$

Aus diesen Gleichungen folgt:

$$\left.\begin{aligned}\sin.\varphi_1-\sin.\varphi&=(\varphi_1-\varphi)\cos.\varphi\\ \cos\varphi_1-\cos.\varphi&=-(\varphi_1-\varphi)\sin.\varphi\end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Es ist aber:

$$\cos.\varphi=\frac{dx}{ds} \qquad \sin.\varphi=\frac{dy}{ds} \qquad \cos.\varphi_1=\frac{dx_1}{ds_1} \qquad \sin.\varphi_1=\frac{dy_1}{ds_1}$$

die Gleichungen (8) werden daher:

$$\left.\begin{aligned}\frac{dy_1}{ds_1}-\frac{dy}{ds}&=(\varphi_1-\varphi)\frac{dx}{ds}\\ \frac{dx_1}{ds_1}-\frac{dx}{ds}&=-(\varphi_1-\varphi)\frac{dy}{ds}\end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Substituirt man für ds_1 seinen Werth aus (3) und berücksichtiget, dass man $\left(1+\frac{S}{\varepsilon}\right)^{-1}=\left(1-\frac{S}{\varepsilon}\right)$ setzen darf, so folgt aus den Gleichungen (9)

$$dy_1 - dy = (\varphi_1 - \varphi)\, dx + \frac{S}{\varepsilon}\, dy_1$$

$$dx_1 - dx = -(\varphi_1 - \varphi)\, dy + \frac{S}{\varepsilon}\, dx_1$$

Da $\frac{S}{\varepsilon}$ sehr klein und dx_1 dy_1 nur sehr wenig von dx und dy verschieden sind, so darf man sich erlauben, in den letzten Gliedern dieser Gleichungen dy_1 und dx_1 mit dy und dx zu vertauschen, und dann wird, wenn man für $\varphi_1 - \varphi$ seinen Werth aus (7) substituirt:

$$dy_1 - dy = dx \int_0^x \frac{M + M_1}{k} \frac{ds}{dx}\, dx + \frac{S}{\varepsilon}\, dy$$

$$dx_1 - dx = -dy \int_0^x \frac{M + M_1}{k} \frac{ds}{dx}\, dx + \frac{S}{\varepsilon}\, dx$$

Integrirt man diese Gleichungen und dehnt die Integration von Punkt A bis zum Punkt m aus, so erhält man:

$$y_1 - y = \int_0^x \left(\int_0^x \frac{M + M_1}{k} \frac{ds}{dx}\, dx \right) dx + \int_0^x \frac{S}{\varepsilon} \frac{dy}{dx}\, dx$$

$$x_1 - x = \int_0^x \left(\int_0^x \frac{M + M_1}{k} \frac{ds}{dx}\, dx \right) \frac{dy}{dx}\, dx + \int_0^x \frac{S}{\varepsilon}\, dx$$

Mit Berücksichtigung der Formel $\int u\, dv = uv - \int v\, du$ findet man:

$$\int_0^x \left(\int_0^x \frac{M + M_1}{k} \frac{ds}{dx}\, dx \right) dx = x \int_0^x \frac{M + M_1}{k} \frac{ds}{dx}\, dx - \int_0^x \frac{M + M_1}{k}\, x\, \frac{ds}{dx}\, dx$$

$$\int_0^x \left(\int_0^x \frac{M + M_1}{k} \frac{ds}{dx}\, dx \right) \frac{dy}{dx}\, dx = y \int_0^x \frac{M + M_1}{k} \frac{ds}{dx}\, dx - \int_0^x \frac{M + M_1}{k}\, y\, \frac{ds}{dx}\, dx$$

Daher finden wir schliesslich:

$$\left.\begin{aligned} y_1 - y &= x \int_0^x \frac{M + M_1}{k} \frac{ds}{dx}\, dx - \int_0^x \frac{M + M_1}{k}\, x\, \frac{ds}{dx}\, dx + \int_0^x \frac{S}{\varepsilon} \frac{dy}{dx}\, dx \\ x_1 - x &= -y \int_0^x \frac{M + M_1}{k} \frac{ds}{dx}\, dx + \int_0^x \frac{M + M_1}{k}\, y\, \frac{ds}{dx}\, dx + \int_0^x \frac{S}{\varepsilon}\, dx \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \quad (10)$$

Unter den Integralzeichen bedeuten die Grössen x und y die Coordinaten irgend eines zwischen A und m liegenden Punktes, der Grenzwerth x und die x und y ausserhalb der Integralzeichen beziehen sich dagegen auf den Punkt m. Um jedes Missverständniss

zu vermeiden, wollen wir die Coordinaten eines beliebigen zwischen A nnd m liegenden Punktes μ mit ξ und v bezeichnen und dann erhalten wir:

$$\left.\begin{aligned} y_1 - y &= x \int_0^x \frac{M + M_1}{k} \frac{d\sigma}{d\xi}\, d\xi - \int_0^x \frac{M + M_1}{k}\, \xi\, \frac{d\sigma}{d\xi}\, d\xi + \int_0^x \frac{S}{\varepsilon} \frac{dv}{d\xi}\, d\xi \\ x_1 - x &= -y \int_0^x \frac{M + M_1}{k} \frac{d\sigma}{d\xi}\, d\xi + \int_0^x \frac{M + M_1}{k}\, v\, \frac{d\sigma}{d\xi}\, d\xi + \int_0^x \frac{S}{\varepsilon}\, d\xi \end{aligned}\right\} \quad . \; . \quad (11)$$

wobei $d\sigma$ das den Elementen $d\xi$ und dv entsprechende Kurvenelement bezeichnet. Die Werthe von M und k sind nun:

$$\left.\begin{aligned} k &= \frac{\beta\, \varepsilon\, \delta^3}{12} \\ M &= -\frac{\beta\, p}{2} \left[(a - \xi)^2 + (b - v)^2 \right] - X\,(b - v) + Y\,(a - \xi) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (12)$$

Der Werth von S ist vermöge (6)

$$\beta\, \delta\, S = \left[X + \beta\, p\, (b - v) \right] \frac{d\xi}{d\sigma} + \left[Y - \beta\, p\, (a - \xi) \right] \frac{dv}{d\sigma} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (13)$$

In den meisten Fällen der Anwendung dieser Theorie sind $X\, Y\, M_1$ nicht unmittelbar gegeben, sondern müssen in der Weise bestimmt werden, dass am Ende B des Stabes ein gewisser Zustand eintritt, der durch die Natur der Aufgabe bedingt wird. Wenn das Ende B nach keiner Richtung festgehalten wird ist $M_1 = 0$. Wenn die Richtungen der Tangenten an B und B_1 parallel sein sollen, wird M_1 auf folgende Art bestimmt.

Nennen wir α den Winkel, den die zu B und B_1 gezogenen Tangenten mit A x bilden sollen, dann ist für $x = a$ und $x_1 = a_1$ $\frac{dy}{dx} = \frac{dy_1}{dx_1} = \text{tang.}\, \alpha$.

Differenzirt man die Ausdrücke (11) und sucht den Werth von $\frac{dy_1}{dx_1}$, so findet man:

$$\frac{dy_1}{dx_1} = \frac{\frac{dy}{dx} + \int_0^x \frac{M + M_1}{k} \frac{d\sigma}{d\xi}\, d\xi + \frac{S}{\varepsilon} \frac{dy}{dx}}{1 - \frac{dy}{dx} \int_0^x \frac{M + M_1}{k} \frac{d\sigma}{d\xi}\, d\xi + \frac{S}{\varepsilon}}$$

Setzt man in diesen Ausdruck $x = a$, so muss für $\frac{dy}{dx}$ und $\frac{dy_1}{dx_1}$ tang. α und für S S_a gesetzt werden, wobei S_a die in B_1 eintretende Spannung bedeutet; dann wird:

$$\text{tang.}\, \alpha = \frac{\text{tang.}\, \alpha + \int_0^a \frac{M + M_1}{k} \frac{d\sigma}{d\xi}\, d\xi + \frac{S_a}{\varepsilon}\, \text{tang.}\, \alpha}{1 - \text{tang.}\, \alpha \int_0^a \frac{M + M_1}{k} \frac{d\sigma}{d\xi}\, d\xi + \frac{S_a}{\varepsilon}}$$

Hieraus folgt:

$$(1 + \text{tang.}^2 \alpha) \int_0^a \frac{M + M_1}{k} \frac{d\sigma}{d\xi} d\xi = 0$$

Diese Gleichung kann nur bestehen, wenn:

$$\int_0^a \frac{M + M_1}{k} \frac{d\sigma}{d\xi} d\xi = 0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (14)$$

Demnach erhält man:

$$M_1 = - \frac{\int_0^a M \frac{d\sigma}{d\xi} d\xi}{\int_0^a \frac{d\sigma}{d\xi} d\xi} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (15)$$

Dieser spezielle Werth von M_1 folgt auch aus Gleichung (7).
Wir gehen nun zu Anwendungen dieser Theorie.

Formänderung eines ellyptischen Kessels.

Es sei (Fig. 85) der Durchschnitt eines ellyptischen Kessels $CB = a \quad AC = b$ die halben Axen. Wir legen die Abscissenaxe Ax tangirend an den Endpunkt A der kleinen Axe, dann ist die Gleichung der Ellypse:

$$\frac{\xi^2}{a^2} + \frac{(b - v)^2}{b^2} = 1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

An den Endpunkten B und B der grössern Axe sei die Spannung in der Axenfaser Y und die Summe der Momente aller Spannungen M_1. Wenn wir den Kessel bei B und B entzweischneiden und daselbst Kräfte $Y\,Y$ und Momente $M_1\,M_1$ wirken lassen, so wird der Gleichgewichtszustand nicht gestört. Es ist also in diesem Falle:

$$X = 0 \qquad Y = p\,\beta\,a \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

Um die Integrationen durchführen zu können, müssen wir annehmen, dass die Kesselform nur wenig von einer kreiscylindrischen abweicht, oder dass $\frac{a}{b}$ nur wenig von der Einheit verschieden sei. Wir setzen daher:

$$b = a(1 - \lambda) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

und betrachten λ als eine sehr kleine Grösse.

Aus der Gleichung (1) folgt, wenn man für b den Werth $a(1 - \lambda)$ setzt:

$$v = (1 - \lambda)\left(a - \sqrt{a^2 - \xi^2}\right) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (4)$$

Berechnet man $d\sigma = \sqrt{d\xi^2 + dv^2}$, indem man λ als eine kleine Grösse betrachtet, deren zweite und höheren Potenzen vernachlässigt werden dürfen, so findet man:

$$\frac{d\sigma}{d\xi} = \frac{a\left(1 - \lambda \frac{\xi^2}{a^2}\right)}{\sqrt{a^2 - \xi^2}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (5)$$

Mit Berücksichtigung von (1), (2) und (3) wird im vorliegenden Falle:

$$M = - \frac{p\beta}{2}\left[(a - \xi)^2 + (1 - \lambda)^2 (a^2 - \xi^2)\right] + p\,\beta\,a\,(a - \xi)$$

Vernachlässigt man die zweiten und höheren Potenzen von λ, so findet man:

$$M = p\,\beta\,\lambda\,(a^2 - \xi^2) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (6)$$

Wir wollen uns darauf beschränken, die Aenderungen zu berechnen, welche in den Hauptdimensionen a und b des Kessels eintreten, dann sind alle Integrale in den Grenzen o und a zu nehmen. Wenn man berücksichtigt, dass:

$$\left.\begin{array}{ll}
\int_0^a \frac{d\xi}{\sqrt{a^2 - \xi^2}} = \frac{\pi}{2} & \int_0^a \frac{\xi\,d\xi}{\sqrt{a^2 - \xi^2}} = a \\
\int_0^a \frac{\xi^2\,d\xi}{\sqrt{a^2 - \xi^2}} = a^2 \frac{\pi}{4} & \int_0^a \frac{\xi^3\,d\xi}{\sqrt{a^2 - \xi^2}} = \frac{2}{3} a^3 \\
\int_0^a \frac{\xi^4\,d\xi}{\sqrt{a^2 - \xi^2}} = \frac{3}{16} a^4 \pi & \int_0^a \frac{\xi^5\,d\xi}{\sqrt{a^2 - \xi^2}} = \frac{8}{15} a^5
\end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (7)$$

ist, gelangt man zu folgenden Resultaten:

$$\left.\begin{array}{ll}
\int_0^a M \frac{d\sigma}{d\xi} d\xi & = \frac{p\beta\lambda a^3 \pi}{4}\left(1 - \frac{\lambda}{4}\right) \\
\int_0^a \xi\, M \frac{d\sigma}{d\xi} d\xi & = p\,\beta\,\lambda\,a^4 \left(\frac{1}{3} - \frac{2}{15}\lambda\right) \\
\int_0^a \frac{d\sigma}{d\xi} d\xi & = a\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{4}\lambda\right) \\
\int_0^a \xi \frac{d\sigma}{d\xi} d\xi & = a^2\left(1 - \frac{2}{3}\lambda\right)
\end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

Nun ist ferner

$$S = \frac{p}{\delta}\,\xi\,\frac{d\sigma}{dv}$$

daher

$$\int_0^a \frac{S}{\varepsilon} \frac{d\upsilon}{d\xi} d\xi = \frac{p}{\varepsilon\delta} \int_0^a \xi \frac{d\sigma}{d\xi} d\xi = \frac{a^2 p}{\varepsilon\delta}\left(1 - \frac{2}{3}\lambda\right) \quad \ldots \ldots \quad (9)$$

Da sich die Richtung der Tangente bei B durch die Biegung nicht ändert, so kann der Werth von M_1 vermittelst der Formel (15) (Seite 264) bestimmt werden. Man erhält:

$$M_1 = -\frac{\frac{p\beta\lambda a^3 \pi}{4}\left(1 - \frac{\lambda}{4}\right)}{a\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\lambda}{2}\right)} = -\frac{p\beta\lambda a^2}{2} \frac{1 - \frac{\lambda}{4}}{1 - \frac{\lambda}{2}} \quad \ldots \ldots \quad (10)$$

Substituirt man diese Rechnungsresultate in die erste der Gleichungen (11) (Seite 263) und setzt $x = a \quad y = b \quad y_1 = b_1$, so findet man nach einigen Reduktionen:

$$b_1 - b = \frac{p\beta\lambda a^4}{6k} \frac{1 - \frac{9}{5}\lambda}{1 - \frac{1}{2}\lambda} + \frac{a^2 p}{\varepsilon\delta}\left(1 - \frac{2}{3}\lambda\right) \quad \ldots \ldots \quad (12)$$

oder endlich, wenn man sich erlaubt $\frac{1 - \frac{9}{5}\lambda}{1 - \frac{1}{2}\lambda}$ und $\left(1 - \frac{2}{3}\lambda\right)$ gleich 1 zu setzen, und für λ und k die Werthe $\frac{a - b}{a}$ und $\frac{\beta\varepsilon\delta^3}{12}$ einführt:

$$b_1 - b = \frac{2pa^3(a - b)}{\varepsilon\delta^3} + \frac{a^2 p}{\varepsilon\delta} \quad \ldots \ldots \quad (13)$$

Es ist nicht nothwendig $a_1 - a$ vermittelst der zweiten der Gleichungen (11) (Seite 263) direkt zu berechnen, denn man erhält $a_1 - a$ aus (13), wenn man a mit b und a_1 mit b_1 vertauscht. Man findet auf diese Weise:

$$a_1 - a = -\frac{2pb^3(a - b)}{\varepsilon\delta^3} + \frac{b^2 p}{\varepsilon\delta} \quad \ldots \ldots \quad (14)$$

Hiedurch sind also die Aenderungen bestimmt, die in den Hauptabmessungen des Kessels eintreten.

Es ist

$$S = \frac{p}{\delta} \xi \frac{d\sigma}{d\upsilon} = \frac{p}{\delta} a \frac{1 - \lambda\frac{\xi^2}{a^2}}{1 - \lambda}$$

Dieser Ausdruck erhält für $\xi = 0$ seinen grössten Werth. Die Intensität der Spannung ist also im Punkt A der Axenlinie am grössten. Nennt man diesen grössten Werth von S $\mathfrak{A}$, so hat man:

$$\mathfrak{A} = \frac{pa}{\delta(1 - \lambda)} \quad \ldots \ldots \quad (15)$$

Formänderung eines ellyptischen Kessels, dessen Wände nach der Richtung der kleinen Axe durch Stangen oder durch eine durchbrochene Platte zusammengehängt sind.

Es sei (Fig. 84) der Durchschnitt eines ellyptischen Kessels, dessen Wände nach der Richtung der kleinen Axe A A durch Stangen, oder durch eine durchbrochene Platte zusammengehängt sind. Nennt man Ω die Summe der Querschnitte aller Verbindungsstangen, Y_1 die Summe der Spannungen in allen Stangen, ε den Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem die Stangen bestehen, a die halbe grosse, b die halbe kleine Axe der Ellypse, Y die Summe aller Spannungen in einem Querschnitt bei B, $b_1 - b$ die Ausdehnung, welche in der Hälfte einer der Verbindungsstangen eintritt, so bestehen zunächst folgende Beziehungen:

$$\left.\begin{aligned} 2Y + Y_1 &= 2ap\beta \\ b_1 - b &= b\frac{Y_1}{\Omega\varepsilon} \\ X &= 0 \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots \quad (1)$$

Es unterliegt zwar keinen Schwierigkeiten, die Formänderung des Kessels vollständig zu bestimmen für die praktischen Zwecke, welche wir im Auge haben, interessirt uns aber nur, zu erfahren, wie gross Y_1 ist. Wir beschränken uns daher auf die Bestimmung dieser Grösse, unter der Voraussetzung, dass der Kessel nur wenig von der kreiscylindrischen Form abweicht.

Durch die Formänderung, welche in dem Kessel eintritt, bleibt die Richtung der zum Punkt B gehörigen Tangenten ungeändert. Es ist daher wegen der Gleichungen (14) und (15) (Seite 264)

$$\int_0^a \frac{M + M_1}{k} \frac{d\sigma}{d\xi} d\xi = 0 \qquad M_1 = -\frac{\int_0^a M \frac{d\sigma}{d\xi} d\xi}{\int_0^a \frac{d\sigma}{d\xi} d\xi} \quad \ldots \ldots \quad (2)$$

Die erste der Gleichungen (11) (Seite 263) wird demnach, wenn man in derselben $x = a$ und folglich $y = b \quad y_1 = b_1$ setzt:

$$b_1 - b = -\int_0^a \frac{M + M_1}{k} \xi \frac{d\sigma}{d\xi} d\xi + \int_0^a \frac{S}{\varepsilon} \frac{d\upsilon}{d\xi} d\xi \quad \ldots \ldots \quad (3)$$

Der Werth von M ist im vorliegenden Fall:

$$M = -\frac{\beta p}{2\xi}\left[(a - \xi)^2 + (b - \upsilon)^2\right] + Y(a - \xi) \quad \ldots \ldots \quad (4)$$

Die Gleichung der Ellypse ist:

$$\frac{\xi^2}{a^2} + \frac{(b - \upsilon)^2}{b^2} = 1 \quad \ldots \ldots \quad (5)$$

Wir setzen auch hier $b = a\,(1-\lambda)$ und behandeln λ, wie wenn es unendlich klein wäre, so dass die zweiten und höheren Potenzen vernachlässigt werden dürfen.

Mit Berücksichtigung der ersten der Gleichungen (1) wird:

$$M = +\beta\, p\, \lambda\,(a^2 - \xi^2) - (a - \xi)\,\frac{1}{2}\,Y_1 \quad \ldots\ldots \quad (6)$$

Es ist ferner

$$\frac{d\sigma}{d\xi} = \frac{a\left(1 - \lambda\,\frac{\xi^2}{a^2}\right)}{\sqrt{a^2 - \xi^2)}} \quad \ldots\ldots \quad (7)$$

Man findet nun:

$$\int_0^a M\,\frac{d\sigma}{d\xi}\,d\xi = \frac{p\,\beta\,\lambda\,\pi\,a_0^3}{4}\left(1 - \frac{\lambda}{4}\right) - \frac{1}{2}\,a^2\,Y_1\left(\frac{\pi}{2} - 1 - \frac{\lambda\,\pi}{4} + \frac{2}{3}\,\lambda\right)$$

$$\int_0^a M\,\xi\,\frac{d\sigma}{d\xi}\,d\xi = \frac{p\,\beta\,\lambda\,a^4}{3}\left(1 - \frac{2}{5}\,\lambda\right) - \frac{1}{2}\,a^3\,Y_1\left(1 - \frac{\pi}{4} - \frac{2}{3}\,\lambda + \frac{3}{16}\,\lambda\,\pi\right)$$

$$\int_0^a \frac{d\sigma}{d\xi}\,d\xi = a\,\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\lambda}{2}\right)$$

$$\int_0^a \xi\,\frac{d\sigma}{d\xi}\,d\xi = a^2\left(1 - \frac{2}{3}\,\lambda\right)$$

Für einen cylindrisch runden Kessel ist $s = \frac{Y}{\beta\,\delta}$. Wir werden keinen bedenklichen Fehler begehen, wenn wir diesen Werth von s in Rechnung bringen, schreiben desshalb:

$$\int_0^a \frac{s}{\varepsilon}\,\frac{d\upsilon}{d\xi}\,d\xi = \frac{s}{\varepsilon}\,b = \frac{Y\,b}{\varepsilon\,\beta\,\delta} = \frac{\left(a\,\beta\,p - \frac{1}{2}\,Y_1\right)b}{\varepsilon\,\beta\,\delta}$$

Vermittelst dieser Rechnungsresultate wird nun:

$$b_1 - b = \frac{b\,Y_1}{\Omega\,\varepsilon} = \frac{1}{k}\left[\frac{p\,\beta\,\pi\,a^3}{4}\left(1 - \frac{\lambda}{4}\right) - \frac{1}{2}\,a^2\,Y_1\left(\frac{\pi}{2} - 1 - \frac{\lambda\,\pi}{4} + \frac{2}{3}\,\lambda\right)\right]\frac{2\,a}{\pi}\,\frac{1 - \frac{2}{3}\,\lambda}{1 - \frac{\lambda}{2}}$$

$$- \frac{1}{k}\left[\frac{\beta\,p\,\lambda\,a^4}{3}\left(1 - \frac{2}{5}\,\lambda\right) - \frac{1}{2}\,a^3\,Y_1\left(1 - \frac{\pi}{4} - \frac{2}{3}\,\lambda + \frac{3}{16}\,\lambda\,\pi\right)\right]$$

$$+ \frac{\left(a\,\beta\,p - \frac{1}{2}\,Y_1\right)b}{\varepsilon\,\beta\,\delta}$$

oder durch weitere Reduktionen, wobei die Glieder, welche λ^2 enthalten, zu vernachlässigen sind,

$$\frac{b\,Y_1}{\Omega\,\varepsilon} = \frac{\beta\,p\,\lambda\,a^4}{6\,k}\,\frac{1 - \frac{19}{20}\,\lambda}{1 - \frac{1}{2}\,\lambda} + \frac{a^3\,Y_1}{k}\left(\frac{1}{\pi} - \frac{\pi}{4} + \frac{7}{32}\,\lambda\,\pi - \frac{4}{3}\,\frac{\lambda}{\pi}\right) + \frac{a\,b\,p}{\varepsilon\,\delta} - \frac{Y_1\,b}{2\,\varepsilon\,\beta\,\delta}$$

Nennt man $\mathfrak{A}$ die Spannung, welche in einem Quadratcentimeter des Querschnittes der Verbindungsstangen eintreten darf, so ist $Y_1 = \mathfrak{A}\,\Omega$. Substituirt man diesen Werth von Y_1 in die letzte Gleichung und sucht sodann Ω, so findet man:

$$\Omega = \frac{\frac{\beta\,p\,\lambda\,a^4}{6\,k}\,\frac{1 - \frac{19}{20}\,\lambda}{1 - \frac{1}{2}\,\lambda} + \frac{a\,b\,p}{\varepsilon\,\delta} - \frac{b\,\mathfrak{A}}{\varepsilon}}{\frac{a^3\,\mathfrak{A}}{k}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{1}{\pi} - \frac{7}{32}\,\lambda\,\pi + \frac{4}{3}\,\frac{\lambda}{\pi}\right) + \frac{b\,\mathfrak{A}}{2\,\varepsilon\,\beta\,\delta}}$$

oder wenn man für k seinen Werth $\frac{\beta\,\varepsilon\,\delta^3}{12}$ einführt:

$$\Omega = \frac{\frac{2\,p\,\lambda\,a^4}{\delta^3}\left(\frac{1 - \frac{19}{20}\,\lambda}{1 - \frac{1}{2}\,\lambda}\right) + \frac{a\,b\,p}{\delta} - b\,\mathfrak{A}}{\frac{12\,a^3\,\mathfrak{A}}{\beta\,\delta^3}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{1}{\pi} - \frac{7}{32}\,\lambda\,\pi + \frac{4}{3}\,\frac{\lambda}{\pi}\right) + \frac{b\,\mathfrak{A}}{2\,\beta\,\delta}}$$

Vernachlässiget man diejenigen Glieder in den Klammern, welche mit λ multiplizirt sind, und setzt für das als Faktor erscheinende λ seinen Werth $\frac{a-b}{a}$, so erhält man:

$$\Omega = \frac{\frac{2\,p\,(a-b)\,a^3}{\delta^3} + \frac{a\,b\,p}{\delta} - b\,\mathfrak{A}}{\frac{12\,a^3\,\mathfrak{A}}{\beta\,\delta^3}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{1}{\pi}\right) + \frac{b\,\mathfrak{A}}{2\,\beta\,\delta}}$$

$$\frac{\Omega}{\beta} = \frac{\frac{2\,p\,(a-b)\,a^3}{\delta^3} + \frac{a\,b\,p}{\delta} - b\,\mathfrak{A}}{\frac{12\,a^3\,\mathfrak{A}}{\delta^3}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{1}{\pi}\right) + \frac{b\,\mathfrak{A}}{2\,\delta}} \quad \ldots\ldots \quad (8)$$

oder endlich annähernd

$$\frac{\Omega}{\beta} = \frac{p\,(a-b)}{6\,\mathfrak{A}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{1}{\pi}\right)} \quad \ldots\ldots \quad (9)$$

Es sei z. B. für einen ellyptischen Kessel:

$a = 50 \qquad b = 40 \qquad \delta = 1 \qquad \mathfrak{A} = 300 \qquad p = 5$

so wird:

$$\frac{\Omega}{\beta} = \frac{2 \times 5\,(50-40)\,125000 + 50 \times 40 \times 5 - 40 \times 300}{12 \times 125000 \times 8000\left(\frac{3{\cdot}142}{4} - \frac{1}{3{\cdot}142}\right) + \frac{40 \times 300}{2}} = \frac{1}{21}$$

Beträgt die ganze Länge β des Kessels 400 Centimeter, so ist die Summe der Querschnitte der Verbindungsstangen $\Omega = 20$ Quadratcentimeter.

Verbindungsstangen eines Blasenkessels.

Um die Kraft zu bestimmen, welcher die Verbindungsstangen B B (Fig. 83) eines Blasenkessels zu widerstehen haben, bedarf es keiner weitläufigen Rechnung. Es sei O der Mittelpunkt ϱ_1 der Halbmesser der kreisrunden Kesselwölbung B A B. Da in einem kreiscylindrischen Kessel in allen Querschnitten einerlei Spannung herrscht, so kann dieselbe leicht bestimmt werden. Die Summe der Spannungen in den Querschnitten bei c und c muss offenbar gleich sein dem Druck des Dampfes auf die Fläche c O c; man hat daher:

$$2\,S = 2\,\varrho_1\,\beta\,p \quad \text{oder} \quad S = \varrho_1\,\beta\,p$$

So gross wie S sind aber auch die Spannungen nach den Richtungen der Tangenten bei B. Vermöge dieser Spannungen wird der Punkt B mit einer Kraft $2\,S\cos\psi = 2\,\varrho_1\,\beta\,p\cos\psi$ nach der Richtung B x gezogen, und dieser Kraft haben die Zugstangen zu widerstehen. Bezeichnet man dieselben mit Z, so ist:

$$Z = 2\,\varrho_1\,\beta\,p\cos\psi$$

Setzt man $\overline{AD} = b_1$, so ist, wie aus der Figur erhellet:

$$\cos\psi = \frac{(b_1 - \varrho_1)}{\varrho_1}$$

man erhält daher:

$$Z = 2\,\beta\,p\,(b_1 - \varrho_1) \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

Zu dem gleichen Ergebniss werden wir aber auch auf rein analytischem Wege durch unsere allgemeine Theorie geführt.

Es ist klar, dass man den Querschnitt Ω der Verbindungsstangen in der Art wählen kann, dass der Kessel durch die Einwirkung der innern Pressung nur allein ausgeweitet wird, dabei aber in eine kreiscylindrische Form von einem gewissen Halbmesser ϱ_1 übergeht.

Um für diesen Fall die genaue Momentengleichung zu erhalten, muss man in der Gleichung (1) (Seite 260) setzen:

$$Y = \beta\,p\,a_1$$

$$X = -\frac{1}{2}\,Z$$

Man erhält daher:

$$\frac{\varepsilon\,\beta\,\delta^3}{12}\left(\frac{1}{\varrho_1} - \frac{1}{r}\right) = -\frac{\beta\,p}{2}\left[(a_1 - \xi)^2 + (b_1 - v)^2\right] + \frac{1}{2}\,Z\,(b_1 - v) + \beta\,p\,a_1\,(a_1 - \xi) + M_1 \quad . \quad (2)$$

Damit diese Gleichung mit der eines Kreises vom Halbmesser ϱ_1 übereinstimmt muss sie mit

$$\xi^2 + v^2 - 2\,\varrho_1\,v = 0 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

identisch sein. Dies ist der Fall, wenn:

$$\frac{Z}{\beta\,p} - 2\,b_1 = -2\,\varrho_1 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (4)$$

$$\frac{2}{\beta\,p}\,\frac{\varepsilon\,\beta\,\delta^3}{12}\left(\frac{1}{\varrho_1} - \frac{1}{r}\right) + b_1^2 - a_1^2 - \frac{Z\,b_1}{\beta\,p} - \frac{2\,M_1}{\beta\,p} = 0 \quad \ldots \ldots \quad (5)$$

ist.

Aus der ersteren dieser Gleichungen folgt zunächst übereinstimmend mit (1)

$$Z = 2\,\beta\,p\,(b_1 - \varrho_1) \quad \ldots \ldots \ldots \quad (6)$$

Vermittelst dieses Werthes von Z und weil $a_1^2 + b_1^2 - 2\,b_1\,v = 0$ ist, folgt aus (5)

$$M_1 = -\frac{\varepsilon\,\beta\,\delta^3}{12}\left(\frac{1}{r} - \frac{1}{\varrho_1}\right) \quad \ldots \ldots \ldots \quad (7)$$

Dass M_1 negativ ausfällt, ist ganz in der Ordnung, denn in der Ableitung der Momentengleichung sind wir von der Voraussetzung ausgegangen, dass die Krümmung des Stabes durch die Formveränderung zunimmt, während sie in vorliegendem Falle schwächer wird.

Die Intensität S der Spannung per 1 Quadratcentimeter ist in allen Punkten der Axenlinie des Kessels so, dass man hat:

$$2\,S\,\beta\,\delta = 2\,\varrho_1\,p\,\beta$$

also:

$$S = \frac{\varrho_1\,p}{\delta} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

Nennt man α den Centriwinkel, der dem Bogen B A B entspricht, so ist die ursprüngliche Länge dieses Bogens $r\,\alpha$ die veränderte Länge $\varrho_1\,\alpha$, daher hat man:

$$\varrho_1\,\alpha - r\,\alpha = r\,\alpha\,\frac{S}{\varepsilon} = r\,\alpha\,\frac{\varrho_1\,p}{\delta\,\varepsilon}$$

Hieraus folgt:

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{1}{r} - \dfrac{1}{\varrho_1} = \dfrac{p}{\varepsilon\,\delta} \\[2ex] \text{oder:} \\[1ex] 1 - \dfrac{r}{\varrho_1} = \dfrac{r\,p}{\varepsilon\,\delta} \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (9)$$

Nennt man Ω die Summe der Querschnitte der Verbindungsstangen, so ist:

$$a_1 - a = a \frac{Z}{\Omega \varepsilon}$$

oder:

$$Z = \Omega \varepsilon \left(\frac{a_1}{a} - 1 \right) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (10)$$

allein da die ursprüngliche und die durch die Veränderung entstandene Form geometrisch ähnlich sind, so hat man $\frac{a_1}{a} = \frac{b_1}{b} = \frac{\varrho_1}{r}$. Berücksichtiget man diese Verhältnisse, so folgt aus (6) und (10)

$$2 \beta p \left(b \frac{\varrho_1}{r} - \varrho_1 \right) = \Omega \varepsilon \left(\frac{\varrho_1}{r} - 1 \right)$$

und hieraus folgt:

$$\Omega = \frac{2 \beta p (b - r)}{\varepsilon \left(1 - \frac{r}{\varrho_1} \right)}$$

oder wegen der zweiten der Gleichungen (9)

$$\frac{\Omega}{\beta \delta} = 2 \cdot \frac{b - r}{r} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (11)$$

Diese Gleichung ist ein sehr einfacher Ausdruck für das Verhältniss zwischen den Querschnitten sämmtlicher Verbindungsstangen und dem Querschnitt einer Kesselwand.

Aus (7) und (9) folgt;

$$M_1 = - \frac{\beta \delta^2 p}{12} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (12)$$

Vernietungen.

Die wesentlichsten Dimensionen einer Vernietung sind: 1) der Durchmesser der Nietbolzen, 2) die Entfernung e der Nietbolzen, 3) die Entfernung e_1 von dem Rand eines Nietbolzens bis zum Blechrand (Fig. 88).

Diese Dimensionen müssen in der Art bestimmt werden, dass das Abscheeren eines Bolzens eben so viel Kraft erfordert, als das Abreissen des Bleches zwischen zwei Bolzen und als das Ausreissen des Bleches bis an den Rand hinaus. Nennt man δ die Blechdicke, so müssen demnach folgende Gleichheiten stattfinden:

$$\frac{d^2 \pi}{4} = (e - d) \delta = 2 e_1 \delta \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

Hieraus findet man:

$$\left. \begin{aligned} \frac{e}{\delta} &= \frac{\pi}{4} \left(\frac{d}{\delta} \right)^2 + \frac{d}{\delta} \\ \frac{e_1}{\delta} &= \frac{\pi}{8} \left(\frac{\delta}{\delta} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

Nennt man f das Festigkeitsverhältniss der Vernietung, d. h. den Ouotienten aus der Festigkeit, die eine Verbindung durch Nieten gewährt und der Festigkeit des Bleches, so ist:

$$f = \frac{e - d}{e} = 1 - \frac{d}{e}$$

oder wenn man aus (2) für e seinen Werth setzt:

$$f = \frac{1}{1 + \frac{4}{\pi} \left(\frac{\delta}{d} \right)} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

Diese Formeln (2) und (3) geben:

für $\frac{d}{\delta} =$	1	1·5	2	2·5	3
$f =$	0·44	0·54	0·61	0·66	0·71
$\frac{e}{\delta} =$	1·78	3·26	5·14	7·41.	10.06
$\frac{e_1}{\delta} =$	0·39	0·88	1·56	2·44	3·51

Die Werthe von f zeigen, dass eine weite Vernietung mit starken Bolzen grössere Festigkeit gewährt, als eine enge Vernietung mit kleinen Bolzen. Eine enge Vernietung gibt jedoch eine dichtere Verbindung. Handelt es sich also um eine Verbindung, die nur Festigkeit geben soll, so ist eine weite Vernietung mit starken Bolzen angemessen. Handelt es sich nicht um Festigkeit, sondern nur um dichten Verschluss, so ist eine enge Vernietung mit kleinen Bolzen vorzuziehen. Wird sowohl Festigkeit, als auch dichter Verschluss gefordert, wie diess bei Dampfkesseln, Schiffen etc. der Fall ist, so ist eine Vernietung von mittlerer Weite und mittlere Bolzenstärke am zweckmässigsten.

Für Kesselvernietungen nehme man:

$$\frac{d}{\delta} = 2 \qquad \frac{e}{\delta} = 5 \cdot 14 \qquad \frac{e_1}{\delta} = 1 \cdot 56$$

Für eine solche Vernietung ist $f = 0 \cdot 61$, d. h. die Festigkeit eines auf diese Weise vernieteten Kessels ist 0·61 von der Festigkeit des Bleches.

Nach den Regeln, welche wir für die Metalldicke cylindrischer Kessel aufgestellt haben, ist das Kesselblech durchschnittlich auf $\frac{1}{15}$ seiner absoluten Festigkeit in Anspruch genommen. Ein nach obiger Regel vernieteter Kessel ist demnach auf $\frac{1}{9}$ von derjenigen Festigkeit in Anspruch genommen, die die Vernietung gewährt.

Festigkeit des Rahmenbaues.

Der mit dem Kessel verbundene Rahmenbau wird durch die Federn schwebend erhalten. Bei Lokomotiven, die keine Mittelaxe haben, ist es vollkommen genügend, wenn die Rahmen nur mit den Wänden der Feuerbüchse und mit den Wänden der Rauchkammer verbunden werden und können ferner die Querschnittsdimensionen der Rahmen verhältnissmässig sehr schwach genommen werden, denn die Punkte, an welchen die Rahmen von den Federn gefasst werden, befinden sich bei dieser Constructionsweise ganz in der Nähe der Punkte, in welcher die Rahmen mit dem Kesselbau verbunden sind.

Anders verhält es sich bei Lokomotiven, die mit mittleren Rädern versehen sind. Bei dieser Bauart ist es kaum möglich, die mittleren Theile der Rahme so stark zu machen, dass sie für sich allein und ohne Hülfsconstruktionen den Zug der Mittelfedern auszuhalten im Stande sind, man wird daher genöthigt, die mittleren Theile dieser Rahmen mit der untern Rundung des Röhrenkessels zu verbinden, muss aber dennoch die Querschnittsdimensionen der Rahmen stark machen, weil sonst die Festigkeit des Kessels zu sehr in Anspruch genommen würde.

Man sieht hieraus, dass die Bauart mit Mittelrädern nicht nur hinsichtlich der Stabilität der Bewegung und wegen der Befahrung von Bahnkrümmungen, sondern auch für den Rahmenbau nachtheilig ist.

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 7.42 · 0.485 = 3.600
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 Zugkraft.

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

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

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

oder

$$\frac{W}{L} = \frac{500 + 22 V}{V} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

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

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

Bestimmung des Totalwiderstandes W eines Trains und des Gewichtes der Lokomotive.

Wir haben schon (Seite 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:

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

Die Bedeutung der in dieser Formel erscheinenden Zeichen ist folgende:

T das Gewicht in Tonnen à 1000 Kilogr. aller Wagen mit Einschluss ihrer Belastung, die von der Lokomotive fortgezogen werden sollen;
V die Fahrgeschwindigkeit der Lokomotive in Metern und in einer Sekunde;
α der Steigungswinkel der stärksten auf der Bahn vorkommenden Steigung;
F die Stirnfläche der Lokomotive in Quadratmetern (gewöhnlich gleich 7 bis 8 Quadratmeter);
f die Stirnfläche jedes von der Lokomotive fortzuziehenden Wagens in Quadratmetern, gewöhnlich ist f gleich 4 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 Construktion in einer Weise durchgeführt wird, die dem Widerstand W und der Geschwindigkeit V angemessen ist.

Es sei z. B.:

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

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

Es sei ferner:

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

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

Für $V = 5$ 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 Triebräder 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 c die Zahl, welche ausdrückt, wie vielmal diese Zugkraft grösser sein soll, als der Widerstand des Trains, so hat man:

$$c\,W = 1000\,L_1\,F \qquad (3)$$

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

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

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

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

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

Was den Werth von c betrifft, so haben wir (Seite 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 construirenden 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:

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

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

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

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 zwischsn der Feuerbüchse und der Rauchkammer . . . . $\frac{L_1}{L} = 0{\cdot}73$

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

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

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

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

Hieraus sieht man, dass im Wesentlichen das System der Triebräder durch die 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) . . . . $D = v \frac{d_1}{\varepsilon} \sqrt{\frac{1}{2} \frac{s}{g}}$

der vortheilhafteste Werth des Durchmessers (Seite 157) . . . . $D = v \frac{d_1}{\varepsilon} \sqrt{\frac{3}{2} \frac{s}{g}}$

das arithmetische Mittel aus beiden, nahe . . . . $D = v \frac{d_1}{\varepsilon} \sqrt{\frac{s}{g}}$

Es bedeutet s die Zusammendrückung der Federn durch ihre Belastung, $g = 9{\cdot}81$ die Beschleunigung durch die Schwere, 2ε 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 . . . . $D = 2{\cdot}73\, v \sqrt{\frac{s}{g}}$

Da die Werthe von $\frac{d_1}{\varepsilon}$ 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

$$D = 2{\cdot}73\, V \sqrt{\frac{s}{g}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

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 $s = 0{\cdot}01$ Meter und für diesen Werth wird:

$$D = 0{\cdot}174\, V \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

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

	D	V	$\frac{D}{V}$
Personen-Lokomotive von *Stephenson*	1·7	12	0·14
Güter-Lokomotive von *Stephenson* mit 4 gekuppelten Rädern	1·4	10	0·14
Güter-Lokomotive von *Stephenson* mit 6 gekuppelten Rädern	1·2	8	0·15
Personen-Lokom. von *Crampton*	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 $2\sqrt{\frac{s}{g}} = 2\sqrt{\frac{0{\cdot}04}{9{\cdot}81}} = 0{\cdot}13$ 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 $2\sqrt{3\frac{s}{g}} = 2\sqrt{3\frac{0{\cdot}04}{9{\cdot}81}} = 0{\cdot}22$.

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

Der Durchmesser eines Triebrades soll nie kleiner als $2{\cdot}73\, V \sqrt{\frac{s}{g}}$ und nie grösser als $3{\cdot}46\, V \sqrt{\frac{s}{g}}$ gemacht werden. Wenn $s = 0{\cdot}04$ ist, werden diese Grenzen: $0{\cdot}174\, V$ und $0{\cdot}22\, V$. Es ist daher:

für							
	$V =$	5	6	8	10	12	14 Meter.
	$D_{min.} =$	0·87	1·04	1·39	1·74	2·08	2·44 „
	$D_{max.} =$	1·10	1·32	1·76	2·2	2·64	8·08 „

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_1 den Druck sämmtlicher Triebräder gegen die Bahn, i die Anzahl der Triebräder, $\mathfrak{P}$ den Druck eines Rades gegen die Bahn, so ist unter obiger Voraussetzung:

$$i = \frac{L_1}{\mathfrak{P}}$$

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

$$D = 0{\cdot}174\ V.$$

sein soll. Aus diesen drei Gleichungen folgt:

$$i = 0{\cdot}48\ \frac{L_1}{\sqrt{V}}$$

Setzen wir für L_1 denjenigen Werth, der aus der Gleichung (4) (Seite 279) folgt, so wird auch

$$i = 0{\cdot}48\ \frac{c}{1000\ f}\ \frac{590 + 22\ V}{V\sqrt{V}}\ L,$$

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

$$i = 0{\cdot}00317\ \frac{590 + 22\ V}{V\sqrt{V}}\ L \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

für $V =$	5	6	8	10	12	14
wird $\frac{i}{L} =$	0·20	0·16	0·11	0·08	0·07	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 bestätiget, dass man in England Lokomotive mit sehr grossen Rädern bauet, 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_1 den Durchmesser eines Laufrades, $\mathfrak{P}_1$ den Druck eines Laufrades gegen die Bahn, i_1 die Anzahl der Laufräder, L das totale Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung, L_1 den Druck aller Triebräder gegen die Bahn; so ist zunächst:

$$i_1 = \frac{L - L_1}{\mathfrak{P}_1}$$

Damit die Axenreibung nicht zu gross ausfällt, soll der Durchmesser D_1 dem Durchmesser des Axenzapfens oder des Axenhalses proportional sein. Dieser letztere Durchmesser ist aber annähernd der Quadratwurzel aus dem Druck $\mathfrak{P}_1$ proportional; wir können daher setzen:

$$D_1 = \mathfrak{A}\sqrt{\mathfrak{P}_1}$$

Der Durchmesser D_1 soll aber auch eine dem Druck $\mathfrak{P}_1$ angemessene Grösse erhalten, und diese ist nach (Seite 24):

$$D_1 = \frac{\mathfrak{P}_1^2}{25}$$

Aus den Gleichungen (2) und (3) folgt sowohl für D_1, als auch für $\mathfrak{P}_1$ 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 Kokomotive = 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 Dampfcylinder, 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 möglicht 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 Triebräder durch Schubstangen mit den Gleitstücken verbinden. 3) Einen Kessel von einfacher Form mit grossen Querschnitten und ohne Dom anwenden. 4) Richtige Balanzirung der hin- und hergehenden Massen.

C. Für starke Güterzüge ist zu empfehlen:

V. Die Bauart der Alplokomotive (Tab. VI, Fig. 23, 24), jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Die hintern Triebräder vermittelst 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 Alplokomotive 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 $0{\cdot}44\,L$; man hat daher:

$$0{\cdot}44\,L = 2 \times 5\sqrt{D}$$

mithin

$$L = \frac{10}{0{\cdot}44}\sqrt{D}$$

Die grössten Räder, welche bis jetzt angewendet wurden, haben einen Durchmesser von 2·5 Meter, und für diesen Durchmesser wird $L = \frac{10}{0{\cdot}44}\sqrt{2{\cdot}5} = 36$ Tonnen.

Bei der württembergischen Lokomotive ist der Druck der 4 Triebräder gegen die Bahn ebenfalls ungefähr $0{\cdot}44\,L$. Weil aber 4 Triebräder vorhanden sind, so hat man:

$$0{\cdot}44\,L = 4 \times 5 \times \sqrt{D}$$

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 $D = 1{\cdot}44$ wird aber:

$$L = \frac{4 \times 5 \times \sqrt{1{\cdot}44}}{0{\cdot}44} = 50.$$

Für eine Lokomotive mit i verkuppelten Rädern ist annähernd:

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

Für eine solche Lokomotive kann man D höchstens $= 1{\cdot}3$ 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 Geleisenerweiterung in Bahnkrümmungen.

Nennen wir:

R den kleinsten Krümmungshalbmesser, welcher auf der zu befahrenden Bahn vorkommt;

$\text{tang.}\,\alpha$ 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;

2 e 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_1 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 tang. α und von σ_1 folgende Formel:

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

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

$$\sigma = 0{\cdot}015 \text{ Meter}$$

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.:

$$r = 0{\cdot}5 \qquad e = \frac{1{\cdot}5}{2} = 0{\cdot}75 \qquad R = 200 \text{ Meter}$$

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

$$\text{tang}\,\alpha = \frac{0{\cdot}5 \times 0{\cdot}75}{200 \times 0{\cdot}015} = 0{\cdot}125 = \frac{1}{8}$$

ferner wird für

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

$$\sigma_1 = 0{\cdot}015\,\frac{200}{300} = 0{\cdot}01 \quad \text{und} \quad 0{\cdot}015\,\frac{200}{400} = 0{\cdot}0075$$

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

2Δ 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.

tang α_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;

2σ die Bahnerweiterung in dieser stärksten Krümmung;

r_1 den Halbmesser des mittleren Laufkreises des Laufwerkes, dessen Conizität bestimmt werden soll, so hat man nach (Seite 19) annähernd:

$$\text{tang.}\,\alpha_1 = \frac{2\,r\,e}{\Delta^2 - (\Delta - \delta)^2 - 2\,R\,\sigma} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Fällt der Werth von tang α_1 *positiv* aus, so ist die Conizität jener der Vorder- und Hinterräder *entgegengesetzt*, wird tang. α_1 *negativ*, so stimmt die Conizität der Räder des innern Laufwerkes mit der Conizität der Vorder- und Hinterräder überein. Sollte 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 sämmtlicher 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):

$$e = \frac{1{\cdot}43}{2} = 0{\cdot}715 \qquad r = 0{\cdot}5 \qquad R = 190 \qquad \sigma = 0{\cdot}015$$

so erhalten wir:

$$\text{tang.}\,\alpha = \frac{0{\cdot}715 \times 0{\cdot}5}{190 \times 0{\cdot}015} = 0{\cdot}125 = \frac{1}{8}$$

Der Abstand Δ 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):

$$e = 0{\cdot}715 \qquad r = 0{\cdot}5 \qquad R = 190 \qquad \sigma = 0{\cdot}015 \qquad \Delta = 2{\cdot}29 \qquad \delta = 1{\cdot}145$$

so finden wir:

$$\text{tang.}\,\alpha_1 = \frac{2 \times 0{\cdot}715 \times 0{\cdot}5}{2{\cdot}29^2 - 1{\cdot}145^2 - 2 \times 190 \times 0{\cdot}015} = -0{\cdot}404$$

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 Kolbenschub.

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

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

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

$$D = 0{\cdot}174\,V$$

sein soll. Aus diesen zwei Gleichungen folgt:

$$\frac{l}{v} = 0\,174 \times \frac{\pi}{2} = 0{\cdot}273 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Das Verhältniss zwischen der Länge des Kolbenschubes 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 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 Kolbenschub, daher also ein für die Construktion sehr unpassendes Verhältniss der Cylinderabmessungen bedingen, und überdiess würde ein so kleiner Kolbenschub für die Wirkung des Dampfes nachtheilig werden, weil die Comunicationswechsel zu rasch auf einander folgten und auch der schädliche Raum der Cylinder zu gross ausfiele. 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 einen constanten Werth annehmen, wird vermöge (10) auch l constant, und dies ist mit den Thatsachen der Wirklichkeit nicht im Widerspruch, denn die Kolbenschublängen 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:

$$l = 0{\cdot}63 \text{ Meter}$$

und dann wird

$$v = \frac{0{\cdot}63}{0{\cdot}273} = 2{\cdot}3 \text{ Meter.}$$

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 Maschinentheile 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 Führungslineale. 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 Construktion 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_1 ε nur wenig, dagegen die Grössen W G V e beträchtlich veränderliche Grössen. Das Wanken und Wogen wird also innerhalb gewisser zulässiger Grenzen bleiben, wenn wir dafür sorgen, dass

$$\frac{W e V}{G l_1}$$

einen gewissen Werth $\mathfrak{A}$, den wir durch Thatsachen bestimmen werden, nicht überschreitet. Wir setzen daher

$$\frac{W e V}{G l_1} = \mathfrak{A}$$

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

$$\frac{W V}{L} \frac{e}{l_1} = \mathfrak{B}$$

wobei $\mathfrak{B}$ abermals eine durch Thatsachen zu bestimmende Constante ausdrückt. Allein wir haben Seite (277) die empirische Regel aufgestellt:

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

und haben ferner Seite (281) die Regel gefunden:

$$D = 0 \cdot 174\, V$$

Aus diesen drei Gleichungen folgt:

$$l_1 = \frac{\left(590 + \frac{22}{0 \cdot 174} D\right) e}{\mathfrak{B}} = \frac{(590 + 126\, D)\, e}{\mathfrak{B}}$$

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 Construktionen hält, für $\mathfrak{B}$ annähernd einen constanten Werth liefern.

	D	e	l_1	$\mathfrak{B}$
Neue Semmering-Lokomotive nach *Engerth*	1·00	1	2·2	325
Personen-Lokom. von *Crampton*	2·2	0·9	2·5	348
Personen-Lokomotive von *Stephenson* mit innen liegenden Cylindern	1·7	0·5	1·6	251
			Mittel . . .	308

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

$$l_1 = (1 \cdot 9 + 0.41\, D)\, e$$

Diese Werthe von $\mathfrak{B}$ stimmen allerdings nicht so genau überein, dass man sagen dürfte, unsere Regel werde durch die Thatsachen bestätiget. 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 Construktionsart 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:

$$l_1 = (1 \cdot 9 + 0 \cdot 41\, D)\, e \quad . . . . \quad (11)$$

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* $606 \cdot 5 + 0 \cdot 305\, t$ Wärmeeinheiten, 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 nothwendig, 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 desshalb immer wenigstens $\frac{5}{4}$ Atmosphären, und da eine günsige 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 Construktion 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 zweckmäsige, 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: $\frac{5}{1\cdot25}=4$ 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 } in Metern und in 1 Sekunde;
V die Fahrgeschwindigkeit } in Metern und in 1 Sekunde;
l die Länge des Kolbenschubes;
l_1 den Weg, welchen der Kolben bei expandirenden Maschinen zurücklegt, bis die Absperrung eintritt;
m den Coeffizienten für den schädlichen Raum, d. h. die Zahl, mit welcher das Volumen $O\,l$, das der Kolben bei einem Schub beschreibt, multiplizirt werden muss, um zu erhalten: das Volumen zwischen Deckel und Kolben, wenn derselbe am Ende eines Schubes steht, mehr das Volumen eines Dampfkanales;

$\alpha = 0\cdot1427$, $\beta = 0\cdot00004729$, $\frac{\alpha}{\beta} = 3018$ } Zahlen, durch welche das Gewicht von einem Kubikmeter Dampf vermittelst des Ausdruckes $\alpha + \beta\, p$ berechnet werden kann;

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

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

A. Für nicht expandirende Maschinen:

$$O=\frac{V\,W}{2\,v\,(p-r)} \quad \text{. . . . .} \quad (12)$$

B. Für expandirende Maschinen:

$$O=\frac{V\,W}{2\,v\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)k-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]} \quad \text{. . . . .} \quad (13)$$

wobei zur Abkürzung gesetzt wird:

$$k=\frac{l_1}{l}+\left(\frac{l_1}{l}+m\right)\text{lognat}\;\frac{l+m\,l}{l_1+m\,l} \quad \text{. . . . .} \quad (14)$$

Gewöhnlich ist $m=0\cdot05$ und dann gibt diese Formel:

$$\text{für } \frac{l_1}{l}=\frac{3}{4} \quad \frac{1}{2} \quad \frac{1}{3} \quad \frac{1}{4} \quad \frac{1}{5}$$

$$k=0.958 \quad 0\cdot846 \quad 0\cdot685 \quad 0\cdot568 \quad 0\cdot535$$

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:

$$p=\left\{\begin{array}{l}5\times10330=51650 \text{ Kilogr.}\\ \quad\text{bis}\\ 6\times10330=61980 \text{ Kilogr.}\end{array}\right.$$

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 $\frac{l_1}{l}$ angenommen werden soll, hängt von der Bestimmung der Lokomotive ab. Die Mehrzahl der Lokomotive wirken ohne wahre Expansion. Für gewöhnlich ist also O vermittelst (12) zu berechnen. Kleiner als $\frac{1}{2}$ kann man $\frac{l_1}{l}$ 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 Erfahrungsthatsachen.

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

$$S=2\,O\,v\left(\frac{l_1}{l}+m\right)(\alpha+\beta\,p) \quad \text{. . . . .} \quad (15)$$

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 Kolbenschubes;
l_1 der Weg, den der Kolben zurücklegt, bis die Absperrung eintritt;

$$\left.\begin{array}{l} \alpha = 0{\cdot}1427 \\ \beta = 0.00004729 \\ \frac{\alpha}{\beta} - 3018 \end{array}\right\}$$ Zahlen, durch welche das Gewicht von einem Kubikmeter Dampf vermittelst der Formel $\alpha + \beta p$ berechnet werden kann;

m in der Regel $= 0{\cdot}05$ der Coeffizient für den schädlichen Raum;

Nennt man $\mathfrak{p}$ 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 $\mathfrak{p} =$	$0{\cdot}50$	0.55	$0{\cdot}60$	$0{\cdot}65$	0.70
$\frac{F}{S} =$	94	99	106	111	123

Aus dieser Zahlenreihe folgt, dass man annähernd hat:

$$\frac{F}{S} = 22 + 145\,\mathfrak{p} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (16)$$

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

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

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

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

In der Voraussetzung, dass das Güteverhältniss $\mathfrak{p}$, die Kolbengeschwindigkeit v, das Expansionsverhältniss $\frac{l_1}{l}$ (in der Regel 0·75 bis 1) und die Dampfspannung für alle zu construirenden 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 französichen. 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 $\mathfrak{p}$ sehr ungünstig

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

$$v = 2{\cdot}3 \qquad \frac{l_1}{l} = 1 \qquad m = 0{\cdot}05 \qquad p = 5 \times 10330 \qquad \alpha + \beta p = 2{\cdot}58$$

demnach:

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

Für diese Lokomotive wird also vermöge (18)

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

und hieraus folgt:

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

Für $\frac{F}{O} = 730$ wird $\mathfrak{p} = 0{\cdot}32$. Für $\frac{F}{O} = 900$ wird $\mathfrak{p} = 0{\cdot}41$. 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 $\mathfrak{p} = 1$ wäre, mit 1 Kilogr. Koks $\frac{7000}{550} = 13$ Kilogramm Dampf bilden können, man erhält also, wenn $\mathfrak{p} = 0{\cdot}32$ ist, mit 1 Kilogr. Koks $13 \times 0{\cdot}32 = 4.16$ und wenn $\mathfrak{p} = 0{\cdot}4$ ist, $13 \times 0{\cdot}4 = 5{\cdot}2$ Kilogr. Dampf. Es sind also selbst die englischen Lokomotivkessel für die zu erzeugenden Dampfmengen 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 Dampfcylinders.
2) Für eine expandirende Lokomotive ist die totale Heizfläche des Kessels durch folgende Formel zu berechnen.

$$F = (22 + 145\,\mathfrak{p})\, 2\, v\, O \left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta p) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

und es ist darin zu setzen v in der Regel $= 2{\cdot}3$, p in der Regel $= 6 \times 10320 = 61980$ $\frac{l_1}{l}$ wenigstens $= 0{\cdot}5$ $m = 0{\cdot}05$ $\mathfrak{p}$ 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:

$$\frac{F_1}{F} = \frac{1}{13{\cdot}5} = 0{\cdot}074$$

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

$$\frac{R}{F} = \frac{1}{80} = 0{\cdot}013$$

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

$$\frac{\Omega}{F} = \frac{1}{371} = 0{\cdot}00269$$

Die angemessenen Construktionsverhältnisse 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:

$$\frac{1}{7000} = 0{\cdot}000143$$

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

$$\frac{1}{7570} = 0{\cdot}000132$$

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

a) Für den grössten Querschnitt der Mündung . . . . . . $\frac{1}{7800} = 0{\cdot}000128$

b) Für den kleinsten Querschnitt der Mündung . . . . . . $\frac{1}{36660} = 0{\cdot}0000273$

Position und Belastung der Axen.

Für eine zu construirende 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 multiplizirt. 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, $\varDelta_1$ der horizontale Abstand der Triebaxe von dem Schwerpunkt des auf den Federn liegenden Baues, $\varDelta_2$ der Horizontalabstand des Mittelpunktes des vorderen vierrädrigen Laufwerkes von jenem Schwerpunkt. Diess vorausgesetzt, sind vermöge obiger Bemerkung annähernd $\frac{\mathfrak{P}_1}{1{\cdot}36}$ $\frac{\mathfrak{P}_2}{1{\cdot}36}$ die Belastungen der Triebaxe und des vorderen Laufwerkes; man hat daher:

$$\frac{\mathfrak{P}_1}{1{\cdot}36}\,\varDelta_1 = \frac{\mathfrak{P}_2}{1{\cdot}36}\,\varDelta_2$$

und hieraus folgt:

$$\varDelta_2 = \varDelta_1 \frac{\mathfrak{P}_1}{\mathfrak{P}_2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (20)$$

Diese Gleichung bestimmt die Position des Mittelpunktes des vorderen Laufwerkes, wenn $\varDelta_1$ $\mathfrak{P}_1$ 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 $\varDelta_1$ ganz genau zu bestimmen, bleibt nichts anderes übrig, als den ganzen auf den Federn liegenden Bau mit allen constructiven 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 $\varDelta_1$. Bei den von *Crampton* erbauten Lokomotiven ist $\mathfrak{P}_1 = 0{\cdot}44\,L$ und $\mathfrak{P}_2 = 0{\cdot}56\,L$, wobei L das Gewicht der Lokomotive mit ihrer Wasserfüllung bedeutet. Für diese Lokomotive ist also $\varDelta_2 = \varDelta_1 \times \frac{0{\cdot}44\,L}{0{\cdot}56\,L} = 0{\cdot}786\,\varDelta_1$. 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 $0{\cdot}44\,L$ kann man diesen Druck nicht wohl annehmen, weil sonst der Radstand $\varDelta_1 + \varDelta_2$ zu gross ausfiele, dass die Drehscheiben einen ganz unverhältnissmässigen Durchmesser erhalten müssten.

Die Position des vorderen vierrädrigen Laufwerkes einer Güterlokomotive von der Construktion (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 $\mathfrak{P}_1$ die Summe der Pressungen der vier Triebräder gegen die Bahn, $\mathfrak{P}_2$ die Summe der Pressungen der vier Laufräder gegen die Bahn, $\varDelta_1$ den Horizontalabstand des Schwerpunktes des auf den Federn liegenden Baues von einer Linie, die von den beiden Triebaxen gleich weit absteht, $\varDelta_2$ den Horizontalabstand jenes Schwerpunktes von dem Mittelpunkt des vorderen Laufwerkes, so hat man auch hier zur Bestimmung von $\varDelta_2$ die Gleichung:

$$\varDelta_2 = \varDelta_1 \frac{\mathfrak{P}_1}{\mathfrak{P}_2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (21)$$

Bei den württembergischen Maschinen ist wie bei der Lokomotive von *Crampton* $\mathfrak{P}_1 = 0{\cdot}44\,L$ $\mathfrak{P}_2 = 0.56\,L$, demnach $\varDelta_2 = 0{\cdot}786\,\varDelta_1$ und es ist auch hier nicht möglich $\mathfrak{P}_1$

grösser als $0{\cdot}44\,L$ anzunehmen, weil der Radstand eine für die Construktion der Drehscheiben unverhältnissmässige Grösse erhielte.

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 vordern 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 uur noch übrig, die Position der mittleren Axe zu bestimmen. Benehmen wir uns so, wie wenn diese hinter den Schwerpunkt fiele und nennen Δ_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 $\frac{\mathfrak{P}_1}{1{\cdot}36}$ $\frac{\mathfrak{P}_2}{1{\cdot}36}$ $\frac{\mathfrak{P}_3}{1{\cdot}36}$ die Belastungen der drei Axen; man hat daher:

$$\frac{\mathfrak{P}_1}{1{\cdot}36}\Delta_1+\frac{\mathfrak{P}_2}{1{\cdot}36}\Delta_2=\frac{\mathfrak{P}_3}{1{\cdot}36}\Delta_3$$

oder

$$\mathfrak{P}_2\,\Delta_2=\mathfrak{P}_3\,\Delta_3-\mathfrak{P}_1\,\Delta_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (22)$$

Auch ist:

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

Da bei dieser Disposition der totale Radstand $\Delta_1+\Delta_3$ 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 $\mathfrak{P}_3$ ungleich anzunehmen. Hat man $\mathfrak{P}_1$ und $\mathfrak{P}_3$ angenommen, so bestimmt man $\mathfrak{P}_2$ aus (23) und dann findet man:

$$\Delta_2=\frac{\mathfrak{P}_3\,\Delta_3-\mathfrak{P}_1\,\Delta_1}{\mathfrak{P}_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (24)$$

Fällt Δ_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:

$$\Delta_1-\Delta_2=\Delta_3+\Delta_2 \text{ oder } \Delta_2=\frac{\Delta_1-\Delta_3}{2}$$

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

$$\left.\begin{aligned}\mathfrak{P}_3&=L\,\frac{\Delta_1-\Delta_3}{\Delta_1+\Delta_3}+\mathfrak{P}_1\\ \mathfrak{P}_2&=L\,\frac{2\,\Delta_3}{\Delta_1+\Delta_3}-2\,\mathfrak{P}_1\end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (25)$$

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 $\Delta_1=\Delta_3$ wäre, so wird $\mathfrak{P}_3=\mathfrak{P}_1$ und $\mathfrak{P}_2=L-2\,\mathfrak{P}_1$. Ist $\Delta_1>\Delta_3$, d. h. liegt der Schwerpunkt der hintern Axe näher, als der vordern, so wird $\mathfrak{P}_3>\mathfrak{P}_1$, d. h. so wird der Druck auf die vorderste Axe grösser, als auf die hinterste Axe. Ist $\Delta_3>\Delta_1$, so wird $\mathfrak{P}_3<\mathfrak{P}_1$.

Zusammenhängung von Wagen, deren Radstände nicht gleich groß sind.

Nennt man (Fig. 42) $2\,\Delta$ und $2\,\Delta_1$ 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):

$$\left.\begin{aligned}x&=\frac{\delta}{2}-\frac{\Delta_1^2-\Delta^2}{2\,\delta}\\ x_1&=\frac{\delta}{2}+\frac{\Delta_1^2-\Delta^2}{2\,\delta}\end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (26)$$

Bisweilen ist es angemessen $\Delta\ \Delta_1\ x_1$ anzunehmen und δ so wie x zu berechnen. Man findet:

$$\left.\begin{aligned}\delta&=x_1+\sqrt{x_1^2+\Delta^2-\Delta_1^2}\\ x&=\delta-x_1\end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (27)$$

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;
ε den Modulus der Elastizität des Materials der Schienen;
$\mathfrak{J}$, 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.

f_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.

Diess vorausgesetzt, erhält man Federwerke, welche die oben verlangten Eigenschaften besitzen, wenn man folgenden Gleichungen genügt:

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

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 auf einander 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:

$$\left.\begin{aligned} \delta_1 &= \frac{\mathfrak{J}_1 l_1^2}{\varepsilon f} \\ n &= \frac{6 P_1 l_1}{\mathfrak{J}_1 l \delta_1^2} \\ R &= \frac{l_1^2}{2f_1} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (29)$$

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 $2P_1$ in Kilogrammen aus, so ist nach den (Seite 215) angegebenen Erläuterungen in diese Formeln zu setzen:

Modulus der Elastizität des Federstahles . . . . $\varepsilon = 2000000$

Senkung der Federenden durch die Belastung . . . . $f = 5$ Centimeter

Intensität der Spannung per 1 Quadratcentimeter . . . . $\mathfrak{J}_1 = 4400$

Pfeilhöhe der unbelasteten Feder . . . . $f_1 = 10$

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 $2l_1 = 96$ Centimeter, die letztere $b = 9$ Centimeter.

Setzen wir in die Gleichungen (29):

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

so finden wir:

$$\left.\begin{aligned} \delta_1 &= 1 \text{ Centimeter.} \\ R &= 115 \quad \text{"} \\ P_1 &= 137\, n \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (30)$$

für	$n=$ 10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
wird	$P_1=$ 1370	1507	1644	1781	1918	2055	2192	2329	2466	2603	2740

Diese Regeln für die Construktion 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 zuzuspitzen.

Geometrisch ähnliche Trapez-Federwerke von gleicher Festigkeit.

Man kann auch von der Voraussetzung ausgehen, dass die Hauptdimensionen Länge $2l_1$, Breite b und Höhe $n\delta_1$ des Federwerkes in einem constanten Verhältniss zu einander stehen sollen. Diese Annahme ist insbesondere für sehr starke Federwerke eine angemessene. Setzen wir:

$$\varepsilon = 2000000 \quad \mathfrak{J} = 4400 \quad f = 5 \quad f_1 = 10 \quad \frac{b}{l_1} = 0{\cdot}2 \quad \frac{n\delta_1}{l_1} = 0{\cdot}335$$

so folgt aus den Gleichungen (29):

$$\left.\begin{aligned} l_1 &= \frac{762}{n} \\ \delta_1 &= \frac{254}{n^2} \\ P_1 &= \frac{9462346}{n^3} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (31)$$

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):

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

so findet man:

$$\delta_1 = 0{\cdot}788 \text{ Centimeter.}$$

$$P_1 = 85{\cdot}4\, n \text{ Kilogr.}$$

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

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

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_1 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

Aeußere Axenzapfen für Lauf- und Triebaxen.

Die Zapfen der Wagenaxen und Lokomotivaxen 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

$$\left.\begin{aligned} l &= \frac{0{\cdot}001\, Q\, (17 + n\, d)}{d} \\ Q &= \frac{243}{\sqrt{17 + n\, d}}\, d^2 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (32)$$

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

$$d = l = 0{\cdot}09 \sqrt{Q}$$

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_1 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 die Länge des äusseren Zapfens, so ist zu nehmen;

$$\left.\begin{aligned} d_1 &= d \sqrt[3]{\frac{2\, l_1}{l}} \\ d_2 &= 1{\cdot}1\, d_1 \end{aligned}\right\} \text{Centimeter,}$$

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

B) Laufaxe oder Triebaxe einer Lokomotive mit äussern 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:

$$d = d_1 = l = 0{\cdot}32 \sqrt[3]{Q\, l_1}$$

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_1 den Abstand vom Mittel eines Axenhalses bis zum Mittel eines Rades, l_2 den Abstand vom Mittel eines Axenhalses bis zum Mittel der nebenan befindlichen Kurbel, d den Durchmesser eines Kurbelzapfens, d_2 den Durchmesser der Axe in der Mitte, r den Kurbelhalbmesser, so hat man zunächst:

$$d = d_2 = 0{\cdot}32 \sqrt[3]{Q\, l_1} \sqrt[4]{1 + \left(\frac{P\, l_2}{Q\, l_1}\right)^2}$$

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

$$0{\cdot}32\,\sqrt[3]{Q\,l_1} \quad \text{und} \quad 0{\cdot}335\,\sqrt[3]{P\,r}$$

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;

ϱ den Abstand des Schwerpunktes von q vom Mittel der Triebaxe;

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 $q = 0$ zu setzen;

ϱ_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.

ϱ_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 $x\,O\,y$ fiele, 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 $A\,B$, 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;

$2\,e_2$ 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:

$$Q = \frac{S\,r + q\,\varrho}{\varrho_2}\sqrt{\frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right]}$$

$$\sin.\gamma = \frac{q\,\varrho + S\,r}{2\,\varrho_2\,Q}\left(1 - \frac{e}{e_2}\right)$$

$$\cos.\gamma = \frac{q\,\varrho + S\,r}{2\,\varrho_2\,Q}\left(1 + \frac{e}{e_2}\right)$$

Wenn die Cylinder innen liegen ist $\frac{e}{e_2} < 1$, wird also sowohl $\sin.\gamma$, als auch $\cos.\gamma$ positiv, kommen also die Balanzirungsgewichte 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 Balanzirungsgewichte so zu liegen, wie (Fig. 50$_b$) zeigt.

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

In diesem Falle wird:

$$Q = \frac{S\,r}{\varrho_2}\sqrt{\left\{\frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right] + \left(1 + \frac{e\,e_1}{e_2^2}\right)\frac{q_1\,\varrho_1 + S_1\,r}{S\,r} + \frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e_1}{e_2}\right)^2\right]\left(\frac{q_1\,\varrho_1 + S_1\,r}{S\,r}\right)^2\right\}}$$

$$\sin.\gamma = \frac{1}{2\,\varrho_2\,Q}\left[S\,r\left(1 - \frac{e}{e_2}\right) + (q_1\,\varrho_1 + S_1\,r)\left(1 - \frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

$$\cos.\gamma = \frac{1}{2\,\varrho_2\,Q}\left[S\,r\left(1 + \frac{e}{e_2}\right) + (q_1\,\varrho_1 + S_1\,r)\left(1 + \frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

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:

$$Q = \frac{q\,\varrho + S\,r}{\varrho_2}\sqrt{\left\{\frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right] \pm \left(1 + \frac{e\,e_1}{e_2^2}\right)\frac{q_1\,\varrho_1 + S_1\,r_1}{q\,\varrho + S\,r} + \frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e_1}{e_2}\right)^2\right]\left(\frac{q_1\,\varrho_1 + S_1\,r_1}{q\,\varrho + S\,r}\right)^2\right\}}$$

$$\sin.\gamma = \frac{1}{2\,\varrho_2\,Q}\left[(q\,\varrho + S\,r)\left(1 - \frac{e}{e_2}\right) \pm (q_1\,\varrho_1 + S_1\,r_1)\left(1 - \frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

$$\cos.\gamma = \frac{1}{2\,\varrho_2\,Q}\left[(q\,\varrho + S\,r)\left(1 + \frac{e}{e_2}\right) \pm (q_1\,\varrho_1 + S_1\,r_1)\left(1 + \frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

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

Wenn $\sin.\gamma$	und $\cos.\gamma$	gilt (Fig.)
+	+	49a
+	−	49b
−	−	50a
−	+	50b

Der in diesen vier Figuren angegebene jederzeit spitze Winkel γ_1 ist derjenige, dessen Sinus und Cosinus gleich sind dem numerischen Werthe von $\sin.\gamma$ und $\cos.\gamma$.

Metallstärke cylindrischer Gefäße.

Nennt man:

D den inneren Durchmesser des Cylinders, δ die Wanddicke desselben } Centimeter;
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:

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

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

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

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

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

Metallstärke cylindrischer Dampfkessel.

Nennt man:

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

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

$$\delta = D\,\frac{1{\cdot}315 + 0{\cdot}495\,n}{363 - n}$$

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, δ die Wanddicke desselben } Centimeter;
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 Gefäswand;

so ist:

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

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

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

$$\delta = D\,\frac{3{\cdot}125 + 0{\cdot}495\,n}{725 - n}$$

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;
Δ den Durchmesser eines Bolzens in Centimetern; so hat man:

$$\Delta = 0{\cdot}07 \sqrt{(n-1)\,\Omega}$$

Decke des Feuerkastens.

Nennt man:

δ die Blechdicke der Decke in Centimetern;
e dio 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:

$\left.\begin{array}{ll} \delta & \text{die Blechdicke der Wände des Feuerkastens} \\ e & \text{die Entfernung der Bolzen in einer Horizontalreihe} \\ e_1 & \text{„ „ „ „ „ „ Vertikalreihe} \end{array}\right\}$ Centimeter;
$\left.\begin{array}{ll} B & \text{die Breite} \\ L & \text{die Länge} \end{array}\right\}$ des Feuerkastens;
n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht; so ist zu nehmen:

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

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

Wände des Wasserkastens.

Nennt man:

$\left.\begin{array}{ll} e & \text{die Entfernung zweier Bolzen in einer Horizontalreihe} \\ e_1 & \text{„ „ „ „ „ „ Vertikalreihe} \\ \delta & \text{die Blechdicke der Umfangswände des Wasserkastens} \\ B & \text{die Breite} \\ L & \text{die Länge} \end{array}\right\}$ des Feuerkastens;
$\left.\begin{array}{ll} B_1 & \text{die Breite} \\ L_1 & \text{die Länge} \end{array}\right\}$ des Wasserkastens; } Centimeter;

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
b die Dicke, h die Höhe } einer Barre;
B die Breite des Feuerkastens
δ die Metalldicke des Deckbleches } Centimeter;
n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht:

$$h = \frac{1}{7} L \qquad \delta = \frac{1}{12} h \qquad \frac{i\,b}{B} = 0{\cdot}063\,(n-1)$$

Verbindungen in einem ellyptischen Kessel.

In einem Kessel, dessen Querschnitt ellyptisch, 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:

a die halbe Grösse, b die halbe kleine Axe der Ellypse des Querschnittes,
δ die Metalldicke der Kesselwand,
β die Länge des Kessels, } Centimeter;
$\mathfrak{A}$ 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:

$$\Omega = \frac{2\,(n-1)\,(a-b)\,a^3 + a\,b\,(n-1)\,\delta^3 - b\,\mathfrak{A}\,\delta^3}{12\,a^3\,\mathfrak{A}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{1}{\pi}\right) + \frac{1}{2}\,b\,\mathfrak{A}\,\delta^3}\;\beta$$

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

Verbindungsstangen in einem Blasenkessel. (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 Nieten unmittelbar aufeinander folgenden Bolzen;
e_1 die Entfernung eines Bolzenumfanges vom Rand des Bleches, so ist für Kesselvernietungen zu nehmen:

$$d = 2\,\delta \qquad e = 5{\cdot}14\,\delta \qquad e_1 = 1{\cdot}56\,\delta$$

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.	*Sharp Robert.*	*Buddicom.*	*Derosne et Cail.*	*Werkstätte d. Gesellsch.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*
Zeit der Anfertigung.	1840.	1840.	1846.	1849.	1847.	1849.	1847.
Dampfapparat.							
Feuerbüchse und Röhren.							
Länge des Rostes	1,628	1,016	0,925	1,255	0,925	1,370	1,050
Breite „ „	1,018	0,067	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
Rauchkammer							
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

Benennung der Bahn und Art der Lokomotive.	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.
Name des Constructeurs.	*E. Gouin.*	*Dersone et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Stephenson.*	*Stephenson.*	*C. Polonceau.*	*André Köchlin.*	*André Köchlin.*	*Cavé.*	*E. Flachat.*
Zeit der Anfertigung.	1849.	1850.	1847.	1850.	1845.	1843.	1849.	1847.	1847.	1848.	1849.
Dampfapparat.											
Feuerbüchse und Röhren.											
Länge des Rostes	1,203	1,210	0,925	1,050	0,960	0,925	0,922	1,000	1,000	1,000	1,000
Breite „ „	1,042	0,904	0,914	0,904	0,920	0,910	1,072	0,910	0,910	0,920	0,960
Fläche „ „	1,253	1,0938	0,845	0,9492	0,8832	0,851	0,9883	0,910	0,910	0,920	0,960
Höhe der untersten Röhre über dem Rost	0,870	0,860	0,656	0,738	0,660	0,566	0,555	0,760	0,795	0,680	0,595
Höhe der Decke über dem Rost	1,505	1,550	1,230	1,350	1,297	1,400	1,320	1,385	1,360	1,280	1,205
Anzahl der Röhren	155	154	125	143	139	160	180	151	125	145	120
Länge „ „	3,226	4,017	3,772	3,927	3,945	3,680	3,760	2,951	3,781	3,920	4,115
Innerer Durchmesser der Röhren	0,046	0,046	0,045	0,045	0,037	0,037	0,043	0,045	0,045	0,045	0,0475
Metalldicke „ „	0,002	0,002	0,002	0,002	0,0025	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,00225
Innere Fläche aller Röhren	77,600	92,755	69,587	82,910	63,713	63,300	90,396	65,770	70,000	80,330	73,800
Heizfläche der Feuerbüchse	7,860	7,188	5,008	5,810	5,085	5,090	6,252	6,992 (*a*)	6,775 (*a*)	5,500	5,895
Totale Heizfläche des Kessels	85,460	99,943	74,595	88,720	6,8798	68,390	96,648	72,762	76,775	85,800	79,695
Entfernung der Rückwand der Feuerbüchse von der Rückwand der Umhüllung	0,084-0,073	0,076	0,071	0,076	0,080	0,076	0,100	0,076	0,076	0,077	0,076
Entfernung der Seitenwände der Feuerbüchse von den Seitenwänden der Umhüllung	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
Innerer Durchmesser des Röhrenkessels	1,146	1,238	0,950	1,190	1,048-0,998	0,982-0,921	1,270	1,060	0,956	1,060	1,080
Länge dieses Kessels	3,100	3,940	3,695	3,850	3,840	3,564	3,620	2,830	3,660	3,845	4,000
Metalldicke dieses Kessels	0,012	0,011	0,010	0,011	0,011	0,010	0,011	0,010	0,010	0,010	0,010
„ der Umhüllung der Feuerbüchse	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,011	0,010
Metalldicke der Decke der Feuerbüchse	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,011
Metalldicke in den Seitenwänden der Feuerbüchse	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,011
Metalldicke in der Röhrenwand	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
Normale Kesselfüllung. Kubik-Meter Wasser	2,000	2,750	1,942	2,370	1,905	1,754	3,060	1,730	1,950	2,536	2,335
Dampfraum des Kessels bei normaler Wasserfüllung	1,540	1,620	0,890	1,450	1,760	0,824	1,120	0,940	0,690	1,326	1,415
Höhe des Dampfraumes im Röhrenkessel	0,326	0,353	0,183	0,365	0,336	0,205	0,350	0,240	0,190	0,270	0,290
Rauchkammer											
Länge im Lichten	0,762	0,850	0,775	0,805	0,724	0,820	0,800	0,748	0,848	0,822	0,755
Weite „ „	1,304	1,238	1,154	1,196	1,170	1,120	1,400	1,215	1,110	1,234	1,190
Höhe „ „	1,367	ronde.	1,134	ronde.	1,085	1,120	1,395	1,250	1,340	1,100	1,775
Volumen (das der Cylinder nicht mitgerechnet)	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.	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.
Name des Constructeurs.	*Sharp Robert.*	*Buddicom.*	*Derosne et Cail.*	*Werkstätte d. Gesellsch.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*E. Gouin.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Stephenson.*	*Stephenson.*	*C. Polonceau.*	*André Köchlin.*	*André Köchlin.*	*Cavé.*	*E. Flachat.*
Zeit der Anfertigung.	1840.	1845.	1846.	1849.	1847.	1849.	1847.	1849.	1850.	1847.	1850.	1845.	1843.	1849.	1847.	1847.	1848.	1849.
Metalldicke in der Röhrenwand	0,016	0,018	0,015	0,015	0,015	0,015	0,017	0,016	0,017	0,017	0,017	0,015	0,015	0,016	0,015	0,015	0,015	0,015
Metalldicke der Seitenwände und Decke	0,007	0,006	0,008	0,008	0,008	0,010	0,008	0,008	0,011	0,008	0,010	0,010	0,009	0,008	0,007	0,008	0,008	0,010
Kamin.																		
Innerer Durchmesser	0,350	0,330-0,355	0,328	0,328	0,328	0,400	0,380	0,400	0,400	0,330	0,400	0,333	0,330	0,400	0,340	0,340	0,330	0,370
Blechdicke	0,003	0,004	0,006	0,006	0,006	0,003	0,003	0,004	0,003	0,004	0,003	0,004	0,004	0,004	0,005	0,005	0,005	0,005
Höhe über der Decke der Rauchkammer	1,680	1,873	1,710	1,710	1,815	1,950	1,820	1,917	1,710	1,710	1,570	1,610	1,925	1,965	1,825	1,895	1,705	2,050
Pumpen.																		
Durchmesser der Kolben	0,045	0,0508	0,105	0,060	0,105	0,064	0,050	0,052	0,055	0,105	0,105	0,106	0,107	0,105	0,055	0,104	0,105	0,052
Kolbenschub	0,464	0,558	0,116	0,560	0,116	0,550	0,600	0,560	0,600	0,116	0,116	0,114	0,114	0,140	0,560	0,116	0,116	0,700
Volumen eines Schubes	0,00073	0,00113	0,001	0,00158	0,001	0,00176	0,001274	0,00118	0,001425	0,001004	0,001004	0,001005	0,001025	0,00121	0,00133	0,00098	0,001004	0,00148
Durchmesser der Ventilsitze	0,038	0,050	0,052	0,045	0,052	0,060	0,050	0,048	0,050	0,052	0,052	0,061	0,060	0,060	0,060	0,070	0,045	0,062
Erhebung der Ventile	0,024	0,013	0,050	0,020	0,050	0,012	0,016	0,012	0,013	0,012	0,012	0,018	0,020	0,010	0,016	0,016	0,012	0,018
Ventilausströmungs-Querschnitt	0,00113	0,0019	0,0021	0,0018	0,0021	0,0016	0,00176	0,00118	0,00144	0,001356	0,001356	0,00166	0,0016	0,0019	0,00159	0,00195	0,0011	0,0033
Durchmesser des Saugrohres	0,040	0,054	0,052	0,060	0,052	0,064	0,052	0,052	0,052	0,052	0,052	0,048	0,050	0,055	0,050	0,050	0,045	0,058
Durchmesser des Druckrohres	0,040	0,050	0,052	0,055	0,052	0,064	0,052	0,054	0,052	0,052	0,052	0,048	0,050	0,055	0,050	0,050	0,045	0,058
Blechdicke dieser Röhren	0,004	0,0025	0,003	0,0025	0,003	0,003	0,0025 0,003	0,0025	0,0025 0,003	0,0025 0,003	0,0025 0,003	0,003	0,003	0,0025	0,0025	•	0,003	0,0035
Dampfzuleitung.																		
Querschnitt der Regulatoröffnung	0,0136	0,02035	0,0120	0,0112	0,012	0,0132	0,0132	0,0134	0,01308	0,01154	0,0132	0,0132	0,0125	0,0105	0,01008	0,01008	0,0132	0,0187
Innerer Durchmesser des Dampfrohres	0,120	0,165	0,125	0,120	0,125	0,145	0,125	0,138	0,140	0,130	0,125	0,125	0,125	0,115	0,125	0,125	0,125	0,154
Blechdicke dieses Rohres	0,004	0,004	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,003	0,010	0,0025	0,012	0,012	0,005	0,004	0,0013	0,003	0,003	0,003	0,012
Querschnitt „ „	0,01131	0,02138	0,01227	0,0113	0,01227	0,0163	0,01227	0,01327	0,015393	0,01227	0,01327	0,01224	0,01227	0,01038	0,01227	0,01227	0,01227	0,0186
Durchmesser der Röhren, die in die Dampfkammern führen	0,090	0,114	0,100	0,094	0,100	0,120	0,100	0,138	0,100	0,100	0,100	0,100	0,087	0,100	0,100	0,100	0,100	0,125
Querschnitt dieser Röhren	0,0063	0,0102	0,0078	0,0069	0,0078	0,0113	0,0078	0,0095	0,0078	0,0078	0,0078	0,0078	0,0059	0,0078	0,0078	0,0078	0,0078	0,0122
Blasrohr.																		
Durchmesser dieses Rohres	0,100	0,152	0,125	0,120	0,125	0,160	0,140	0,230-0,080	0,130	0,120	0,110	0,074	0,060	0,130	0,120	0,120	0,115	0,145
Querschnitt „ „	0,00785	0,018145	0,01227	0,0113	0,01227	0,0209	0,01539	0,0144	0,0132	0,0113	0,0095	0,0043	0,0028	0,0126	0,0113	0,0113	0,01038	0,0165
Grösste Ausströmungsöffnung	0,0100	0,0095	0,0106	0,018	0,0106	0,0220	0,01595	0,01375	0,01539	0,0132	0,011309	0,0120	0,0120	0,01474	0,011875	0,011875	0,0103	0,0108
Kleinste Autströmungsöffnung	0,0040	0,0095	0,00424	0,00424	0,0 424	0,0025	0,0031	0,00472	0,00386	0,0031	0,00386	0,0023	0,0023	0,0027	0,0021	0,0021	0,0025	0,0043
Länge d. Leitung von d. Dampfkammer bis zur Ausströmungsöffnung	1,950	1,350	2,500	1,000	2,500	2,425	2,100	1,882	1,900	2,000	1,600	1,300	1,400	2,150	2,100	1,400	1,500	1,800
Metalldicke des Blasrohres	0,004	0,0025	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,008	0,010	0,003	0,003	0,007	0,003	0,003	0,003	0,003	0,005	0,005
Steuerung.																		
Voreilungswinkel	30°	34°	30°	30°	30°	15°	30°	33°	14°	30°	30°	30°	av. 30° 3/5 ar. 36° 3/6	21° av. 10° ar.	30°	30°	30°	36°
Lineares Voreilen für den Eintritt	0,006	0,006	0,004	0,004	0,004	0,004	0,005	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
Lineares Voreilen für das Entweichen	0,027	0,035	0,026	0,026	0,026	0,032	0,028	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.	*Sharp Robert.*	*Buddicom.*	*Derosne et Cail.*	*Werkstätte d. Gesellsch.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*
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
Aeussere Ueberdeckung	0,023	0,046	0,025	0,025	0,024	0,028	0,024
Dampf-Einströmung (Länge des Kolbenschubes = 1) Maximum	0,808	0,56-0,50	0,800	0,800	0,800	0,800	0,790
Dampf-Einströmung (Länge des Kolbenschubes = 1) Minimum	"	"	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250
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: Breite	0,192	0,305	0,250	0,250	0,250	0,300	0,300
Einströmung in die Cylinder: Höhe	0,044	0,032	0,040	0,040	0,040	0,050	0,040
Einströmung in die Cylinder: Querschnitt	0,00836	0,00976	0,010	0,010	0,010	0,015	0,012
Länge eines Dampfkanales	0,250	0,350	0,360	0,440	0,440	0,400	0,380
Volumen eines Dampfkanales	0,00209	0,003828	0,0036	0,0044	0,0044	0,006	0,0045
Ausströmungsöffnung: Breite	0,192	0,305	0,250	0,250	0,250	0,300	0,300
Ausströmungsöffnung: Höhe	0,070	0,055	0,076	0,075	0,076	0,090	0,080
Ausströmungsöffnung: Querschnitt	0,01344	0,016775	0,019	0,0187	0,019	0,027	0,024
Schieber: Breite	0,260	0,221	0,310	0,310	0,312	0,360	0,358
Schieber: Länge	0,270	0,355	0,245	0,245	0,244	0,286	0,248
Schieber: Fläche	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: Eisen	0,010	0,010	0,030	0,030	0,030	0,025	0,030
Dicke: Holz	0,070	0,080	"	"	"	"	"
Höhe der Buffer über den Bahnschienen	0,880	0,950	0,955	0,955	0,955	0,950	0,980
Entfernung der Buffer	1,800	1,776	1,727	1,727	1,727	1,727	1,710
Federn (belastet.)							
Mittlere: Länge	0,778	0,762	0,950	0,950	0,950	0,966	0,950
Mittlere: Breite	0,100	0,088	0,090	0,090	0,090	0,100	0,090
Mittlere: Dicke	0,125	0,112	0,158	0,158	0,140	0,115	0,179
Mittlere: Pfeil	0,100	0,0888	0,075	0,054	0,080	0,115	0,075

Benennung der Bahn und Art der Lokomotive.	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.
Name des Constructeurs.	*E. Gouin.*	*Dersone et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Stephenson.*	*Stephenson.*	*C. Polonceau.*	*André Köchlin.*	*André Köchlin.*	*Cavé.*	*E. Flachat.*
Zeit der Anfertigung.	1849.	1850.	1847.	1850.	1845.	1843.	1849.	1847.	1847.	1848.	1849.
Innere Ueberdeckung	0,001	0,001	0,001	0,001	0,00425	0,0068	0,005	0,001	0,001	0,0055	0,004
Aeussere Ueberdeckung	0,021	0,024	0,024	0,024	0,031	0,0315	0,025	0,025	0,025	0,023	0,0275
Dampf-Einströmung (Länge des Kolbenschubes = 1) Maximum	0,770	0,780	0,790	0,790	0,750	0,760	0,700	0,800	0,800	0,820	0,701
Dampf-Einströmung (Länge des Kolbenschubes = 1) Minimum	0,260	0,230	0,250	0,250	0,349	0,320	0,180	0,400	0,400	0,250	0,185
Excentricität der Scheiben	0,065	0,074	0,058	0,058	0,052	0,057	0,070	0,058	0,058	0,058	0,055
Schieberbewegung	0,103	0,115	0,116	0,116	0,116	0,114	0,100	0,116	0,116	0,116	0,110
Einströmung in die Cylinder: Breite	0,305	0,310	0,250	0,250	0,254	0,2535	0,320	0,250	0,270	0,250	0,310
Einströmung in die Cylinder: Höhe	0,046	0,042	0,040	0,040	0,032	0,033	0,038	0,040	0,040	0,040	0,045
Einströmung in die Cylinder: Querschnitt	0,014	0,0130	0,010	0,010	0,00812	0,00835	0,012	0,010	0,0108	0,010	0,0139
Länge eines Dampfkanales	0,310	0,340	0,370	0,320	0,320	0,320	0,360	0,380	0,376	0,275	0,420
Volumen eines Dampfkanales	0,00434	0,0044	0,0037	0,0032	0,0026	0,00267	0,0043	0,0038	0,0041	0,00275	0,00588
Ausströmungsöffnung: Breite	0,305	0,310	0,250	0,250	0,254	0,2535	0,320	0,250	0,270	0,250	0,310
Ausströmungsöffnung: Höhe	0,086	0,084	0,076	0,076	0,062	0,060	0,073	0,076	0,076	0,075	0,100
Ausströmungsöffnung: Querschnitt	0,026	0,026	0,019	0,019	0,016	0,015	0,02336	0,019	0,021	0,01875	0,031
Schieber: Breite	0,365	0,370	0.314	0,314	0,313	0,3155	0,370	0,310	0,340	0,200	0,368
Schieber: Länge	0,262	0,256	0,244	0,244	0,240	0,228	0,243	0,246	0,246	0,243	0,281
Schieber: Fläche	0,0956	0,09472	0,0766	0,0766	0,0751	0,0719	0,0899	0,076	0,0836	0,073	0,1034
Maschine.											
Entfernung der Cylindermittel	0,670	0,690	1,888	0,750	0,750	0,752	1,020	1,882	1,860	0,750	2,015
Neigungswinkel der Cylinderaxen	5°	7°	0°	7°	7° 15′	0°	0°	0°	16°	0°	4° 35′
Durchmesser der Cylinder	0,400	0,420	0,380	0,380	0,380	0,355	0,440	0,380	0,380	0,380	0,450
Innere Länge der Cylinder	0,692	0,736	0,692	0,735	0,730	0,666	0,731	0,733	0,733	0,680	0,840
Kolbenschub	0,560	0,600	0,560	0,610	0,610	0,510	0,600	0,560	0,600	0,560	0,700
Spielraum zwischen Deckel und Kolben	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
Länge der Schubstangen	1,670	1,550	1,405	1,550	1,460	1,294	1,450	1,510	1,680	1,400	2,970
Durchmesser der Kurbelzapfen	0,165	0,176	0,085	0,160	0,158	0,155	0,180	0,080	0,090	0,160	0,096
Länge der Kurbelzapfen	0,096	0,102	0,100	0,102	0,105	0,102	0,110	0,090	0,090	0,100	1,100
Rahmen und Lager.											
Entfernung der Rahmen	1,260	1,226	1,226	1,226	1,220	1,220	2,080	1,220	1,225	1,225	1,220
Höhe der Rahmen	0,260-0,340	0,220	0,200	0,200	0,203	0,117	0,230	0,200	0,200	0,200	0,240
Dicke: Eisen	0,026	0,030	0,030	0,030	0,032	0,025	0,008	0,030	0,030	0,030	0,030
Dicke: Holz	"	"	"	"	0,022	0,022	0,064 } 0,08	"	"	"	"
Höhe der Buffer über den Bahnschienen	0,980	0,980	0,990	0,990	1,060	1,055	1,020	1,020	1,020	1,000	1,000
Entfernung der Buffer	1,710	1,710	1,710	1,710	1,835	1,860	1,740	1,740	1,740	1,740	1,835
Federn (belastet.)											
Mittlere: Länge	0,710	0,860	0,950	0,860	1,060	0,930	0,925	0,870	0,872	1,010	0,900
Mittlere: Breite	0,090	0,090	0,090	0,090	0,090	0,085	0,090	0,090	1,090	0,090	0,091
Mittlere: Dicke	0,140	0,120	0,0758	0,103	0,162	0,152	0,108	0,166	0,158	0,190	0,165
Mittlere: Pfeil	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.	*Sharp Robert.*	*Buddicom.*	*Derosne et Cail.*	*Werkstätte d. Gesellsch.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*
Zeit der Anfertigung.	1840.	1840.	1846.	1849.	1847.	1849.	1847.
Vordere Länge	0,778	0,711	0,950	0,950	0,950	0,960	0,950
Vordere Breite	0,100	0,088	0,090	0,090	0,090	0,100	0,090
Vordere Dicke	0,118	0,102	0,174	0,174	0,158	0,150	0,170
Vordere 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
Hintere Breite	0,074	0,088	0,090	0,090	0,090	0,100	0,060
Hintere Dicke	0,070	0,088	0,142	0,132	0,158	0,150	0,190
Hintere Pfeil	0,090	0,123	0,081	0,080	0,080	0,172	0,070
Räder.							
Durchmesser Mittelräder	1,660	1,675	1,680	1,740	1,220	1,220	1,800
Durchmesser Vorderräder	1,050	1,220	1,000	1,040	1,220	1,350	1,100
Durchmesser Hinterräder	1,050	1,070	1,000	1,740	1,220	2,100	1,100
Axen.							
Mittlere Axe Diameter d. Zapfens oder des Halses	0,102	0,152	0,160	0,160	0,160	0,180	0,165
Mittlere Axe Länge	0,144	0,167	0,150	0,150	0,150	0,250	0,160
Mittlere Axe Durchmesser d. Radkopfes	0,165	0,178	0,180	0,180	0,180	0,190	0,185
Mittlere Axe 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
Vorderaxe Länge	0,150	0,203	0,160	0,170	0,150	0,300	0,180
Vorderaxe Durchmesser d. Radkopfes	0,127	0,139	0,160	0,160	0,180	0,230	0,180
Vorderaxe 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
Hinteraxe Länge	0,150	0,178	0,160	0,150	0,150	0,260	0,180
Hinteraxe Durhmesser d. Radkopfes	0,127	0,127	0,160	0,180	0,180	0,210	0,180
Hinteraxe 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	4,860	4,015
Entfernung d. Vorderaxe von d. Mittelaxe	1,824	1,778	1,600	2,200	1,585	2,300	1,800
Spurkränze.							
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
Gewichte.							
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

Benennung der Bahn und Art der Lokomotive.	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.
Name des Constructeurs.	*E. Gouin.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Stephenson.*	*Stephenson.*	*C. Polonceau.*	*André Köchlin.*	*André Köchlin.*	*Caré.*	*E. Flachat.*
Zeit der Anfertigung.	1849.	1850.	1847.	1850.	1845.	1843.	1849.	1847.	1847.	1848.	1849.
Vordere Länge	0,710	0,860	[illegible]	0,860	[illegible]	0,950	0,950	0,876	0,875	1,010	0,850
Vordere Breite	0,090	0,090	0,090	0,090	0,090	0,088	0,090	0,090	0,090	0,090	0,090
Vordere Dicke	0,140	0,120	0,0758	0,108	0,156	0,135	0,144	0,150	0,158	0,180	0,150
Vordere Pfeil	0,060	0,045	0,080	0,045	0,068	0,058	[illegible]	0,078	0,088	0,029	0,072
Hintere Länge	1,200	0,860	0,960	0,860	0,060	0,950	[illegible]	0,810	0,874	1,010	0,900
Hintere Breite	0,105	0,090	0,090	0,090	0,090	0,088	[illegible]	0,075	0,090	0,090	0,091
Hintere Dicke	0,170	0,120	0,174	0,108	0,165	0,150	[illegible]	0,125	0,158	0,190	0,165
Hintere Pfeil	0,158	0,045	0,085	0,045	0,0756	0,050	0,082	0,100	0,076	0,025	0,085
Räder.											
Durchmesser Mittelräder	1,600	1,500	1,680	1,420	1,450	1,700	1,500	1,830	1,300	1,600	1,210
Durchmesser Vorderräder	1,600	1,500	1,000	1,420	1,450	1,102	1,100	1,000	1,300	1,100	1,210
Durchmesser Hinterräder	1,100	1,500	1,000	1,420	1,450	2,102	1,500	1,000	1,300	1,600	1,210
Axen.											
Mittlere Axe Diameter d. Zapfens oder des Halses	0,165	0,170	0,160	0,165	0,160	0,152	0,140	0,160	0,150	0,160	0,150
Mittlere Axe Länge	0,170	0,180	0,150	0,150	0,152	0,153	0,170	0,150	0,150	0,152	0,165
Mittlere Axe Durchmesser d. Radkopfes	0,186	0,180	0,180	0,180	0,177	0,177	0,176	0,180	0,180	0,178	0,165
Mittlere Axe Durchmesser in der Mitte	0,160	0,165	0,155	0,155	0,148	0,146	0,170	0,155	0,145	0,152	0,135
Vorderaxe Durchmesser des Zapfens oder des Halses	0,165	0,160	0,150	0,160	0,158	0,127	0,120	0,140	0,150	1,145	0,150
Vorderaxe Länge	0,180	0,200	0,170	0,180	0,154	0,178	0,190	0,150	[illegible]	0,180	0,170
Vorderaxe Durchmesser d. Radkopfes	0,186	0,180	0,170	0,180	0,176	0,147	0,161	0,160	0,180	0,160	0,165
Vorderaxe Durchmesser in der Mitte	0,155	0,150	0,135	0,150	0,150	0,129	0,140	0,135	0,145	0,135	0,135
Hinteraxe Durchmesser des Zapfens oder des Halses	0,130	0,160	0,150	0,160	0,158	0,118	0,140	0,140	0,150	0,160	0,160
Hinteraxe Länge	0,150	0,200	0,170	0,180	0,154	0,160	0,190	0,150	0,150	0,180	0,160
Hinteraxe Durhmesser d. Radkopfes	0,150	0,180	0,170	0,180	0,177	0,146	0,176	0,160	0,180	0,178	1,185
Hinteraxe Durchmesser in der Mitte	0,125	0,150	0,135	0,150	0,140	0,120	0,145	0,135	0,145	0,146	0,150
Innere Entfernung der Räder	1,360	1,360	1,355	1,355	0,365	1,375	1,370	1,370	1.370	1,365	1,370
Innere Entfernung der Bahnschienen	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
Radstand	4,230	3,435	3,015	3,350	3,330	3,338	3,125	3,610	3,200	3,440	3,220
Entfernung d. Vorderaxe von d. Mittelaxe	2,215	1,845	1,615	1,845	1,807	1,858	1,545	1,700	1,820	1,740	1,770
Spurkränze.											
Breite derselben	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
Mittlere Dicke	0,050	0,050	0,050	0,050	0,050	0,050	0,050	0,050	1,050	0,050	0,050
Höhe des Spurrandes	0,030-0,040	0,040	0,040	0,040	0,050	0,025	0,033	0,035	1,035	0,038	0,035
Conicität	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20
Gewichte.											
Das mittlere Laufwerk	2,155	2,000	2,113	2,090	2,136	2,445	1,963	2,220	1,809	2,324	»
Das vordere Laufwerk	1,880	1,676	1,080	1,811	1,712	995	1,135	1,015	1,620	1,105	»
Das hintere Laufwerk	1,095	1,676	1,080	1,811	1,712	995	1,908	1,015	1,620	2,112	»

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.	*Sharp Robert.*	*Buddicom.*	*Derosne et Cail.*	*Werkstätte d. Gesellsch.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*
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	8,087
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
Tender.							
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

Benennung der Bahn und Art der Lokomotive.	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.
Name des Constructeurs.	*E. Gouin.*	*Dersone et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Derosne et Cail.*	*Stephenson.*	*Stephenson.*	*C. Polonceau.*	*André Köchlin.*	*André Köchlin.*	*Cavé.*	*E. Flachat.*
Zeit der Anfertigung.	1849.	1850.	1847.	1850.	1845.	1843.	1849.	1847.	1847.	1848.	1849.
Belastung der Mittelaxe bei normaler Kesselfüllung	8,904	7,049	8,200	6,551	[illegible]	6,810	8,065	7,300	6,790	8,400	1/20
Belastung der Vorderaxe	7,217	7,049	6,400	6,551	4,100	2,335	6,140	5,900	5,125	6,100	»
Belastung der Hinteraxe	4,175	7,049	5,053	6,551	6,335	5,100	3,660	3,800	6,135	3,000	»
Gewicht der gefüllten Maschine	25,426	26,500	23,926	25,365	22,295	19,190	25,865	21,250	23,090	23,041	»
Gewicht der leeren Maschine	22,080	22,700	20,875	22,200	20,160	16,750	22,460	19,220	20,660	20,500	»
Tender.											
Wassergehalt	5,500	6,000	5,000	5,000	4,520	4,520	4,520	5,130	5,130	4,000	»
Belastung mit Koks	1,000	1,500	2,000	2,000	1,350	1,350	2,475	1,800	2,400	1,800	»
Gewicht des leeren Tenders	8,900	12,546	8,589	8,720	4,870	4,870	4,870	7,325	7,325	8,000	»
Gewicht des belasteten Tenders	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 Dampfcylinders;
O den Querschnitt eines Dampfcylinders;
F die totale Heizfläche des Kessels;
δ den Durchmesser einer Röhre des Kessels;

Der Dampfapparat.

Länge des Rostes	$= 0{\cdot}114 \sqrt{F}$
Breite „ „	$= 0{\cdot}114 \sqrt{F}$
Fläche „ „	$= 0{\cdot}013\ F$
Höhe der untersten Heizröhre über dem Rost	$= 0{\cdot}080 \sqrt{F}$
Innerer Durchmesser der Röhren { Min.	$= 0{\cdot}037$ Meter
Innerer Durchmesser der Röhren { gew.	$= 0{\cdot}045$ „
Anzahl der Heizröhren	$= 0{\cdot}0033 \frac{F}{\delta^2}$
Länge der Röhren	$= 87\ \delta$
Metalldicke einer Röhre	$= 0{\cdot}002$ Meter.
Heizfläche sämmtlicher Röhren	$= 0{\cdot}92\ F$
Summe der Querschnitte aller Röhren	$= 0{\cdot}00269\ F$
Heizfläche der Feuerbüchse	$= 0{\cdot}08\ F$
Totale Heizfläche des Kessels	$= F$
Entfernung der Rückwand der Feuerbüchse von der Rückwand der Umhüllung im Lichten	$= 0{\cdot}08$ Meter
Entfernung der Seitenwände der Feuerbüchse von der Seitenwänden der Umhüllung im Lichten	$= 0{\cdot}08$ Meter
Entfernung der Bolzen, welche die Wände der Feuerbüchse mit den Wänden der Umhüllung verbinden	$= 0{\cdot}12$ Meter
Durchmesser dieser Bolzen	$= 0{\cdot}02$ „
Innerer Durchmesser des die Röhren umschliessenden, in der Regel cylindrischen Kessels	$= 0.124 \sqrt{F}$
Länge dieses Kessels	$= 84\ \delta$
Metalldicke der Wand dieses Kessels	$= 0{\cdot}0013 \sqrt{F}$

Blechdicke der äusseren Umhüllung der Feuerbüchse	$= 0{\cdot}0014 \sqrt{F}$
Blechdicke der Decke (Kupfer) der Feuerbüchse	$= 0{\cdot}0014 \sqrt{F}$
Blechdicke der Seitenwände und der Rückwand der Feuerbüchse (Kupfer)	$= 0{\cdot}0014 \sqrt{F}$
Blechdicke der Röhren an der Feuerbüchse	$= 0{\cdot}0024 \sqrt{F}$
Querschnitt der Oeffnung eines Sicherheitsventils	$= 0{\cdot}0001\ F$

Die Pumpen.

Durchmesser eines Kolbens einer Pumpe	$= 0{\cdot}0128 \sqrt{F}$
Kolbenhut	$= 0{\cdot}12$ Meter
Durchmesser einer Ventilöffnung	$= 0.0058 \sqrt{F}$
Durchmesser der Saug- u. Druckröhren	$= 0{\cdot}0058 \sqrt{F}$

Dampfzuleitung und Regulator.

Grösster Querschnitt der Regulatoröffnung	$= 0{\cdot}00015\ F$
Innerer Durchmesser des Dampfzuleitungsrohres	$= 0{\cdot}016 \sqrt{F}$
Querschnitt dieses Rohres	$= 0{\cdot}0002\ F$
Querschnitt der Röhren, durch welche der Dampf nach der Dampfkammer strömt	$= 0{\cdot}0001\ F$

Blasrohr.

Querschnitt des Blasrohrs	$= 0{\cdot}0002\ F$
Querschnitt der Mündung des Blasrohrs { Maximum	$= 0{\cdot}00017\ F$
Querschnitt der Mündung des Blasrohrs { Minimum	$= 0{\cdot}0000273\ F$

Steuerung.

Voreilungswinkel	$= 30^\circ$
Lineares Voreilen des Schiebers	$= 0{\cdot}013\ d$
Innere Ueberdeckung der Schieber	$= 0{\cdot}012\ d$
Aeussere „ „ „	$= 0{\cdot}065\ d$
Halbmesser der Steurungsexcentra	$= 0{\cdot}15\ d$
Einströmungsöffnung { Verhältniss der Breite z. Höhe	$= 6{\cdot}91$
Einströmungsöffnung { Querschnitt	$= 0{\cdot}000132\ F = 0{\cdot}071\ O$
Ausströmungsöffnung { Verhältniss der Breite z. Höhe	$= 3{\cdot}65$
Ausströmungsöffnung { Querschnitt	$= 0{\cdot}000237\ F = 0{\cdot}14\ O$

Schieber	Länge	$= 0{\cdot}03 \sqrt{F}$	$= 0{\cdot}63\, d$
	Breite	$= 0{\cdot}04 \sqrt{F}$	$= 0{\cdot}82\, d$
	Fläche	$= 0{\cdot}0012\, F$	$= 0{\cdot}59\, O$

Cylinder und Transmission.

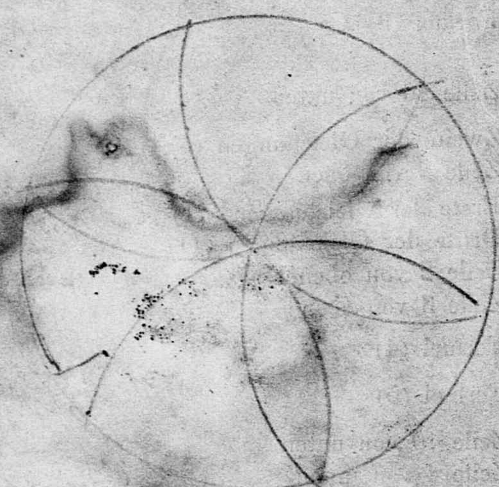
Querschnitt eines Cylinders bei Lokomotiven mit zwei Cylindern . . .	$= 0{\cdot}00136\, F$
Durchmesser eines Dampfcylinders .	$d = 0{\cdot}0416 \sqrt{F}$
Länge des Kolbenschubes	$= 1{\cdot}57\, d$
Länge einer Schubstange	$= 3{\cdot}84\, d$

Verbesserungen.

Seite	Ort	statt	soll es heissen
46	In der Formel (36)	$_1\Delta - \Delta^2$	$\Delta_1 - \Delta_2$
72	Zeile 14 von oben	$X = 2R + \ldots$	$X = 2P + \ldots$
76	Zeile 1 von oben	$\frac{\int_0^1 \varrho\, dx}{1}$	$\frac{\int_0^1 \varrho\, dx}{1} = r_m$
76	In der Formel (2)	$\left(\frac{l_1}{e} + m\right)$	$\left(\frac{l_1}{1} + m\right)$
80	Zeile 22 von oben	W	$\mathfrak{W}$
81	Gleichung (1)	$O p l$	$O p l_1$
85	Gleichung (13)	$\frac{D}{e}$	$\frac{D}{1}$
86	Gleichung (3)	$x_1 \quad x_2$	x
87	Gleichung (7)	$\frac{S_2}{1 + m_1}$	$\frac{S_2}{1 + m_2}$
109	Zeile 12 von oben	z	[illegible]
118	Zeile 6 von unten	S_1	[illegible]
121	Gleichung (5)	$(x_1$ [illegible]$)$	[illegible] $-\xi)^2$
123	Zeile 2 von unten	$]\{$	$]]\{$
124	Zeile 5 von oben	$q(r^2 + 2e^2)$	$q(\varrho^2 + 2e^2)$
135	Formel (3)	$\frac{g \frac{1}{2} G + p}{Q}$	$g \frac{\frac{1}{2} G + p}{Q}$
135	Zeile 16 von unten	$\frac{1}{\varrho}$	$\frac{1}{\varrho_2}$
141	Zweite der Gleichungen (4)	ζ^2	ζ_2
143	Zeile 2 von oben	$\zeta \psi$	$\varepsilon \psi$
147	Erste der Gleichungen (11)	φ	φ_1
147	Dritte der Gleichungen (11)	$p e$	p_2
149	Zeile 2 von oben	$\alpha \cos.^2$	wegzulassen
149	Zeile 6 von oben	$\mathfrak{N}\, m_2$	$-\mathfrak{N}\, m_2$
154	Formel (4)	$\frac{1}{2} \frac{d_1}{\varepsilon} \sqrt{\frac{2s}{g}}$	$\frac{1}{2} \frac{d_1}{\varepsilon} v \sqrt{\frac{2s}{g}}$
155	Formel (5)	$\sqrt{\frac{2 3}{g}}$	$\sqrt{\frac{2s}{g}}$
158	Zeile 10 von unten	$x =$	$X =$
159	Zeile 4 von unten	$n_1\, \mathfrak{P}$	$m_1\, \mathfrak{P}$
160	Erste der Gleichungen (9)	$m + n_1$	$(m + n_1)^2$
161	Zeile 1 von unten	$\frac{-m_1}{a_1^2 - m_1}$	$\frac{-m_1}{a_1^2 - n_1}$

H 1/1 Leinwand

Seite	Ort	statt	soll es heissen
183	Gleichungen (13)	$\frac{F^2}{B}$	$\frac{F_2}{B}$
185	Erste der Gleichungen (1)	$\mathfrak{B}_1$	$\mathfrak{B}$
192	Zeile 4 von oben	$\zeta\varphi$	$\zeta_1\varphi_1$
196	In dem Ausdruck $\mathfrak{H}$	$\frac{q\,m_1}{a_2^2 - n_1}$	$\frac{p\,m_1}{a_2^2 - n_1}$
205	Unrichtige Seitenzahl	405	205
207	Formel (29)	J^2	J
209	Formel (3)	$c_1\,x_2$	$c_2\,x_2$
212	Erste der Gleichungen (15)	ϑ_3^1	d_1^2
225	Gleichung (8)	J_1^2	$\mathfrak{J}_1^2$
236	Gleichung (6)	r_0^1	r_0^2
241	Gleichung (5)	$\frac{4}{3}\left(\xi^3 - \varrho_0^3\right)$	$\frac{4}{3}\pi\left(\xi^3 - \varrho_0^3\right)$
243	Gleichung (2)	$2\mathfrak{A} + 3n_1 - n_1$	$2\mathfrak{A} + 3n_1 - n$
251	Zeile 1 von unten	$\lambda^2 = \frac{12\,S}{q\,\varepsilon\,\vartheta^3}$	$\lambda^2 = \frac{12\,S}{b\,\varepsilon\,\vartheta^3}$
267	Gleichung (4)	$-\frac{\beta\,p}{2\,\xi}$	$-\frac{\beta\,p}{2}$
273	Zweite der Gleichungen (2)	$\left(\frac{\vartheta}{\vartheta}\right)^2$	$\left(\frac{d}{\vartheta}\right)^2$
300	Zweite der Gleichungen (29)	$\frac{6\,P_1\,l_1}{\mathfrak{J}_1\,l\,\vartheta_1^2}$	$\frac{6\,P_1\,l_1}{\mathfrak{J}_1\,b\,\vartheta_1^2}$



18 Figurentafeln fehlen
30.05.00 Sler