Quadratzoll dar, welche also $\frac{6 \cdot 246}{2 \cdot 052} = 3$ Mal zu klein (und nicht, wie oben gerechnet, 3·87 Mal zu gross) ist; ja diese Zahl steigert sich sogar auf das Doppelte, da sich die Ventile in der That nicht übe $\frac{1}{2}$ Linie heben.

Hieraus folgt also, dass man entweder auf die oben gestellte Bedingung verzichten, oder die Ventile bei Weitem grösser als nach allen bisher gegebenen Vorschriften machen müsse. Da nun aber das Letztere in der Praxis seine Schwierigkeiten hat, so thut man wenigstens gut, sich stets gegenwärtig zu halten, dass die Sicherheitsventile allein, ohne gehörige Vorsicht von Seite der Heizer oder Maschinisten, keineswegs, wie so gerne angenommen wird, gegen Kesselexplosionen ohne Weiteres schützen können, indem unserer Ansicht nach diese Ventile nichts mehr und nichts weniger als Regulatoren sind, mittelst welchen es dem Heizer wenigstens viel leichter wird, jede Ueberspannung und Gefährdung des Kessels hintanzuhalten, als es ihm ohne diese Ventile mit blosser Beobachtung eines verlässlichen Manometers möglich wäre.

Wanddicke der cylinderischen Dampfkessel.

(§. 529.)

352. Bezeichnet D den Durchmesser des Dampfkessels, d die Wand- oder Blechdicke, p den Dampfdruck im Innern des Kessels auf die Flächeneinheit, so wie m den Modul der Trag- (Nr. **54**) oder (nach Relaux) der stabilen Festigkeit des betreffenden Materiales; so ist nach Relation (1) in Nr. **116**, wenn man m statt der absoluten Festigkeit F_a setzt und gleich die sogenannte additionelle Stärke hinzufügt (§. 160 und 161):

$$d = \frac{pD}{2m} + \cdot 114,$$

wenn man nämlich den Wr. Zoll zur Einheit nimmt.

Beträgt die effective Dampfspannung, welche der Kessel aushalten soll, n, mithin die absolute Spannung $n + 1$ Atmosphären, und rechnet man den Druck einer Atmosphäre auf 1 Quadratzoll mit 12·8 Pfund, so ist in der vorigen Relation $p = 12 \cdot 8\, n$ zu setzen, wodurch auch

$$d = 6 \cdot 4\, n \,.\, \frac{D}{m} + \cdot 114$$

wird.

Nimmt man nun für Eisenblech in runder Zahl die stabile Festigkeit (§. 129) $m = 20000$, so wird, d und D in Zollen ausgedrückt:

$$d = \cdot 00032\, nD + \cdot 114 \ldots (\alpha).$$

353. Die durch diese Formel (α) ausgedrückte Blechdicke würde allenfalls hinreichend sein, wenn der Kessel 1. vollkommen cylinderisch wäre, 2. aus einem einzigen Stück (wie aus Gusseisen) bestünde, 3. dem Feuer und sonstigen nachtheiligen Einflüssen nicht ausgesetzt wäre und endlich 4. die Wirkungen einer möglichen Explosion des Kessels nicht so verheerend und lebensgefährlich wären.

Aus allen diesen Gründen nimmt man die Bleche im Allgemeinen 4 Mal so stark, d. i. man nimmt den Coefficienten der Tragfähigkeit anstatt 20000 (wobei die Elasticitätsgrenze erreicht wird) nur mit 5000 Pfund in Rechnung (was bei einfacher Vernietung der Blechtafeln ungefähr $\frac{1}{7}$ der Bruchfestigkeit ist), wodurch man statt der Formel (α) die folgende:

$$d = \cdot 00128 nD + \cdot 114 \ldots (\beta)$$

erhält.

So müsste z. B. für einen Kessel von 3 Fuss Durchmesser, welcher zur Erzeugung von Dämpfen bestimmt ist, die eine effective Spannung von 4 Atmosphären haben sollen, die Blechdicke nach dieser Formel, wegen $D = 36$ und $n = 4$, sofort:

$$d = \cdot 00128 \times 4 \times 36 + \cdot 114 = \cdot 18432 + \cdot 114 = \cdot 2983 \text{ Zoll}$$

oder nahe 3·58 Linien betragen.

354. Wir haben bereits in der 1. Ausgabe dieses Werkes die Ansicht ausgesprochen, dass wir die in der Formel (β) vorkommende additionelle Stärke von ·114 Zoll, welche der eigenen Stabilität (für $n = 0$ oder sehr kleine Werthe von n) wegen dem 1. Glied hinzugefügt wird, nur für geringe Dampfspannungen als gerechtfertigt ansehen und dass dieses Glied nach einer gewissen Scala mit der Zunahme der Dampfspannung allmälig abnehmen und endlich ganz verschwinden sollte. Dieser Ansicht wurde nun auch seither in der neuern Verordnung (vom Jahre 1854) der zu beobachtenden Sicherheitsmassregeln gegen die Gefahr der Explosionen bei Dampfkesseln Rechnung getragen, indem nach dieser Verordnung die Blechdicke eiserner oder kupferner Dampfkessel nach der Formel:

$$d = \cdot 0189 nD + \alpha \ldots (1)$$

bestimmt werden müssen, in welcher D den in Wr. Zollen ausgedrückten Kesseldurchmesser, n die effective Dampfspannung, d die nöthige Blechdicke in Wr. Linien und α eine Zahl bezeichnet, welche für $n = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8$ beziehungsweise gleich 1·37, 1·17, ·97, ·78, ·58, ·39, ·19, 0 ist.

So müsste also für das vorige Beispiel, wegen $n = 4$, $D = 36$ und $\alpha = \cdot 78$, sofort:

$$d = \cdot 0189 \times 4 \times 36 + \cdot 78 = 2\cdot 7216 + \cdot 78 = 3\cdot 5016,$$

d. i. $3\frac{1}{2}$ Linien betragen, während nach der vorigen Formel (β)

$$d = 2\cdot 21184 + 1\cdot 368 = 3\cdot 5798,$$

d. i. nahe $3\frac{4}{5}$ Linien war.

Obschon aber nach dieser Formel (β) für das vorliegende Beispiel ein stärkeres Blech als nach der vorgeschriebenen Formel (1) erforderlich wäre, so ist dieses doch nur durch die ungerechtfertigte grössere additionelle Dicke von 1·368 L. entstanden, während das erste rationelle Glied in der Formel (1) $= 2\cdot 7216$ grösser als jenes 2·21184 der Formel (β) erscheint; woraus sofort folgt, dass in der vorgeschriebenen Formel (1) der Coefficient der Tragfähigkeit oder der stabilen Festigkeit beinahe nur mit dem 5. Theil von der an der Elasticitätsgrenze liegenden Zahl von 20000, d. i. nur mit 4062 Pfd. in die Rechnung kommt; und diese Zahl ist es, welche auf den Grad der Sicherheit schliessen lässt, keineswegs aber jene durch das auf Gerathewohl hinzugefügte additionelle Glied vergrösserte Zahl.

355. Die zur Vergrösserung der Heizfläche bei Dampfkesseln häufig angewendeten cylinderischen Feuer- oder Rauchröhren (auch „Kanonen“ genannt), so wie die bei Locomotiv- und überhaupt den Tubularkesseln vorkommenden Heizröhren, bei welchen der Druck auf die äussere oder convexe Umfläche stattfindet, werden auf ihre rückwirkende Festigkeit in Anspruch genommen.

Um auch für diesen Fall die Dicke der Röhrenwand abzuleiten, darf man nur in der in Nr. **116** durchgeführten Entwicklung die auf die Einheit der Wandfläche wirkende Kraft p anstatt von der Achse gegen den Umfang, umgekehrt vom Umfang der Röhre gegen den Mittelpunct (in jedem einzeln auf die Achse senkrechten Querschnitt) wirkend annehmen, und man erhält genau so wie dort die mit der Relation (1) analoge Formel:

$$\delta = \frac{rp}{F_r},$$

in welcher r den Röhrenhalbmesser und F_r die rückwirkende Festigkeit des betreffenden Materiales bezeichnet.

Legt man nun für Röhren aus gewalztem Eisenblech die von Fairbairn im Jahre 1845 zur Ermittelung der Form und Stärke der Britania- und Conway-Röhrenbrücke durchgeführten Versuche zu Grunde, nach welchen sich die absolute Festigkeit des Schmiedeisens zu 23, dagegen die rückwirkende Festigkeit blos zu 12 Tonnen, also nahe um die Hälfte geringer herausstellte; so würde allerdings wegen $F_r = \frac{1}{2} F_a$ ein Rohr, welches einen äussern Druck zu erleiden hat, die doppelte Wandstärke gegen jenes haben müssen, welches einen gleichen Druck im Innern auszuhalten hat. Allein da man die Stärke der Materialien weder nach ihrer absoluten noch rückwirkenden Festigkeit, sondern nach ihrem Tragmodul oder ihrer stabilen Festigkeit zu bestimmen hat, und diese trotz der Verschiedenheit von F_r und F_a beim Schmiedeisen sowohl für den Zug als den Druck ziemlich dieselbe ist, so würde auch für die hier in Betracht gezogenen Röhren die Blechstärke aus den obigen Formeln (β) oder (1) der beiden vorhergehenden Nummern zu berechnen sein, wenn hiebei nicht eine grössere Wanddicke aus anderen Ursachen geboten oder räthlich wäre.

Eine der vorzüglichsten Ursachen, aus welchen ein cylinderisches Rohr von einem Drucke, sobald dieser von Aussen nach Innen wirkt, flach gedrückt werden kann, während dasselbe dem nämlichen Drucke von Innen nach Aussen vollkommen widersteht, liegt wohl in dem Umstande, dass die Querschnitte des Rohres keine vollkommenen Kreise, sondern mehr oder weniger Ellipsen bilden, und dass ein äusserer Druck diese Ellipsen noch flacher zu drücken sucht, während der innere Druck eher dahin wirkt, diese Ellipsen der Kreisform, als der Linie des Gleichgewichtes näher zu bringen.

356. Um den Einfluss dieser Abweichung von der Kreisform näher kennen zu lernen, wollen wir annehmen, dass der Querschnitt einer solchen Röhre eine Ellipse $ABA'B'A$ (Fig. 167) von den Halbachsen $AC = a$ und $BC = b$ bilde und der Normaldruck auf die Flächeneinheit $= q$ sei.

Zerlegt man den in jedem Puncte M der Curve Statt findenden Normaldruck P in zwei Seitenkräfte p und p', beziehungsweise senkrecht auf die grosse und kleine Achse AA' und BB', so hat man für die Summe der aus dem Drucke auf den Quadranten AMB abgeleiteten Seitenkräfte p, d. i. $\Sigma(p)$ nach dem Satze in Nr. **176**: $\Sigma(p) = q \cdot AC = aq$ und eben so für die Kräfte p', $\Sigma(p') = q \cdot BC = bq$.

Betrachtet man für diesen Quadranten den Punct A als Stütz- oder Drehungspunct, so ist das statische Moment der im Puncte M wirkenden Kraft p in Beziehung auf diesen Punct, wenn man die Abscisse $AR = x$ setzt und diese um dx zunehmen lässt, wodurch (Nr. **176**) $p = q\,dx$ wird, sofort $px = qx\,dx$, folglich die Summe der statischen Momente aller auf den Quadranten wirksamen Seitenkräfte p:

$$M = q\int_0^a x\,dx = \tfrac{1}{2}qa^2.$$

Auf gleiche Weise erhält man für die Summe der statischen Momente der Kräfte p' (wenn man $BS = y$ setzt):

$$M' = q\int_0^b y\,dy = \tfrac{1}{2}qb^2.$$

Diesen beiden, in demselben Sinne wirkenden Momenten wirkt das statische Moment $Q\,.\,BC$ aus der Kraft $Q = \Sigma(p') = bq$, welche aus dem Gesammtdruck auf den Quadranten $A'B$ entsteht, direct entgegen, so, dass wenn man dieses Moment mit M'' bezeichnet, also $b^2q = M''$ setzt, sofort das statische Moment $M + M' - M'' = \frac{1}{2}q(a^2 - b^2)$ dahin strebt, einen Bruch in A zu bewirken, was sofort um so grösser, je mehr a von b verschieden ist und bei einer genauen cylinderischen Röhre, wegen $b = a$, gänzlich verschwindet.

So wie durch das genannte Moment, welches durch eine in B nach der Richtung des Pfeils angebrachte Kraft S erzeugt, und dadurch der Bruch des Quadranten AB im Puncte A bewirkt werden kann, eben so wird auch in B ein Bruch entstehen, so, als ob der Quadrant in B befestigt oder eingemauert und in A parallel mit CB eine Kraft S' angebracht wäre, deren statisches Moment ebenfalls $= \frac{1}{2}q(a^2 - b^2)$ ist.

Anmerkung 1. Der hier erörterte Umstand, dass bei einer ovalen Röhre das Materiale nicht blos auf seine rückwirkende Festigkeit, sondern auch in Beziehung auf dessen Widerstand gegen Biegung oder auf seine relative Festigkeit in Anspruch genommen wird, folglich eine grössere Wanddicke bedingt, gilt wohl eben so, wenn der Druck im Innern der Röhre Statt findet, nur dass dann statt der rückwirkenden, die absolute Festigkeit in Anspruch genommen wird; allein es tritt dabei der wesentliche bereits erwähnte Unterschied ein, dass im erstern Falle, nämlich bei einem Drucke von Aussen, die elliptische Röhre noch mehr flach gedrückt wird (wie dies in Fig. 167, a versinnlicht ist), während im zweiten Falle der innere Druck eher dahin wirkt, die Ellipse der Kreisform als der Linie des Gleichgewichtes näher zu bringen.

Dass aber in diesem Falle der Kreis wirklich die Linie des Gleichgewichtes ist, lässt sich leicht auf folgende Weise zeigen.

Betrachtet man die ebene Curve MmN (Fig. 168), auf welche die sämmtlichen Kräfte normal wirken, als ein Polygon von unendlich vielen Seiten mm', mm''... in dessen Winkelpuncten diese Kräfte p angebracht sind, und bezeichnet man ein Element der Curve oder eine Polygonseite mm' durch $\mathrm{d}s$, den Krümmungshalbmesser im Puncte m durch ϱ, die auf die Längeneinheit der Curve wirksame Normalkraft durch q und endlich die Kraft, mit welcher das Element mm' ausgedehnt (oder bei einem Drucke auf die convexe Seite zusammengedrückt) wird durch T; so hat man, wenn die im Puncte m wirkende, auf dem Curvenelement normal stehende Kraft $p = q\,\mathrm{d}s$ in zwei Seitenkräfte nach den Richtungen der Seiten mm' und mm'' zerlegt wird, welche offenbar, da der Winkel $m'mm''$ durch diese Kraft p halbirt wird, einander gleich sein werden, sofort $p : T = Sin\, m''mn : Sin\, Omm''$, oder wenn man Winkel $m''mn = i$ setzt, und da Winkel Omm'' nur unendlich wenig von einem rechten abweicht, $p : T = Sin\, i : 1 = i : 1$ und daraus $p = q\,\mathrm{d}s = i\,T$ oder $T = \frac{\mathrm{d}s}{i}\, q$.

Berücksichtigt man, dass auch Winkel $mOm' = i$ und $mm' = \mathrm{d}s = \varrho\, i$, folglich $\frac{\mathrm{d}s}{i} = \varrho$ ist, so hat man auch:

$$T = \varrho q \text{ oder } q = \frac{T}{\varrho}.$$

Ist nun die betreffende Curve absolut biegsam, so fordert das Gleichgewicht, dass erstens die Spannung T in jedem Puncte m, m', m'' ... dieselbe sei, und dass zweitens die normale Pressung q in jedem Punct $= \frac{T}{\varrho}$, d. h. der Spannung dividirt durch den betreffenden Krümmungshalbmesser gleich sei. (Wäre die Curve nicht geschlossen, so müssten die letzten Elemente $m''M$, $m'N$ ebenfalls nach diesen Richtungen jede von der Kraft T gezogen oder gespannt werden.)

Da nun aber der Druck einer Flüssigkeit in einer Röhre (oder wenn dieselbe von der Flüssigkeit umgeben ist, auf die Röhre) rund herum gleich, also q constant ist, so muss auch (da T ebenfalls constant) der Krümmungshalbmesser einen constanten Werth annehmen, die biegsame Curve MmN also fürs Gleichgewicht in einen Kreisbogen übergehen.

Während bei einem constanten Werth von q auch die Spannung T (oder bei einem äussern Drucke die Compression) in allen Puncten des Kreises dieselbe und gleich rq ist, variirt sie z. B. bei der Ellipse in Fig. 167 in jedem Quadranten von einem Puncte desselben zum andern und ist z. B. in A oder A' gleich aq, während sie in B und B' nur gleich bq ist. (Für irgend einen andern Punct M findet man diese Spannung, wenn man in M eine Tangente, damit parallel an den Quadranten $A'B'$ eine zweite Tangente und zwischen beiden ein Perpendikel zieht; ist $2c$ die Länge dieses Perpendikels, so ist die Spannung, oder im entgegengesetzten Falle die Compression in diesem Puncte M gleich cq.)

Anmerkung 2. Aus einem Berichte der französischen Centralcommission für Dampfmaschinen vom Jahre 1846 geht hervor, dass bei einem Tubularkessel nach dem Fol'schen Systeme (wobei die Röhren vertical stehen) bei drei verschiedenen Kesselproben (auf den 3fachen Druck) von den 11 Fuss langen, 2·28 Zoll weiten und ·057 Zoll dicken cylinderischen kupfernen Röhren, davon jedesmal eine, und zwar schon bei einem Drucke von 9 bis 12 Atmosphären zusammengedrückt wurde, während sie bei einem Drucke auf den concaven Theil von Innen nach Aussen wahrscheinlich erst einem Drucke von 96 Atmosphären nachgegeben hätte.

Eben so wurden bei einem Dampfschiffkessel mit kupfernen Röhren von $9\frac{1}{2}$ Fuss Länge, $5\frac{3}{4}$ bis $6\frac{1}{2}$ Zoll Durchmesser und ·114 Zoll Wanddicke mehrere Röhren bei einem Drucke von 10 Atmosphären zerdrückt, während sie einem innern Drucke bis zu 77 Atmosphären Widerstand geleistet hätten.

Nach den Versuchen des Hrn. Mary (bei Gelegenheit, als der Artesische Brunnen zu Grenelle bei Paris gebohrt wurde) erwiesen sich die Röhren aus Eisenblech weit stärker und vortheilhafter als jene aus Kupferblech, indem sich die erstern erst bei einem Drucke abzuplatten anfingen, welcher ungefähr $\frac{1}{4}$ des Druckes beträgt, bei welchem die Röhren nachgegeben hätten, wenn der Druck von Innen nach Aussen vorhanden gewesen wäre, während sich die kupfernen Röhren schon beim 10. Theile jenes Druckes, welcher, im Innern angebracht, ein Zerreissen bewirkt haben würde, zu deformiren anfingen und bei einer Pressung, die noch nicht ganz $\frac{1}{5}$ dieses Druckes betrug, ganz zusammengedrückt wurden. (*Annal. des mines*, 4[e] *Ser. T.* 10. *Paris*, 1846.)

Aus dem hier erörterten Grunde macht man in Frankreich in der Regel jene Röhren, welche einem äussern Drucke ausgesetzt sind, noch einmal so dick, als im Falle, unter sonst gleichen Umständen, dieser Druck im Innern der Röhren Statt findet.

Obschon Fairbairn, durch seine Versuche dazu geleitet, für die Feuerrohre, wie sie namentlich bei den Cornwall-Kesseln (mit inwendiger Feuerung) vorkommen, zur Berechnung der Blechdicke die bereits in Nr. **116** angeführte Formel:

$$\delta = \left(\frac{PLD}{724620}\right)^{\frac{1}{2\cdot19}} \ldots (\alpha)\ ^{*)}$$

aufstellen zu können glaubt, in welcher auch die Länge des Rohres einen wesentlichen Einfluss hat, so lässt sich unserer Ansicht nach dieser Gegenstand keineswegs durch theoretische Formeln erledigen, sondern es können dabei nur Erfahrung und kunstgerechte Ausführung die nöthige Sicherheit gewähren.

Daher kommt es auch, dass Fairbairn selbst zugesteht, dass man bei der gewöhnlichen Blechdicke, die gegen die vorige Formel (α) jeden-

---

*) Statt der hier angegebenen Zahl 724620, die aus der Reduction des französischen in Nr. **116** angeführten Masses entsteht, erhält man die etwas kleinere 707240, wenn man die im englischen Original angegebene Zahl 806300 (statt der dort angegebenen Zahl 723830) zum Grunde legt. Fairbairn nimmt dann für eine 6fache Sicherheit von dieser Zahl den 6. Theil.

falls zu gering wäre, dennoch durch Versteifung des Rohres von Aussen mittelst Ringen aus Winkeleisen, welche in gewissen Entfernungen von einander angebracht, die Länge des Rohres bei n Ringen in $n+1$ Theile theilt, die nöthige Stärke erzielt werden könne.

Diesem nämlichen Umstande ist es wohl zuzuschreiben, dass das preussische Handels-Ministerium in dem neuen Regulativ (vom Jahre 1861) die Vorschriften über die Blechdicken, und zwar nicht blos für die hier in Rede stehenden Feuerröhren, wofür in dem frühern Reglement eigene (von jenen für die Dampfkessel verschiedene) Formeln aufgestellt waren, sondern sogar über jene der Dampfkessel, wofür bei uns die obige Formel (1) (Nr. **354**) besteht, fallen gelassen, und diese Stärke dem Verfertiger unter seiner eigenen Verantwortlichkeit überlassen hat. Bezüglich der Feuerrohre wird in einem Ministerialerlasse vom Jahre 1860 blos einfach darauf hingewiesen, wie es, um das Durchbiegen der Feuerrohre bei Cornwall-Kesseln und das dadurch mögliche theilweise Abreissen der Bodenfläche des Kessels zu verhindern, zu empfehlen sei, das Rohr, sobald dessen Länge 15 Fuss übersteigt, derart zu unterstützen und zu verstärken, dass ein Durchbiegen nicht erfolgen kann.

In der betreffenden belgischen Vorschrift (vom Jahre 1853), welche die Blechdicke der Dampfkessel ebenfalls normirt, wird ausdrücklich bemerkt, dass sich zur Bestimmung der Blechdicke für cylinderische, einem Drucke von Aussen nach Innen ausgesetzten Feuerrohre, keine allgemeinen Regeln aufstellen lassen.

Schliesslich bemerken wir noch, dass wenn man diese Rauch- oder Feuerröhren aus demselben Blech wie den Hauptkessel herstellt, dadurch die Blechdicke ohnehin in der Regel wenigstens $1\frac{1}{2}$ Mal so stark ausfällt, als man diese nach der vorgeschriebenen Formel (1) in Nr. **354**, wenn man für D den betreffenden Durchmesser, welcher immer kleiner als jener des Haupt- oder Dampfkessels ist, einsetzt, erhalten würde; auch schützt der vorgeschriebene doppelte Wasserdruck einigermassen gegen eine unsolide Ausführung solcher Rohre.

Die Messingröhren der Locomotivkessel von 2 Zoll äusserm Durchmesser und 15 Fuss Länge erweisen sich bei einer Wanddicke von $1\frac{1}{4}$ Linie als hinreichend stark, um einem äussern Drucke von 14 bis 16 Atmosphären widerstehen zu können.

Theorie der Dampfmaschinen.

a) Aeltere Theorie.

(§. 532.)

357. Nach dieser Theorie wird angenommen, dass der Dampf, von seinem Eintritte in die Maschine angefangen bis zu seinem Austritte oder bis zu seiner Condensirung, fortwährend jene Temperatur beibehält, welche er im Kessel bei seiner Erzeugung