

Zweites Capitel.

Die Dampfkessel.

Dampfkessel im Allgemeinen. Dampfkessel sind metallene, überall §. 256. dicht abgeschlossene Gefäße, die dazu bestimmt sind, aus dem in ihnen enthaltenen Wasser durch die Wirkung einer Feuerung Dämpfe zu entwickeln, welche zum Betriebe von Dampfmaschinen oder auch zu anderen Zwecken verwendet werden sollen. Es ist ersichtlich, daß diese Kessel nicht nur die genügende Festigkeit darbieten müssen, um dem Drucke des im Innern derselben eingeschlossenen Dampfes widerstehen zu können, sondern daß auch ihre Verhältnisse so zu bemessen sind, daß die in bestimmter Zeit geforderte Dampfmenge erzeugt werden kann, und zwar wird man von einem guten Kessel verlangen, daß die Dampferzeugung möglichst vortheilhaft, d. h. mit möglichst geringem Aufwande von Brennmaterial geschehe. Diese Bedingung eines sparsamen Betriebes wird, da die Kosten für das Brennmaterial stetig dauernde sind, in den Vordergrund treten gegen die Rücksicht auf eine möglichst wohlfeile Ausführung des Kessels, da die Kosten für die Anlage nur einmalige sind. Es ist durch eine einfache Rechnung, welche den Brennmaterialpreis, sowie die Zinsen und Amortisationsgebühr der Anlage berücksichtigt, leicht festzustellen, daß eine auch nur geringe Ersparniß an Brennmaterial in den meisten Fällen selbst durch eine beträchtliche Vergrößerung der Anlagelosten nicht zu theuer erkauft wird, und daß ein Sparen an den Kesselanlagen, wenn hierdurch deren Wirkungsgrad verringert wird, fast immer unvortheilhaft ist.

Als Material für die Dampfkessel verwendet man ganz allgemein das Schmiedeeisen wegen dessen Festigkeit und Sicherheit gegen Explosionen. Kupferne Kessel, wie sie wohl für geringe Spannungen zu Zwecken des Heizens vorkommen, würden für hohe Dampfspannungen nicht widerstandsfähig genug und auch zu kostspielig sein, und gußeiserne Kessel gewähren wegen ihrer geringen Festigkeit gegen Zerreißen zu wenig Sicherheit. Man ist daher von der Anwendung des Gußeisens zu Dampfkesseln im Allgemeinen zurückgekommen und verwendet dieses Material meistens nur zu untergeordneten Bestandtheilen. Nach den für das deutsche Reich geltenden Bestimmungen darf Gußeisen als Dampfkesselwandung nur für solche Theile verwendet werden, deren lichte Weite bei cylindrischer Gestalt 0,25 m und bei kugelförmiger Gestalt 0,30 m nicht übersteigt. In Amerika dagegen findet das Gußeisen zu

Dampfkesseln eine häufigere Verwendung; insbesondere werden dort die Stirnplatten der Sieder oft aus Gußeisen gefertigt und der viel verbreitete Kessel von Harrison (s. unten) besteht ausschließlich aus Gußeisen. Die Verwendung von Stahlblechen hat man ebenfalls mehrfach versucht, indem man sich davon wegen der geringeren Wandstärken, welche die größere Festigkeit dieses Materials gestattet, besondere Vortheile in Bezug auf die Transmission der Wärme versprach, doch sind Stahlkessel nicht in allgemeine Anwendung gekommen. Die Ursache davon scheint in der Schwierigkeit zu liegen, Stahlbleche von durchaus gleichmäßigem Härtegrade und genügend dampfdichte Nietverbindungen derselben herzustellen.

Die Fähigkeit eines Kessels, in einer gewissen Zeit eine bestimmte Dampfmenge zu liefern, hängt nicht direct von dem Volumen oder dem Gewichte des Kessels, sondern in erster Reihe von seiner feuerberührten oder Heizfläche ab, d. h. von der Größe derjenigen Kesselwandung, welche äußerlich den Verbrennungsgasen ausgesetzt ist und innerlich vom Wasser berührt wird, da vorzugsweise durch diese Wandfläche ein Uebergang der Wärme von den Verbrennungsproducten nach dem Innern des Kessels stattfindet.

Die Aufnahme der Wärme seitens der Kesselwand aus den Feuergasen geschieht theilweise durch Strahlung, theilweise durch Berührung oder Leitung, während die Wärmeabgabe an das Wasser vornehmlich durch Berührung geschieht, und zwar ist diese Wärmeabgabe trotz der geringen Wärmeleitfähigkeit des Wassers wegen der eintretenden Circulation eine sehr lebhafte. Viel geringer ist dagegen die Abgabe der Wärme an den Dampf, und daraus erklärt es sich, warum eine geheizte Dampfwanung, d. h. eine innerlich vom Dampfe und äußerlich von den Heizgasen berührte Wandung so leicht dem Erglühen ausgesetzt ist.

Im Allgemeinen soll die vom Feuer berührte Kesselwand im Innern des Kessels stets vom Wasser berührt werden, und die hierüber geltenden Bestimmungen der einzelnen Staaten schreiben bestimmte Höhen vor (in Deutschland für stationäre Kessel 0,10 m), um welche der niedrigste Wasserstand mindestens über der höchsten vom Feuer berührten Fläche gelegen sein muß. Nur ausnahmsweise pflegt man die Heizgase auch an solchen Stellen vorbeizuführen, welche innerlich den Dampfraum begrenzen; dies darf aber immer nur geschehen, wenn angenommen werden kann, daß die Verbrennungsproducte daselbst schon hinlänglich abgekühlt sind, um ein Erglühen der Kesselwand nicht befürchten zu lassen. Bekanntlich ist das Glühendwerden einer vom Wasser entblößten Wand in sehr vielen Fällen die Ursache von Kesselexplosionen gewesen, und in wohl allen Fällen ist eine mehr oder minder große Formänderung und Beschädigung der Kesselwand mit einem Erglühen derselben verbunden. Solche Kesseltheile, welche innerlich vom Wasser berührt

sind, werden niemals glühend, vorausgesetzt, daß die Bleche daselbst nicht unganze Stellen (Schiefer) enthalten, deren Beseitigung daher bei der Anfertigung des Keffels von Wichtigkeit ist. Keffeltheile dagegen, deren Berührung mit dem Wasser durch Keffelstein verhindert wird, sind erfahrungsmäßig leicht einem Durchbrennen unterworfen.

Wenn bei einzelnen Keffelconstructions die abgehenden Feuergase, wie angegeben, an gewissen Theilen der innerlich vom Dampfe berührten Keffelwand vorbeigeführt werden, so hat dies meistens den Zweck, den schon gebildeten Dampf möglichst trocken zu machen dadurch, daß das in ihm enthaltene mechanisch mitgerissene Wasser noch nachträglich verdunstet wird; eine Ueberhitzung des Dampfes kann dagegen hierdurch nicht erzeugt werden, so lange wenigstens nicht, als diese Flächen sich in geringer Entfernung von dem Wasserspiegel des Keffels befinden. Die Wärmetransmission durch eine solche innerlich vom Dampfe berührte Keffelwand ist, wie schon bemerkt, viel geringer als diejenige einer dem Wasser ausgesetzten Fläche, und daher versteht man, wenn man von der Heizfläche eines Keffels spricht, darunter in der Regel nur die Oberfläche derjenigen vom Feuer berührten Keffelwandung, welche innerlich mit Wasser in Berührung steht.

Die Wärmemenge, welche durch 1 qm Heizfläche stündlich dem Dampfe mitgetheilt werden kann, hängt in erster Reihe von der Differenz der Temperaturen innen und außen ab. Die Temperatur im Innern wird natürlich höchstens diejenige des entwickelten Dampfes sein, also der Tabelle des §. 235 gemäß beispielsweise für eine Dampfspannung von 10 Atmosphären höchstens 180,3° und für 4 Atmosphären nicht mehr als 144° betragen. Die durchschnittliche Temperatur wird noch etwas geringer sein, weil das dem Keffel zugeführte Speisewasser immer noch unter 100° warm ist. Die Verbrennungsproducte dagegen haben Temperaturen, welche man etwa zu 1200 bis 1400° in der Feuerung und zu 300° in dem Fuchse annehmen kann, d. h. in dem Kanale, welcher diese Gase vom Keffel nach dem Schornstein führt. Es ist daraus ersichtlich, daß auch die Wirkungsfähigkeit von 1 qm Heizfläche bei demselben Keffel eine sehr verschiedene sein wird, je nachdem diese Fläche in der Nähe der Feuerung mit den heißen Verbrennungsproducten oder in der Gegend des Fuchses mit den schon abgekühlten Rauchgasen in Berührung kommt. Man wird daher bei einem bestimmten Keffel nur von einer durchschnittlichen Verdampfungsfähigkeit pr. Quadratmeter Heizfläche sprechen können.

Es ist auch klar, daß diese Verdampfungsfähigkeit von der mehr oder minder großen Lebhaftigkeit der Befuerung abhängig ist. Stellt man sich vor, die Beschickung der Feuerung geschähe so mäßig oder, was auf dasselbe hinausläuft, die Heizfläche wäre so groß, daß die etwa 1400° warmen Verbrennungsproducte Gelegenheit haben, so viel Wärme an den Keffel abzu-

geben, um mit nur 300° Temperatur nach dem Schornsteine zu entweichen, so wird dieser Kessel im Allgemeinen eine vortheilhafte Wirkung zeigen, da nach dem weiter unten über Schornsteine Anzuführenden eine noch weiter gehende Abkühlung der Verbrennungsproducte nur in beschränktem Maße angängig ist. Der Kessel wird in diesem Falle mit jedem Quadratmeter Heizfläche eine durchschnittliche Wassermenge etwa gleich W Kilogramm verdampfen. Denkt man jetzt aber den Kessel forcirt, d. h. eine lebhaftere Befuerung vorgenommen, der zu Folge eine größere Menge Verbrennungsgase entwickelt wird, welche etwa dieselbe Temperatur von 1400° haben mögen, so wird diese größere Gasmenge durch die Heizfläche jetzt nicht bis auf 300° abgekühlt werden können, die Gase werden vielmehr mit einer höhern Temperatur, etwa von 400° , nach dem Schornsteine entweichen. Es ist sofort ersichtlich, daß nunmehr die durchschnittliche Verdampfungsfähigkeit eines Quadratmeters Heizfläche größer als W ausfallen muß, weil die Temperaturdifferenz jetzt durchschnittlich größer ist als vorher, indem die Feuer-gase ihre Temperatur von 1400° nur bis zu 400° , im vorhergehenden Falle aber bis zu 300° herabsetzen. Diese größere Verdampfungsfähigkeit ist aber durch eine weniger sparsame Wirkung des Kessels erkauft worden, denn die Verbrennungsgase, welche jetzt mit einer Temperatur von 400° aus dem Schornsteine entweichen, entführen dem Kessel jetzt etwa $\frac{4}{14} = 0,286$ der ihnen durch die Feuerung mitgetheilten Wärme, während dieser Verlust vorher sich nur auf ungefähr $\frac{3}{14} = 0,214$ bezifferte. Die Folge hiervon ist, daß man in dem zweiten Falle mit derselben Wärmemenge, d. h. mit demselben Brennstoffquantum auch nur eine im Verhältniß $\frac{0,714}{0,786} = \frac{10}{11} = 0,91$ kleinere Wassermenge wird verdampfen können als im erstern Falle. Es ergibt sich hieraus allgemein, daß man durch Forciren eines Dampfkessels zwar die Verdampfung pr. Quadratmeter erhöhen kann, daß damit aber immer ein geringeres Güteverhältniß, d. h. eine Verringerung der mit 1 kg Brennstoff zu verdampfenden Wassermenge verbunden ist. Ein solches Forciren von Dampfkesseln kommt nun nicht bloß dann vor, wenn ein für eine bestimmte Verdampfung eingerichteter Dampfkessel ausnahmsweise eine größere Dampfmenge liefern soll und zu dem Behufe lebhafter befeuert wird, sondern auch in allen den Fällen, wo ein Dampfkessel von vornherein zu klein angeordnet wurde, d. h. wenn er nicht die genügende Heizfläche erhielt, um die Temperatur der Verbrennungsproducte von ihrer anfänglichen Größe in der Feuerung bis auf den für den Schornstein zulässigen Betrag herabzumindern. Solche Kessel sind daher für eine möglichste Ausnutzung der Wärme zu klein und sie vermögen die geforderte Dampfmenge nur durch Forciren,

d. h. durch lebhaftere Befuerung zu erzielen. Wie groß man erfahrungsmäßig im Allgemeinen den Betrag der Verdampfung pr. Quadratmeter Heizfläche bei Kesseln annehmen darf, wird weiter unten angegeben werden.

Hier möge nur noch angeführt werden, daß die durch die Quadrateinheit Kesselwand hindurchgehende Wärmemenge außer von der Temperaturdifferenz innen und außen auch noch von der Dicke der Wand und dem Leitungsvermögen abhängt, welches dem Material dieser Wand für die Wärme zukommt, indem nach §. 249 die Wärmemenge, welche durch 1 qm Fläche bei der Wanddicke δ und der Temperaturdifferenz $t - t_1$ stündlich hindurchgeht, durch

$$W = D \frac{t - t_1}{\delta}$$

dargestellt ist. Das Wärmeleitungsvermögen D ist hierin für Eisen sehr beträchtlich (28) und daher ist ein lebhafter Wärmedurchgang vorhanden, sobald die Kesselwand in der That nur aus Metall besteht. Wenn aber im Innern des Kessels sich nach einiger Zeit eine mehr oder minder dicke Lage von Schlamm oder Kesselstein abgesondert hat, so muß in Folge der viel geringern Wärmeleitfähigkeit dieser Stoffe (gebrannte Erde 0,51 bis 0,69, Gyps 0,33 bis 0,52) die durchgehende Wärmemenge wesentlich kleiner ausfallen. Hieraus erklärt sich die überall beobachtete Thatsache, daß Kessel, in denen sich stärkere Ablagerungen gebildet haben, sehr viel geringere Verdampfungsfähigkeit zeigen und daß, wenn in Folge dessen eine Forcirung des Kessels stattfindet, sogar ein Erglühen einzelner innerlich mit Kesselstein bedeckter Wandungen stattfinden kann. Es ergibt sich daher für den Betrieb die Nothwendigkeit einer möglichsten Reinhaltung des Kessels von Ablagerungen im Innern und für den Constructeur die Bedingung, dem Kessel eine Einrichtung zu geben, welche solche Reinigung ohne zu große Beschwerden gestattet. Ebenso wie durch Ablagerung von Kesselstein und Schlamm im Innern des Kessels kann auch der Wärmeübergang wesentlich durch Absetzung von Flugasche auf der dem Feuer ausgesetzten Fläche beeinträchtigt werden, weshalb man bei allen Kesselanlagen dafür sorgen muß, daß ein Reinlegen der Feuercanäle von Flugasche leicht vorgenommen werden kann.

Dampf- und Wasserraum. Wenn auch die Verdampfungsfähigkeit §. 257. von der Größe des Rauminhalts eines Kessels nicht direct abhängig ist, so ist doch dieser Inhalt und insbesondere der mit Wasser gefüllte Theil desselben, der Wasserraum, von großer Bedeutung für den Betrieb des Kessels. Es möge V das Volumen eines Dampfkessels bedeuten, von welchem der Theil V_w mit Wasser und derjenige $V_d = V - V_w$ mit Dampf von der Spannung p und der Temperatur t gefüllt sein soll. Beim ersten Anfeuern dieses Kessels, wenn das Wasser noch die Temperatur t_0 der äußern Atmo-

sphäre hat, ist dem Wasser die zur Erwärmung von t_0 auf t_1 erforderliche Wärmemenge mitgetheilt worden, welche durch

$$Q_w = V_w \gamma c (t - t_0)$$

ausgedrückt ist, wenn $\gamma = 1000$ kg das specifische Gewicht des Wassers und c die durchschnittliche specifische Wärme des Wassers zwischen den Temperaturen t_0 und t bedeutet, welche Größe für die hier zu machenden Bemerkungen gleich 1 angenommen werden kann.

Ebenso bestimmt sich die Wärmemenge, welche dem Dampfe V_w mitgetheilt werden muß, um denselben aus Wasser von der Temperatur t_0 zu erzeugen, zu:

$$Q_d = V_d \gamma_1 (q - q_0 + r) = V_d \gamma_1 [c (t - t_0) + r],$$

wenn γ_1 das specifische Gewicht und r die latente Wärme des Dampfes, sowie q und q_0 die Flüssigkeitswärme für t und t_0 bedeuten. Bei dem kleinen Werthe von γ_1 ist die Wärmemenge Q_d immer viel geringer als diejenige Q_w , welche dem Wasser mitgetheilt werden mußte, wie sich am einfachsten an einem bestimmten Beispiele erkennen läßt. Nimmt man Dampf von $p = 4$ Atmosphären an, wofür nach §. 235: $t = 144^\circ$, $\gamma_1 = 2,230$, $r = 505,1$ und $q = 145,3$ ist, und setzt man eine Temperatur des eingeführten Wassers von 15° , also etwa $q_0 = 15$ voraus, so hat man, wenn schließlich noch der Dampfraum zu $\frac{1}{3}$ und der Wasserraum zu $\frac{2}{3}$ des Kesselvolumens angenommen wird:

$$Q_w = \frac{2}{3} 1000 \cdot (145,3 - 15) V = 86\,867 V;$$

$$\begin{aligned} Q_d &= \frac{1}{3} 2,230 (145,3 - 15 + 505,1) V = 472,3 V \\ &= 0,0054 Q_w = c_a \frac{1}{184} Q_w. \end{aligned}$$

Die dem Wasser zugeführte Wärme ist daher in diesem Falle über 180 mal so groß wie die in dem Dampfe enthaltene und jeder Cubikmeter Wasserraum hat daher mehr als 90 mal so viel Wärme aufgenommen als 1 cbm Dampfraum. Hieraus erklärt sich, warum Dampfkessel mit einem großen Wasserraum beim Anheizen so lange Zeit gebrauchen, bevor sich Dämpfe bilden. Wenn dagegen der Wassergehalt des Kessels kleiner gemacht wird, so fällt auch Q_w entsprechend geringer aus und man wird daher in solchen Kesseln schneller Dämpfe von bestimmter Spannung erlangen können. In Fällen, wo es darauf ankommt, in möglichst kurzer Zeit Dämpfe zu erzeugen, wie z. B. bei den Dampfwehrspritzen, wird man daher den Wassergehalt des Kessels so klein als möglich zu machen haben.

Die dem Wasser mitgetheilte Wärme Q_w bleibt in demselben aufgespeichert und ist in jedem Augenblicke verfügbar. Hieraus erklärt sich die regulirende Wirkung einer großen Wassermasse bei sehr unregelmäßiger Dampfentnahme aus dem Kessel, wie man leicht in folgender Art erkennt. Denkt man sich, es werde einem Kessel zu einer Zeit eine viel größere Dampfmenge entnommen, als derselbe vermöge seiner feuerberührten Fläche in derselben Zeit neu zu erzeugen vermag, so wird natürlich die Dampfspannung abnehmen. Mit dieser Abnahme der Spannung von dem Werthe p auf p_1 ist auch eine Abnahme der Temperatur von t auf t_1 verbunden, und da das in dem Kessel enthaltene Wasser die Temperatur t hatte, so ist eine Wärmemenge gleich $V_w \gamma (q - q_1)$ annähernd gleich $V_w \gamma (t - t_1)$ frei geworden, welche dazu verwendet wurde, neue Dämpfe zu bilden. Es möge etwa wieder Dampf von $p = 4$ Atmosphären, also einer Temperatur $t = 144^\circ$ entsprechend $q = 145,3$ vorausgesetzt und angenommen werden, die Spannung sei durch übermäßige Dampfentnahme in einer gewissen Zeit auf 3,5 Atmosphären herabgegangen. Es entspricht dieser Spannung nach Tabelle §. 235 eine Temperatur $t_1 = 139,24$ und eine Flüssigkeitswärme $q_1 = 140,4$, daher hat jedes Kilogramm Wasser von der in ihm aufgespeicherten Wärmemenge $145,3 - 140,4 = 4,9$ Calorien abgegeben und da für 3,5 Atmosphären die latente Wärme $r_1 = 508,5$ ist, so konnte jedes Kilogramm Wasser vermöge dieser abgegebenen Wärmemenge eine Dampfmenge $\frac{4,9}{508,5} = 0,0096$ kg neu erzeugen. Während der Zeit, in welcher die Spannung sich von 4 auf 3,5 Atmosphären verringert hat, ist daher außer demjenigen Wasser, welches durch die Feuerung in dieser Zeit verdampft wurde, noch eine Wassermenge vom Volumen $0,0096 V_w$ oder nahezu 1 Proc. der ganzen im Kessel enthaltenen Wassermenge durch die aufgespeicherte Wärme des Wassers verdampft worden. Hieraus erklärt es sich auch, warum ein Dampfkessel mit großem Wassergehalt nach der Eröffnung des Sicherheitsventils oft stundenlang abbläst. Bei der großen Geschwindigkeit des ausblasenden Dampfes würde hierbei der Dampfraum in wenigen Minuten leer sein, wenn nicht fortwährendes Nachverdampfen aus dem heißen Kesselwasser stattfände. Es ist klar, daß diese Wirkung des Kesselwassers wesentlich dazu beitragen muß, die Druckschwankungen im Kessel bei veränderlichem Dampfverbrauche herabzumindern, denn man erkennt, daß die Wassermasse ebenso ein schnelles Emporsteigen der Spannung verhindert, sobald die Dampfentnahme unter die durchschnittliche herabsinkt, welche der von der Feuerung an den Kessel mitgetheilten Wärmemenge entspricht. In diesem Falle wird nämlich die überschüssige Wärme zwar eine gewisse Spannungserhöhung hervorbringen, aber diese Spannungsvergrößerung wird um so geringer ausfallen, je größer die Wassermenge ist, je mehr Wärme die letztere also für sich zu der Tem-

peraturerhöhung gebraucht, welche mit jeder Spannungsvergrößerung verbunden ist. Man kann diese regulirende Wirkung einer großen Wassermasse des Kessels in gewissem Sinne vergleichen mit dem Einflusse einer großen Schwungmasse, welche bei überschüssiger Triebkraft ebenfalls einen beträchtlichen Theil der letztern zu ihrer eigenen Beschleunigung beansprucht, um bei überschüssigem Widerstande die aufgespeicherte Arbeit wieder zur Unterstützung des Betriebes herzugeben. Es folgt daher die Regel, daß man Dampfkessel mit großem Wassergehalt in allen solchen Fällen anwenden soll, in welchen der Dampfverbrauch ein sehr veränderlicher ist. Solche Verhältnisse liegen insbesondere in Brennerien und chemischen Fabriken vor, wo man sogenannten offenen Dampf zum Kochen oder Erwärmen von Flüssigkeiten zeitweise in großen Mengen gebraucht. Auch die großen, mit Stillstandspausen arbeitenden Wasserhaltungsmaschinen, welche oft in der Minute nur wenige Spiele machen, veranlassen eine sehr schwankende Dampfenahme. Daß man in solchen Fällen eines sehr veränderlichen Dampfverbrauches eine Regulirung durch einen großen Dampfraum nicht erreichen kann, wie dies irrthümlicher Weise wohl zuweilen angenommen wird, dürfte nach den vorstehenden Bemerkungen sich von selbst ergeben, da jeder Cubikmeter Dampfraum nur eine sehr geringe Wärmemenge in sich enthält.

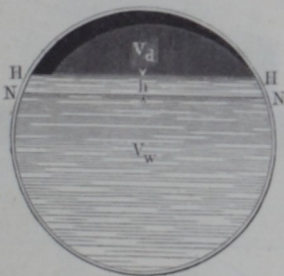
Die vortheilhafte Wirkung eines großen Dampfraumes hat man nicht in einer Regulirung der Spannungen, sondern vielmehr darin zu suchen, daß dadurch eine Trennung des gebildeten Dampfes von dem mechanisch mitgerissenen Wasser befördert wird. Je größer der Dampfraum ist und je entfernter namentlich die Oeffnung des Dampfabfuhrrohres von dem Wasserpiegel angebracht wird, desto trockener wird der Dampf sein, welchen der Kessel liefert. Mit Rücksicht hierauf pflegt man denn nicht nur dem Dampfraume eine bestimmte Größe von etwa $\frac{1}{3}$ des ganzen Kesselraumes zu geben, sondern man ordnet meist auch einen besondern Dampfdom an, einen kleinen verticalen Cylinder, welcher nicht sowohl den Zweck einer Vergrößerung des Dampfraumes hat, als vielmehr die Gelegenheit bieten soll, den Dampf von einer vom Wasserpiegel möglichst entfernten Stelle entnehmen zu können.

Dem oben angegebenen Vortheile der regulirenden Wirksamkeit eines großen Wasserraumes steht in gewissen Fällen ein nachtheiliger Einfluß desselben gegenüber, welcher zu Wärmeverlusten Veranlassung geben kann. Wenn nämlich ein Kessel nur zeitweise in Gebrauch genommen wird und seine Betriebszeiten durch Stillstandspausen unterbrochen sind, welche so lange andauern, daß der Kessel ganz erkaltet, so geht die bei jedesmaligem Anfeuern in dem Wasser aufzuspeichernde Wärmemenge verloren, so daß es in solchen Fällen nicht gerathen erscheint, dem Kessel einen großen Wassergehalt zu geben. In welcher Weise die Construction der Kessel gewählt werden

kann, um bei einer gewissen Heizfläche einen großen oder kleinen Wasserraum zu erhalten, wird sich in der Folge ergeben.

Ein Umstand kommt bei der Feststellung des Verhältnisses von Dampf- und Wasserraum noch besonders in Betracht, das ist nämlich die Größe des Wasserspiegels, welche bei den Cylinderkesseln von der Höhe dieses Wasserspiegels abhängt. Es möge etwa Fig. 459 der Querschnitt durch einen gewöhnlichen cylindrischen Kessel dargestellt sein, in welchem der niedrigste Wasserstand durch die Horizontale NN festgestellt sein soll. Weder die Speisung der Dampfkessel mit frischem Wasser noch die Entnahme des Dampfes kann beim Betriebe mit solcher Regelmäßigkeit vorgenommen werden, daß der Wasserspiegel immer in derselben Höhe verbleibt, es wird derselbe vielmehr in allen Kesseln einem gewissen Schwanken oft um mehrere Centimeter unterworfen sein. Fast immer geschieht die Speisung des Kessels überhaupt nicht ununterbrochen, sondern von Zeit zu Zeit, so daß schon hierdurch ein Schwanken des Wasserspiegels hervorgerufen wird. Nimmt

Fig. 459.



man an, daß für diese Schwankungen eine gewisse Höhe h zwischen dem niedrigsten Wasserspiegel NN und dem höchsten HH zugelassen werden soll, so ist die Wassermenge zwischen diesen Wasserspiegeln durch

$$W_s = Fh$$

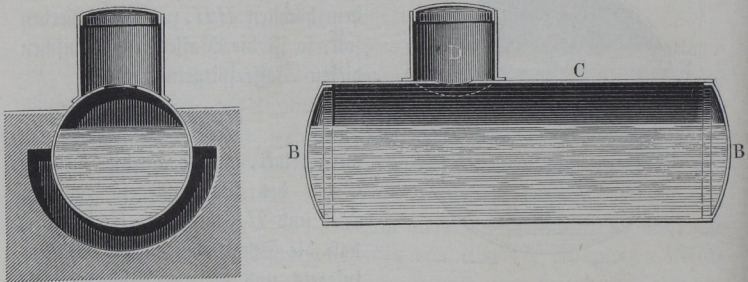
ausgedrückt, wenn F die mittlere Größe des Wasserspiegels zwischen NN und HH bedeutet. Es ist klar, daß die Schwankungen des Wasserspiegels und die periodischen Speisungen um so häufiger erfolgen, je kleiner die Fläche F ist. Aus diesem

Grunde pflegt man den Wasserspiegel in Cylinderkesseln in der Regel nur wenig über der Kesselmitte anzuordnen, um in Folge der größern Ausdehnung des Wasserspiegels die Schwankungen desselben nach Möglichkeit einzuschränken. Es ist übrigens klar, daß durch die Einführung des Speisewassers in den Kessel die Dampfspannung etwas vermindert wird, da das Speisewasser immer eine beträchtlich geringere Temperatur hat als im Kessel vorhanden ist. Wenn daher die Entnahme von Dampf aus einem Dampfkessel zeitweise veränderlich ist, so wird man so viel als möglich die Speisung in den Perioden des geringsten Dampfverbrauchs vornehmen, in welchem Falle die von dem neu eintretenden Wasser gebundene Wärme einer übermäßigen Steigerung der Dampfspannung entgegenwirkt, so daß hierdurch auch in gewissem Sinne eine Regulirung möglich ist und zwar in um so höherm Grade,

je größer der sogenannte Speiseraum, d. i. der zwischen dem höchsten und dem niedrigsten Wasserspiegel enthaltene Inhalt des Kessels ist.

§. 258. **Kesselformen.** Was die Form angeht, welche den Dampfkesseln zu geben ist, so ließ man sich bei den ersten Dampfkesseln dabei durch die Rücksicht auf möglichst gute Uebertragung der Wärme von der Kesselwand an das Wasser leiten, und es entstanden mit Rücksicht hierauf die von Watt für seine Dampfmaschinen gebrauchten kofferförmigen Kessel mit einwärts gebogenen Böden und Seitenwandungen. Von dieser Form, welche nur für sehr geringe Dampfspannungen genügende Widerstandsfähigkeit gab, ist man jetzt gänzlich zurückgekommen, indem man in Folge der hohen Spannungen, mit denen heute gearbeitet wird, genöthigt ist, die Rücksicht auf möglichste Widerstandsfähigkeit des Kessels obenan zu stellen. Deswegen kommt bei allen Kesselconstruktionen in der Hauptsache die cylindrische Form als diejenige zur Anwendung, welche die größte Widerstandsfähigkeit mit der Eigenschaft leichter Darstellbarkeit vereinigt. Ganz besonders sucht man

Fig. 460.



ebene Wandflächen so viel wie möglich zu vermeiden, weshalb man z. B. die Endflächen oder Böden der Cylinder nach Kugelsegmenten wölbt, wodurch man eine günstigere Beanspruchung derselben auf Zug erlangt. Bei der Verwendung gußeiserner Böden ordnet man dieselben wohl auch so an, daß ihre convexe Wölbung ins Innere der Kessel gerichtet ist, um in Folge des Dampfdrucks vornehmlich eine Beanspruchung derselben auf Druck zu erzielen, gegen welchen dem Gußeisen größere Widerstandsfähigkeit zukommt als gegen Zug. Aus diesem Grunde sind denn auch die geradwandigen Kammerkessel, wie sie früher auf Schiffen fast allgemein angewandt worden, mehr und mehr außer Gebrauch gekommen, und man beschränkt sich mit der Anwendung ebener Kesselwandungen auf die unumgänglich nöthigen Fälle, wie sie z. B. für die Feuerbüchsen der Locomotivkessel vorliegen.

Die einfachste Form zeigt der Cylinder- oder Walzenkessel, Fig. 460, bestehend aus dem einfachen, an den Enden durch gewölbte Böden *B* geschlossenen Blechcylinder *C*, welcher bei *D* mit einem Dampfdomo versehen ist, und von dessen Mantelfläche etwa die untere Hälfte den Feuerungsgasen ausgesetzt ist. Bedeutet *d* den Durchmesser und *l* die Länge dieses Kessels,

so kann man daher die vom Feuer berührte Fläche desselben zu etwa $\frac{\pi d l}{2}$ annehmen. Diese Kesselform bedingt für eine einigermaßen große Heizfläche einen beträchtlichen Raum, was in vielen Fällen als ein Nachtheil angesehen werden muß. Der große Dampfraum dagegen ist ein Vorzug und der bedeutende Wasserraum gleichfalls in solchen Fällen, wo ein andauernder Betrieb mit veränderlichem Dampfverbrauch obwaltet. Da es nicht rathsam ist, den Durchmesser *d* sehr groß zu nehmen, indem ein großer Durchmesser auch große Blechdicken erfordert (s. weiter unten), und da auch eine übermäßige

Fig. 461.

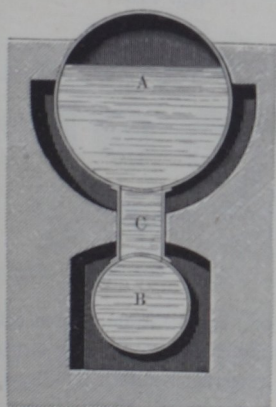
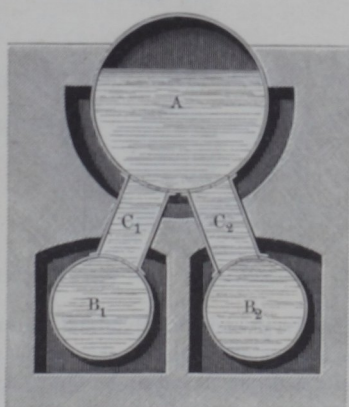


Fig. 462.



Länge mancherlei Uebelstände mit sich führt, so ist die Größe der Heizfläche solcher Kessel eine ziemlich beschränkte. Nimmt man z. B. für *d* einen Durchmesser von höchstens 1,6 m und eine Länge von 12 m an, so kann man damit eine Heizfläche von etwa $\frac{3,14 \cdot 1,6 \cdot 12}{2} = 30,14$ oder rund 30 qm erreichen. Um nun größere Heizflächen zu erlangen, verbindet man mehrere Cylinder mit einander zu einem Kessel und zwar kann dies hauptsächlich in zweifacher Weise geschehen. Man kann mit dem cylindrischen Kessel *A*, Fig. 461, einen zweiten solchen *B* durch Verbindungsrohren *C* vereinigen, und wenn man diesen Unterkessel *B* ringsum den Heizgasen aussetzt, so gewinnt man nahezu die ganze Oberfläche dieses Unterkessels als Heizfläche.

Anstatt eines solchen Unterkessels, welcher auch wohl als Sieder oder Vorwärmer bezeichnet wird, kann man in ähnlicher Art zwei (Fig. 462, a. v. S.) oder noch mehrere Cylinder B_1, B_2 mit A durch C_1, C_2 vereinigen. Man kann aber andererseits im Innern des Kessels A auch ein cylindrisches Rohr B , Fig. 463, oder zwei solche, B_1, B_2 (Fig. 464), anordnen und indem man diese Röhren als Flammröhren benutzt, durch welche die Heizgase geführt werden, erhält man die ganze Oberfläche dieser Flammröhren gleichfalls als Heizfläche. Man erkennt sogleich, daß die Siederrohrkessel, Fig. 461 und Fig. 462, sich durch einen großen Wassergehalt auszeichnen, während in den Flammrohrkesseln, Fig. 463 und Fig. 464, der Wassergehalt um die durch die Röhren verdrängte Wassermenge geringer ausfällt als beim einfachen Cylinderkessel, und es gelten daher für diese beiden Kesselconstructions die im vorigen Paragraphen über den Einfluß des Wasserraumes gemachten Bemerkungen. Es steht natürlich nichts im Wege, Kessel gleichzeitig mit Flammröhren und

Fig. 463.

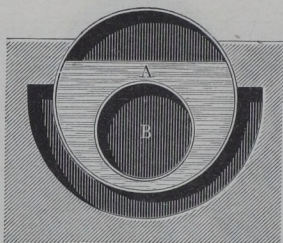
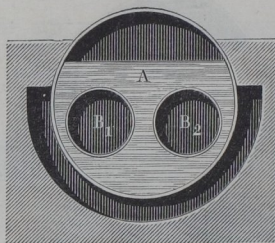


Fig. 464.



Siedern zu versehen. Auch muß bemerkt werden, daß die Flammröhren entweder nur als Feuerzüge oder Canäle zur Durchführung der Heizgase dienen oder auch zur Aufnahme der Feuerung selbst eingerichtet werden können, in welchem letztern Falle sie natürlich die hierzu erforderliche Weite (s. Feuerungen) erhalten müssen.

Die Flammröhren werden durch den Dampf auf Zusammendrücken in Anspruch genommen, während die Sieder wie die Oberkessel gegen Zerreißen widerstehen müssen. Außerdem muß man bemerken, daß die Flammröhren durch den Auftrieb des Wassers nach oben gedrückt werden, welcher Auftrieb in den meisten Fällen das Eigengewicht dieser Röhren übersteigt, wie folgende Rechnung ergibt. Ist d der Durchmesser eines Flammrohres und δ die Blechstärke, so hat man unter Annahme eines specifischen Gewichts des Schmiedeeisens gleich 7,5 für jeden laufenden Meter Flammrohr das Eigengewicht $\pi d \delta \cdot 7500$ und den Auftrieb $\frac{\pi d^2}{4} \cdot 1000$ kg. Durch Gleichsetzen

beider Werthe erhält man $d = 30 \delta$ als denjenigen Durchmesser, bei welchem das Feuerrohr wie ein Schwimmer wirkt. Dieser Durchmesser ergibt sich daher für Bleche von 8 und 10 mm zu $d = 0,240$ m bzw. 0,3 m.

Den Flammröhren hat man einen solchen Durchmesser zu geben, daß ihr lichter Querschnitt die zur Durchföhrung der Heizgase erforderliche GröÙe hat. Wenn diese GröÙe mit f bezeichnet wird, so hat man bei Anwendung von einem Flammrohr den Durchmesser d desselben:

$$d = \sqrt{\frac{4f}{\pi}} = 1,13 \sqrt{f}$$

und den Umfang desselben:

$$\pi d = \pi \sqrt{\frac{4f}{\pi}} = \sqrt{4\pi f} = 3,54 \sqrt{f};$$

daher ist die durch dieses Rohr dargebotene HeizfläÙe:

$$H = \pi d l = l \sqrt{4\pi f} = 3,54 l \sqrt{f}.$$

Denkt man sich jedoch dieselbe QuerschnittsfläÙe f durch n Röhren von gleichem Durchmesser erreicht, von welchen jede Röhre den Querschnitt $\frac{f}{n}$, also den Durchmesser:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4f}{\pi n}} = 1,13 \sqrt{\frac{f}{n}}$$

erhält, so ermittelt sich die durch diese n Röhren dargebotene HeizfläÙe zu

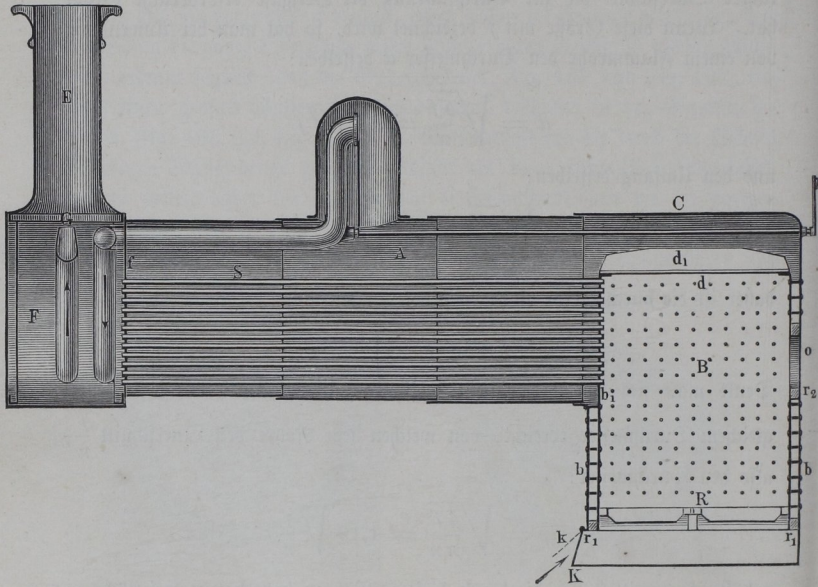
$$H_1 = n \pi d_1 l = l \sqrt{4\pi f n} = H \sqrt{n}.$$

Dadurch also, daß man statt eines Flammrohres eine größere Anzahl n anordnet, welche denselben Durchgangsquerschnitt für die Gase darbieten, erreicht man in diesen Röhren die \sqrt{n} -fache HeizfläÙe des einzelnen Rohres. Hierauf beruht die Construction der sogenannten Röhrenkessel, bei welchen das Innere des cylindrischen Kessels durch eine große Anzahl enger Flammröhren durchsetzt wird und als deren Hauptrepräsentant der Locomotivkessel, Fig. 465 (a. f. S.), angesehen werden kann, von welchem in Thl. III, 2, besonders gehandelt wird. Es mag hier nur so viel bemerkt werden, daß die in der Feuerung B erzeugten Verbrennungsproducte hierbei nur einmal mittelst der in großer Anzahl vorhandenen Flammröhren durch den Wasserraum des Kessels hindurchgeföhrt werden, um durch den Schornstein E zu entweichen.

In dieser Art sind meistens auch die Kessel für transportable Dampfmaschinen oder Locomobilen ausgeföhrt und es steht natürlich auch nichts im Wege, für stationäre Maschinen Röhrenkessel anzuwenden.

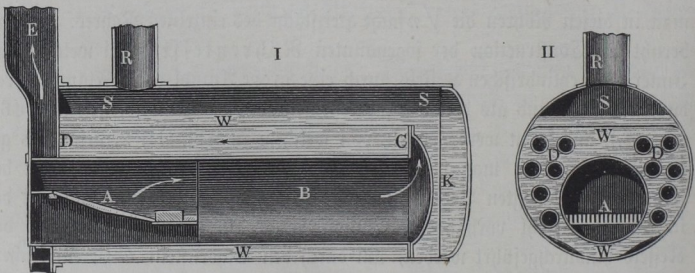
In der That ist in der neuern Zeit eine größere Anzahl verschiedener Kesselconstructions zur Verwendung gekommen, in denen von solchen Röhrenbündeln Gebrauch gemacht ist, um eine große Heizfläche in einem beschränkten

Fig. 465.



Raume zu beschaffen. Hierbei werden in der Regel außer dem Bündel enger Röhren gleichzeitig weite Flammröhren nach Art der Fig. 463 u. Fig. 464

Fig. 466.



angewendet, derart, daß die Feuergase einen doppelten Weg durch den Kessel nehmen, wie dies z. B. bei dem Locomobilekessel, Fig. 466, der Fall ist, wo

die in der Feuerung *A* entwickelten Verbrennungsproducte das weite Feuerrohr *B* durchziehen, um in der Wendekammer *C* umzukehren und durch eine größere Anzahl enger Flammröhren *D* nach dem Schornstein *E* geführt zu werden. Nach denselben Grundsätzen werden auch alle neueren Schiffskessel construirt, worüber in Thl. III, 2, das Nähere angegeben ist. Einige Kessel dieser Gattung für feststehende Dampfmaschinen, welche hier hauptsächlich in Betracht kommen, sollen weiter unten angeführt werden. Zu dem unter Umständen großen Vortheile der Röhrenkessel, in verhältnißmäßig kleinem Raume bedeutende Heizflächen zu ermöglichen, gesellt sich der Nachtheil, an welchem fast alle diese Kessel leiden, daß die Röhren im Innern des Kessels sehr bald mit Schlamm oder Kesselstein bedeckt sind, wovon sie entweder gar nicht oder nur unvollkommen und mit großen Beschwerden gereinigt werden können. Solche Ablagerungen sind natürlich in hohem Grade geeignet, nicht nur die Wirkungsfähigkeit des Kessels, sondern auch dessen Dauer wesentlich zu beeinträchtigen. Es ersieht sich ferner, daß Röhrenkessel einen nur geringen Wasserraum haben, vorausgesetzt, daß sie nicht mit weiten, mit Wasser gefüllten Siedern verbunden sind, und daß dieselben sich daher nicht wohl für sehr veränderlichen Dampfverbrauch eignen. Auch der Dampfraum pflegt bei diesen Kesseln meist nur klein zu sein, und da die Flammröhren ein sehr lebhaftes Sieden des Wassers bewirken, so ist der entnommene Dampf in der Regel sehr feucht, wenn nicht besondere Mittel angewendet werden, den Dampf zu trocknen, d. h. von dem beigemengten Wasser zu befreien. Für einen häufig unterbrochenen Betrieb, für welchen ein schnelles Anheizen wünschenswerth ist, eignen sich dagegen die Röhrenkessel am besten, und für locomobile Dampfmaschinen ist der Röhrenkessel wegen seiner gedrängten Anordnung die einzig brauchbare Construction.

Man hat in der neuern Zeit vielfach Dampfessel ausgeführt, bei welchen eine große Heizfläche in einem kleinen Raume ebenfalls durch Anwendung enger Röhren erreicht wird, nur sind diese Röhren nicht von den Verbrennungsgasen durchzogene Flammröhren, sondern mit Wasser gefüllte Siederöhren. Diese Kessel bestehen im Wesentlichen aus einer Menge von parallel neben einander liegenden Röhren von 0,1 bis 0,2 m im Durchmesser, welche ganz mit Wasser gefüllt in dem Ofen so gelagert sind, daß sie ringsum von den Feuergasen umspült werden. Solche Kessel, von denen einige der gebräuchlichsten Formen unten angeführt werden sollen, verbinden mit dem Vortheile aller Röhrenkessel, in beschränktem Raume große Heizflächen beschaffen zu können, bei geeigneter Construction noch denjenigen, eine verhältnißmäßig bequeme Reinigung von Kesselstein zuzulassen. Der kleine Durchmesser der von innen gepreßten Röhren macht geringe Wandstärken derselben zulässig und beschränkt wesentlich die Gefahr einer Explosion, weshalb man diese Kessel auch wohl als unexplodirbare oder als Sicherheits-

Kessel bezeichnet. Ein besonders wichtiger Umstand ist noch bei diesen Kesseln bemerkenswerth, der nämlich, daß dieselben in der Regel aus einer Anzahl (4 bis 6) einzelner Glieder oder Sectionen von Röhren zusammengefeßt sind, so daß man einzelne Glieder im Falle von Reparaturbedürftigkeiten derselben ausschalten kann, ohne den Betrieb gänzlich zu unterbrechen, und andererseits jederzeit leicht eine Vergrößerung des Kessels durch Hinzufügung von ein oder mehreren neuen Gliedern vornehmen kann.

Auch diese Kessel haben im Allgemeinen einen geringen Wasserraum und Dampfraum, und daher gilt in dieser Hinsicht das vorstehend über die Kessel mit vielen Flammröhren Gesagte.

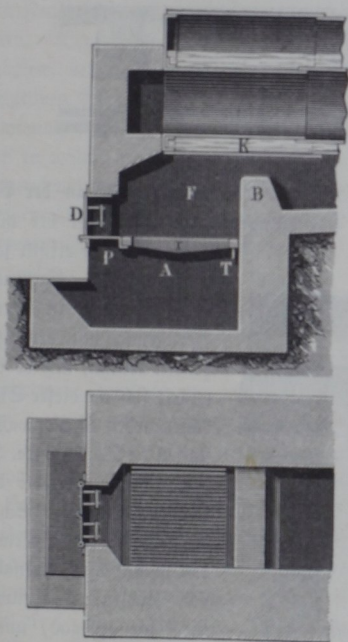
Während die bisher besprochenen Kessel sämmtlich eine ganz oder nahezu horizontale Anlage haben, so hat man unter Umständen auch verticale Kessel ausgeführt. Eine solche Aufstellung wählt man meist nur in den Fällen, wo es an hinreichender Grundfläche zur Aufstellung liegender Kessel mangelt, oder wo die Aufstellung liegender Kessel für den Betrieb hinderlich sein würde, wie dies z. B. in Walzwerken der Fall sein kann, deren Kessel durch die abziehenden Gase der Puddel- und Schweißöfen geheizt werden und daher in deren Nähe aufgestellt werden müssen.

Es giebt im Allgemeinen eine große Anzahl verschiedener Kesselconstructions, doch sind im Vorstehenden die wesentlichen Grundsätze angegeben, nach denen die Anordnung getroffen wird. Bevor eine nähere Angabe der hauptsächlichsten Kesselanlagen gegeben werden kann, handelt es sich zunächst um die Besprechung der Feuerungsanlagen.

§. 259. Die Feuerung. Die Entwicklung der für den Dampfkessel nöthigen Wärme geschieht durch die Verbrennung des Brennmaterials auf dem Koste innerhalb des Feuerraumes oder der Feuerung. Der Kost ist im Wesentlichen eine mit schlitzförmigen Durchbrechungen oder Spalten versehene horizontale oder geneigte ebene Fläche, auf welcher das Brennmaterial in gewisser Dike ausgebreitet zur Verbrennung gelangt, indem ihm durch die Spalten von unten atmosphärische Luft zugeführt wird. Der gewöhnliche, ganz oder nahezu horizontale Kost, der sogenannte Planrost, Fig. 467, besteht aus einzelnen Koststäben *r*, wie solche in Fig. 468 und Fig. 469 (a. S. 854) besonders dargestellt sind, welche, lose neben einander geschoben, vorn auf der Feuerplatte *P* und hinten auf dem Kostträger *T* aufliegen. Die Verstärkungen der Koststäbe an den Enden und in der Mitte sichern dabei zwischen den Stäben die richtige Weite der Spalten, durch welche die zur Verbrennung nöthige Luft aus dem darunter befindlichen Aschenfall *A* zu dem Brennmaterial gelangen kann, das in möglichst gleichförmiger Dike über die ganze Kostfläche ausgebreitet wird. Der Feuerraum ist ringsum von Mauerwerk umschlossen, welches vorn die Feuerthür *D* zur Bedienung

des Feuers aufnimmt und hinten über der Feuerbrücke *B* eine Oeffnung, das Flammloch enthält, durch welche die Verbrennungsgase hindurchtreten,

Fig. 467.

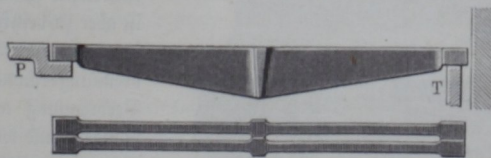


um an dem Kessel entlang geführt zu werden. Wenn, wie in der Figur, der Kessel *K* direct über der Feuerung gelagert ist, so nennt man die letztere eine Unterfeuerung, während bei einer Vorfeuerung, wie solche namentlich bei Flammrohrkesseln gebräuchlich ist, Fig. 470 (a. f. S.), der Verbrennungsraum durch ein aus feuerfestem Material gebildetes Gewölbe *G* überdeckt ist, welches sich an die vordere Stirnwand des Kessels anschließt, um die Verbrennungsproducte in die Flammröhren hinein zu führen.

Bei manchen Kesseln mit Flammrohr verlegt man auch die Feuerung in das letztere als Innenfeuerung, Fig. 471 (a. f. S.), indem man unmittelbar hinter dem Roste aus Chamottesteinen die Feuerbrücke

B auführt. Bei jeder Feuerung kommt es wesentlich darauf an, eine vollständige Verbrennung des Kohlenstoffs zu Kohlenäure zu erzielen, da eine

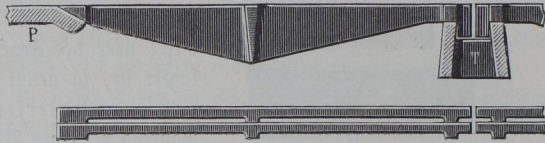
Fig. 468.



unvollständige Verbrennung zu Kohlenoxydgas nach §. 251 mit wesentlichen Wärmeverlusten verbunden ist, insofern 1 kg Kohle in diesem Falle nur etwa 2470 Wärmeeinheiten gegen circa 8000 Calorien bei vollständiger

Verbrennung erzeugt. Zu einer vollständigen Verbrennung gehört aber nicht nur eine hinreichende Menge atmosphärischer Luft, sondern es muß

Fig. 469.



auch die zu dieser Verbrennung erforderliche hohe Temperatur an der Verbrennungsstelle herrschen. Diese Bedingungen werden zunächst bei allen

Fig. 470.

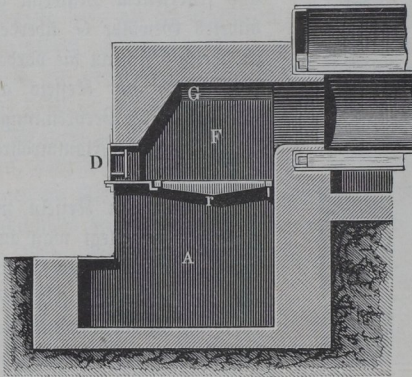
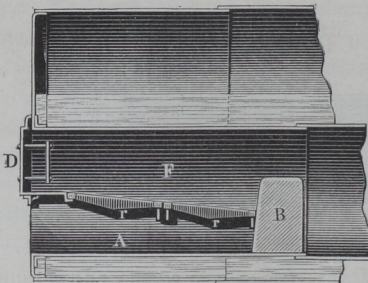


Fig. 471.



Feuerungen da erfüllt sein, wo das frisch aufgebrachte Brennmaterial in directe Berührung mit dem glühenden kommt, und es entwickelt sich an dieser Stelle daher neben Kohlenwasserstoffen die Kohlenensäure. In dem letztere aber bei dem Emportreten eine Schicht Kohle durchdringt, verwandelt sie sich durch Aufnahme von Kohlenstoff theilweise in Kohlenoxydgas, und es muß daher eine große Vergendung an Wärme stattfinden, wenn dieses Kohlenoxydgas als solches entweichen kann. Letzteres ist aber zu befürchten, wenn in dem eigentlichen Verbrennungsraume *F* die zur Verbrennung nöthige Luft mangelt, und wenn daselbst nicht eine genügend hohe Temperatur obwaltet. Es wird daher vor allen Dingen darauf ankommen, im

Feuertraume *F* selbst eine möglichst hohe Temperatur zu erhalten, was nur

dadurch erzielt werden kann, daß dieser Raum von schlechten Wärmeleitern umgeben ist. Von diesem Gesichtspunkte aus muß die Vorfeuerung, Fig. 470, vortheilhafter erscheinen als die Unterfeuerung, Fig. 467, und am unvortheilhaftesten die Innenfeuerung, Fig. 471, weil bei dieser durch die Kesselwände den Feuergasen schon während ihrer Entstehung sehr viel Wärme entzogen wird. Wenn man trotzdem Unterfeuerungen anwendet, so erscheint es dabei geboten, den Kofst so weit von dem Kessel entfernt zu halten, daß die aufsteigenden Gase bereits vollständig verbrannt sind, ehe sie gegen die Kesselwandung stoßen. Man sollte diese Entfernung niemals kleiner als etwa 0,6 m wählen. Dies ist bei Unterfeuerungen immer möglich, dagegen bei Innenfeuerungen nicht erreichbar, da sonst das Flammrohr einen viel zu großen Durchmesser annehmen würde. Man pflegt deshalb wohl bei diesen letzteren Feuerungen dem Kofste eine beträchtliche Neigung nach hinten zu geben, um den Abstand von dem Scheitel des Rohres thunlichst groß zu erhalten, doch werden dadurch die principiell mit dieser Feuerung verbundenen Nachtheile nur gemildert und nicht gehoben. Wenn die Innenfeuerungen der Locomotiven, trotzdem sie ringsum von der Kesselwand umgeben sind, dennoch gute Resultate geben, so dürfte dies seinen Grund in dem vorzüglichen Zuge dieser Kessel haben, welcher bewirkt, daß schon in geringer Entfernung vom Kofste eine vollständige Verbrennung stattgefunden hat.

Wenn dagegen die von dem Kofste aufsteigenden, noch nicht vollständig verbrannten, d. h. noch Kohlenoxyd und Kohlenwasserstoff enthaltenden Gase in dem Feuerraume nicht die genügend hohe Temperatur vorfinden, so entweicht das Kohlenoxydgas als solches, während von dem Kohlenwasserstoff nur der leichter verbrennbare Wasserstoff verbrennt, der Kohlenstoff dagegen in Form eines feinen schwarzen Staubes, d. h. als Ruß entweicht. Diese Rußbildung bemerkt man bei der Verbrennung badender, d. h. wasserstoffhaltiger Kohlen jedesmal unmittelbar nach der Beschickung mit frischen Kohlen, während welcher durch das Oeffnen der Feuerthür eine beträchtliche Abkühlung im Feuerraume eingetreten ist. Der Hauptverlust besteht aber keineswegs in den sichtbaren Ruß- oder Kohlentheilchen, welche unverbrannt im Rauche entweichen, sondern ein viel größerer Wärmeverlust folgt aus dem Entweichen des unsichtbaren, nicht zur Verbrennung gekommenen Kohlenoxydgases. Man kann annehmen, daß der Verlust durch Rußtheile auch bei stark badenden Kohlen höchstens auf 2 Proc. sich belaufen kann, wie dies auch aus dem verhältnißmäßig geringen Gehalte an Kohlenwasserstoffen ersichtlich ist, denen der Ruß nach dem Vorstehenden seine Entstehung verdankt. Daß übrigens eine vollständige Verbrennung bei ungenügender Temperatur nicht stattfindet, lehren die Analysen der Schornsteingase, welche in solchen Fällen neben Sauerstoff noch Kohlenoxydgas nachweisen.

Damit eine vollständige Verbrennung eintreten könne, genügt es nicht, gerade diejenige Menge atmosphärischer Luft in den Feuerraum zu führen, welche theoretisch zur Verbrennung des Materials erforderlich ist, und welche aus der chemischen Zusammensetzung desselben in der in §. 253 angegebenen Art ermittelt wird. Da nämlich wegen der Verwendung des Brennmaterials in mehr oder minder großen Stücken immer ein beträchtlicher Theil des mit der Luft zugeführten Sauerstoffs sich der Einwirkung auf das Brennmaterial entzieht, so muß man bei allen Kofstfeuerungen auf die Zuführung einer Luftmenge rechnen, welche $1\frac{1}{2}$ = bis 2 mal so groß ist als die theoretische. Hiermit ist natürlich ein Verlust an Wärme verbunden, welcher um so größer ausfällt, je bedeutender der Luftüberschuß ist, weil derselbe in der Feuerung sich erwärmt und bei seinem Entweichen durch den Schornstein eine entsprechende Wärmemenge entführt, doch ist dieser Verlust bei den Kofstfeuerungen nicht zu vermeiden und immer noch viel kleiner als derjenige, welcher bei ungenügender Luftzuführung als die Folge einer unvollständigen Verbrennung sich einstellen würde. Da bei der Verbrennung von Gasen eine solche überschüssige Luftzuführung nicht nöthig ist, indem dieselben zu ihrer vollständigen Verbrennung gerade nur die theoretisch erforderliche Luftmenge bedürfen, so liegt hierin ein Vortheil der Gasfeuerungen gegenüber den gewöhnlichen Kofstfeuerungen (s. weiter unten).

Um die genügende Luft der Feuerung zuzuführen, hat man die lichten Zwischenräume zwischen den Kofststäben, die sogenannte freie Kofstfläche im Gegensatz zu der totalen, entsprechend groß zu machen. Würde es sich bloß um die Zuführung der Luft handeln, so wäre man in der Weite dieser Zwischenräume nicht beschränkt, mit Rücksicht aber auf die geringe Größe der Kohlenstückchen darf die Weite nicht so groß sein, um ein Durchfallen von unverbrannten Kohlen, besonders bei mageren nicht backenden Kohlen, befürchten zu lassen. Demgemäß kann man die lichte Weite zwischen zwei Stäben nach v. Reich e etwa zu 8 mm für magere Kohlen anordnen, während man für backende Kohlen diese Zwischenräume zu 15 bis 20 mm annehmen darf.

In gleicher Weise ist die Stärke der einzelnen gußeisernen Kofststäbe verschieden nach der Kohlensorte, und zwar kann man für magere Kohlen dieselbe zu 8 bis 10 mm annehmen, während backende Kohlen wegen der energischen Handhabung des Schüreisens Kofststäbe von etwa 20 mm Dicke erfordern. Die Länge eines Kofststabes nimmt man nicht über 0,8 m für die schwächeren und nicht über 1 m für die stärkeren an. Für die Höhe der Kofststäbe giebt v. Reich e bei der Länge l die Größe:

$$h_1 = 25 \text{ mm} + 0,1 l \text{ in der Mitte}$$

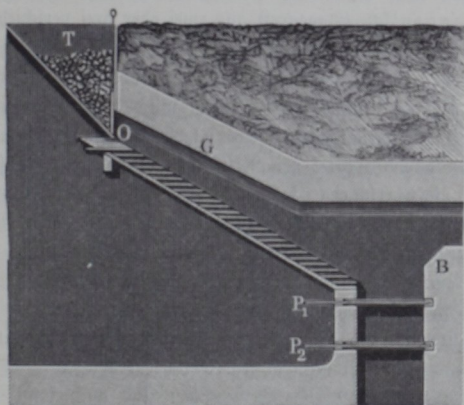
und

$$h_2 = 35 \text{ mm am Ende}$$

als passend an. Eine große Höhe des Querschnitts ist nicht bloß zur Erzielung hinreichender Festigkeit sondern auch deswegen rätlich, damit die durchströmende Luft besser angewärmt, dagegen der Kofistab selbst in gewissem Grade abgekühlt und vor dem Verbrennen mehr gesichert werde. Uebrigens macht man die Kofistäbe nach unten hin dünner als nach oben, damit die sich nach unten erweiternden Zwischenräume weniger leicht dem Verstopfwerden ausgesetzt sind. Die Kofistäbe dehnen sich in Folge der Erwärmung beträchtlich aus, weswegen man durch freien Spielraum an den Enden dafür sorgen muß, diese Ausdehnung zu gestatten, um einem Krümmwerden der Stäbe vorzubeugen.

Die Beschickung des Planrostes mit Brennmaterial geschieht periodisch nach gewissen Zeitabschnitten. Es giebt aber auch solche Feuerungsanlagen, welchen das Brennmaterial continuirlich zugeführt wird, und zwar ist diese

Fig. 472.



Art der Beschickung im Allgemeinen nur anwendbar, wenn das Brennmaterial einem Zusammenbacken nicht unterworfen ist. Hierzu dient vorzugsweise der sogenannte Treppenrost, welcher seine hauptsächlichliche Verwendung für Braunkohlen und Sägespäne, sowie magere Steinkohlen, überhaupt für die Verbrennung von klarem oder kleinstüdigem Material findet, das durch die Spalten eines Planrostes größtentheils hindurchfallen und sich der Verbrennung entziehen würde. Ein solcher Treppenrost, Fig. 472, besteht aus einer Anzahl horizontaler querliegender flacher Kofistäbe, welche in einer etwa unter 30° gegen den Horizont geneigten Fläche so angeordnet sind, daß jeder Stab den darunter befindlichen theilweise überdeckt, so daß das Brennmaterial am Durchfallen verhindert ist, während die zur Verbrennung

nöthige Luft durch die Zwischenräume in horizontaler Richtung eintreten kann. Die Beschickung geschieht mit Hülfe des Fülltrichters *T*, aus welchem das klare Material durch die mittelst des Schiebers *S* regulirbare Oeffnung *O* in dem Maße niedersinkt, wie es auf dem Roste verbrennt. Zur Entfernung der Aschen und Schlacken dienen die beiden kleinen Planroste P_1 und P_2 , von welchen P_1 durchbrochen, dagegen P_2 massiv, d. h. als nicht durchbrochene Platte hergestellt ist. Diese kleinen Roste sind zum Herausziehen eingerichtet, so daß man die nach dem Herausziehen des obern Rostes P_1 auf den untern gefallenene Schlacken durch Ziehen des letztern in den darunter befindlichen Raum fallen lassen kann, nachdem man zuvor den obern Schieber P_1 wieder eingeschoben hat. Die durch das Gewölbe *G* zusammengehaltene Flamme schlägt über die Feuerbrücke *B* in die Heizcanäle des davorliegenden Kessels.

Um eine möglichst vollkommene Verbrennung zu erzielen, hat man den Rostfeuerungen noch mancherlei abweichende Einrichtungen gegeben. So besteht der Langer'sche Stagenrost aus zwei oder drei verschiedenen kleinern Rosten, welche in einer ebenfalls unter 30° geneigten Fläche unter und hinter einander so angeordnet sind, daß jede dieser Rostflächen durch Vorschieben von Kohlen beschickt wird. Der Zweck dieser Einrichtung ist der, das frische Brennmaterial unter die glühenden Kohlen zu bringen, welche von der darüber gelegenen Rostfläche herabgleiten. Auf diese Weise wird eine Rauchverbrennung, d. h. eine vollständige Verbrennung der Gase angestrebt, welche aus den unten liegenden frischen Kohlen sich entwickeln, und welche zufolge der gedachten Anordnung genöthigt sind, eine Schicht glühenden Brennmaterials zu durchstreichen, wobei sie vollständig verbrennen können. So sinnreich diese Einrichtung auch genannt werden muß, so hat diese Rostconstruction doch die großen Erwartungen nicht erfüllt, welche von ihr gehegt wurden und ist nicht allgemeiner verbreitet.

Sogenannte rauchverzehrende Feuerungen sind auch sonst noch in sehr verschiedener Art angegeben worden, namentlich hat man vielfach eine Einrichtung getroffen, vermöge deren den aus dem Brennmaterial aufsteigenden Gasen noch durch besondere Zuleitungen Luft zur Verbrennung zugeführt wird, sei es in dem Feuerraum oder über oder unmittelbar hinter der Feuerbrücke. Ferner hat man diese zugeführte Verbrennungsluft vielfach zuvörderst einer Erhitzung ausgesetzt, dadurch meistens, daß man diese Luft nöthigte, vor ihrem Eintritte in die Feuerung Canäle zu passiren, welche in dem Mauerwerke der Feuerung ausgespart waren. Der Erfolg aller dieser Mittel ist aber doch in den meisten Fällen nur ein geringer und oft zweifelhafter gewesen, so daß man davon vielfach ganz zurückgekommen ist. Am besten hat sich noch die Fairbairn'sche Einrichtung einer Doppelfeuerung bewährt, bestehend aus zwei neben oder unter einander angeordneten be-

sonderen Kosten, welche abwechselnd beschickt werden, so daß die nach der Beschickung der einen Feuerung sich bildenden unvollständig verbrannten Gase beim Zusammentreffen mit den heißen Verbrennungsproducten der andern in Gluth befindlichen Feuerung Gelegenheit zur vollständigen Verbrennung finden.

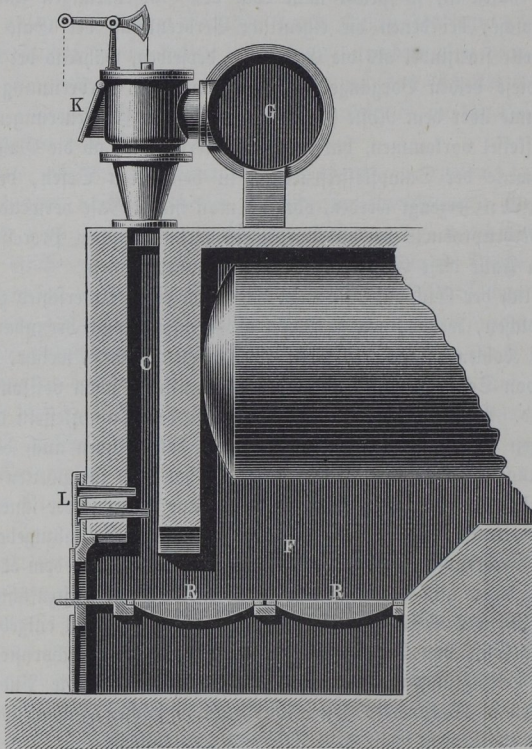
Gasfeuerung. Obwohl jede Verbrennung ihrem Wesen nach eine solche von Gasen ist, so spricht man doch von Gasfeuerungen und versteht darunter solche, bei denen die eigentliche Verbrennung der Gase an einer andern Stelle stattfindet als die Erzeugung derselben, während bei der Koftefeuerung diese beiden Vorgänge der Erzeugung und Verbrennung in demselben Raume über dem Kofte stattfinden. Bei den Gasfeuerungen, wie sie für Dampfkessel vorkommen, hat man zu unterscheiden, ob die Gase lediglich zu dem Zwecke der Dampfkesselfeuerung in besonderen Oefen, den Gasgeneratoren, erzeugt werden, oder ob man hierzu Gase verwendet, welche man als Nebenproducte bei anderen, meist metallurgischen Processen erhält, in welchem Falle diese Gase *Sichtgase* genannt werden. §. 260.

Hinsichtlich der *Sichtgase* hat man wiederum einen Unterschied zu machen zwischen solchen, welche, wie z. B. die *Hohofengase*, noch brennbare Stoffe, namentlich Kohlenoxydgas, enthalten und zwischen solchen, welche, wie z. B. die Gase von *Schweiß-* und *Puddelöfen*, größtentheils schon vollkommen verbrannt sind. Während die ersteren Gase unter den Dampfkesseln noch einer vollständigen Verbrennung ausgesetzt werden, daher ihnen auch die nöthige Verbrennungsluft zugeführt werden muß, so hat man im zweiten Falle die Gase lediglich als *Heizgase* anzusehen, welche nur vermöge der ihnen eigenen hohen Temperatur befähigt sind, Wärme an den Kessel abzugeben. Eine eigentliche Verbrennung findet in diesem letztern Falle unter dem Kessel nicht mehr statt, daher also auch eine besondere Feuerung und Luftzuführung nicht vorhanden ist, der Kessel vielmehr einfach in den Feuercanal eingebaut wird, welcher die Gase von den betreffenden Oefen nach dem Schornsteine führt. Derartige Einrichtungen eignen sich ganz besonders für die *Puddel-* und *Schweißöfen* in *Walzwerken*, sowie überhaupt in solchen Fällen, wo die von den Oefen abgehenden Gase hohe Temperaturen besitzen.

Von einer Feuerung für brennbare Gase, nämlich für die von *Hohöfen* abgezogenen, stellt Fig. 473 (a. f. S.) die Einrichtung vor. Das von der *Hohofengicht* kommende Gas gelangt aus dem Hauptleitungsrohre *G* unter jeden Kessel durch einen Canal *C*, welcher mit einer Klappe oder einem Ventil zur Regulirung versehen ist. Die Verbrennungsluft wird durch andere Canäle oder Röhren *L* in möglichster Bertheilung zugeführt und mischt sich mit dem Gase in dem Verbrennungsraume *F*, woselbst die Entzündung durch ein auf dem Kofte *R* angebrachtes Feuer bewirkt wird. Dieser

Kost dient außerdem zur Reserve, um den Kessel bei mangelndem Gaszuflusse heizen zu können. Bei allen derartigen Gasfeuerungen ist darauf zu achten, daß bei der Entzündung des Gases Explosionen eintreten können, wenn nämlich eine größere Menge Luft, wie solche im Stillstande den Feuerraum erfüllt, mit Gas gemengt und das Gemisch dann entzündet wird. Um derartige Explosionen zu vermeiden, ist es gut, die Luft möglichst vertheilt

Fig. 473.



durch eine größere Anzahl von Mündungen austreten zu lassen und beim Beginn der Feuerung vor Zutritt des Gases auf dem Koste *R* einige Zeit hindurch ein Feuer zu unterhalten, um die in dem Feuerraum und den Heizcanälen enthaltene atmosphärische Luft zu verdrängen. Auf jeden Fall hat man zur Sicherheit an verschiedenen Stellen, besonders in den Ecken der Zuleitung, Klappen wie *K* anzubringen, welche für gewöhnlich durch ihr eigenes Gewicht geschlossen gehalten werden und sich nach außen öffnen,

sobald im Innern in Folge einer stattgefundenen Explosion eine größere Pressung auftritt.

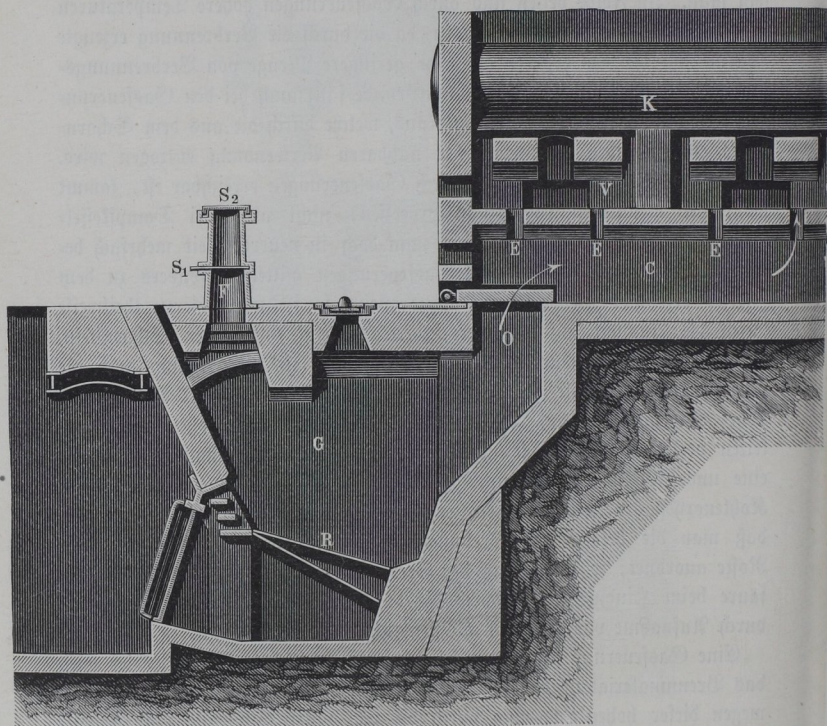
Da es bei der Verbrennung von Gasen wegen der innigen Berührung derselben mit der Verbrennungsluft zur vollständigen Verbrennung genügt, gerade nur die theoretisch erforderliche Luftmenge hinzuzuführen und eine genaue Regulirung der zuzuführenden Gas- und Luftmengen keine Schwierigkeiten darbietet, so liegt hierin ein großer Vorzug aller Gasfeuerungen im Gegensatz zu den Kofstfeuerungen, bei denen, wie angegeben wurde, die zuzuführende Luftmenge $1\frac{1}{2}$ bis 2 mal so groß als die theoretisch erforderliche sein muß. In Folge dessen sind durch Gasfeuerungen höhere Temperaturen zu erzielen als durch Kofstfeuerungen, da die durch die Verbrennung erzeugte Wärme sich bei den ersteren auf eine geringere Menge von Verbrennungsproducten vertheilt. Aus demselben Grunde fällt auch bei den Gasfeuerungen diejenige Wärmemenge geringer aus, welche durch die aus dem Schornsteine entweichenden Rauchgase der nuzbaren Verwendung entzogen wird. Die höhere Temperatur, welche durch Gasfeuerungen erreichbar ist, kommt wohl bei metallurgischen Schmelzprocessen, nicht aber bei Dampfkesselfeuerungen in Betracht, und wenn man doch in neuerer Zeit mehrfach bestrebt ist, auch für Dampfkessel Gasfeuerungen mittelst besonders zu dem Zwecke erzeugter Generatorgase anzuordnen, so ist man hierzu theilweise durch die Aussicht auf den verminderten Verlust durch den Schornstein, hauptsächlich aber dadurch veranlaßt, daß man zur Gasbildung auch die schlechtesten Brennmaterialien verwenden kann, welche, wie z. B. Kohlenruß, Lohe, Sägemehl &c., auf Kosten gar nicht oder nur mit großen Schwierigkeiten verbrannt werden können. Für die Gasbildung nämlich ist gerade eine unvollkommene Verbrennung, bei welcher die Kohle hauptsächlich in Kohlenoxydgas verwandelt wird, erforderlich. Man erzielt dieselbe dadurch, daß man die betreffenden Brennmaterialien in hohen Schichten auf dem Kofste anordnet, so daß die an der Verbrennungsstelle sich bildende Kohlen säure beim Hindurchtreten durch die darüber befindliche Kohlenschicht sich durch Aufnahme von Kohle in Kohlenoxydgas umbilden kann.

Eine Gasfeuerung für Dampfkessel zeigt Fig. 474 (a. f. S.). Hier wird das Brennmaterial in hoher Schicht auf dem Kofste *R* gelagert, so daß es wegen dieser hohen Lagerung durch die von unten zutretende Luft unvollkommen zu Kohlenoxydgas verbrannt wird. Durch die mittelst eines Schiebers regulirbare Oeffnung *O* tritt es dann in den unterhalb des Kessels *K* angebrachten gemauerten Canal *C* und durch die Schlitzöffnungen *E* im Gewölbe dieses Canals in den eigentlichen Verbrennungsraum *V*. Die Verbrennung wird hier durch den Zutritt von atmosphärischer Luft bewirkt, welche zu beiden Seiten des Canals *C* durch entsprechende andere Oeffnungen eintritt. Die Beschickung des Generators *G* geschieht durch den Füll-

trichter *F*, welcher, um Gasverlusten während der Beschickung vorzubeugen, mit einem Schieber *S*₁ und einem Deckel *S*₂ versehen ist. Nachdem der Raum zwischen diesen beiden Verschlussvorrichtungen *S*₁ und *S*₂ bei geschlossenem Schieber *S*₁ mit Brennmaterial gefüllt ist, schließt man den Deckel *S*₂ und öffnet den Schieber *S*₁, so daß ein Entweichen von Gasen nicht stattfinden kann.

Man hat bei Gasfeuerungen auch wohl von dem Princip des Regenerators Gebrauch gemacht, indem man die abziehenden Gase an einem

Fig. 474.



Gitter aus Steinen vorbeiführt, um ihre Wärme größtentheils an dasselbe abzugeben, und indem man diese Wärme dazu verwendet, die zur Verbrennung dienende Luft vor ihrem Eintritte in die Feuerung auf eine hohe Temperatur zu bringen. Diese von Siemens erfundenen Regenerativfeuerungen sind sehr vortheilhaft für Schmelzöfen in Glashütten und Gußstahlwerken, für Dampfkessel hingegen haben sie wenig Verwendung

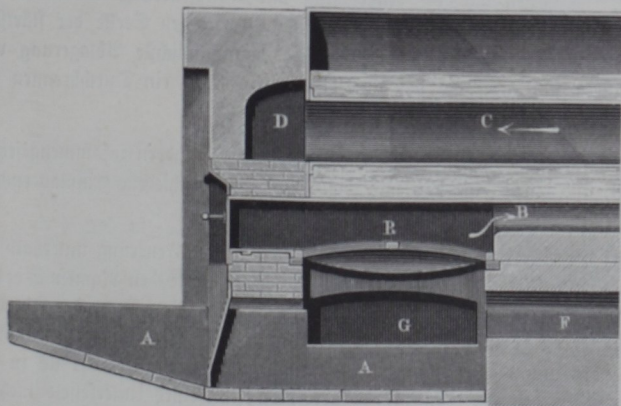
gefunden und sind für dieselben auch nicht zu empfehlen. Abgesehen nämlich von der complicirten Einrichtung solcher Feuerungen muß man bemerken, daß bei gut angeordneten Dampfesseln die Feuergase schon durch die Berührung mit der Kesselwandung bis auf diejenige Temperatur von etwa 300° abgekühlt werden können, welche sie zur Erzeugung eines hinreichenden Zuges im Schornsteine mindestens noch haben müssen, daher eine noch weiter gehende Abkühlung gar nicht erwünscht ist.

Die Gasfeuerungen haben bis jetzt für Dampfessel zwar noch keine ausgedehnte Anwendung gefunden, aber die Aufmerksamkeit der Ingenieure in hohem Grade erregt; die damit verbundenen Vortheile dürften groß genug sein, um diesen Feuerungen eine größere Anwendung in Zukunft vorauszusagen.

Kesselanlagen. Aus der zahlreichen Gruppe von verschiedenen Kesselsystemen mögen im Folgenden als Beispiele einige der gangbarsten angeführt werden. §. 261.

Ein Kessel mit zwei Flammröhren und Unterfeuerung, wie er häufig angetroffen wird, ist in Fig. 475 I und II (a. f. S.) dargestellt. Die auf dem

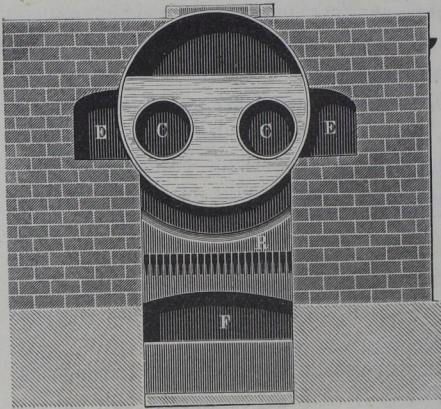
Fig. 475 I.



Koste *R* sich entwickelnde Flamme schlägt zunächst in den Canal *B* unterhalb des Kessels hinein, an dessen hinterm Ende sie aufsteigt, um durch die Flammröhren *C* nach vorn zurückzukehren und sich in dem vordern Querszüge *D* in die beiden Seitencanäle *E* zu vertheilen, welche die Rauchgase nach dem am hintern Ende des Kessels stehenden Schornsteine führen. Die Verbrennungsluft kann durch den im Kesselgemäuer ausgeparten Canal *F*

zugeführt werden, um dieselbe durch die Wärme des Mauerwerks vorzuwärmen, oder sie kann seitlich durch die Canäle *G* eingeführt werden, häufig

Fig. 475 II.



tritt sie auch direct von vorn in den Aschenfall *A*. Wenn die Flammröhren den ersten Zug erhalten sollen, so hat man, falls die Feuerung nicht direct in den Röhren selbst angebracht werden soll, eine Vorfeuerung anzuordnen. Hiermit ist, wie schon angeführt, eine bessere Verbrennung zu erreichen, in dessen werden dabei die Feuerröhren stärker angegriffen und sind auch bei etwaigem Wassermangel leichter einem Erglühen aus-

gesetzt. Dagegen hat die Anordnung mit Unterfeuerung wiederum den großen Nachtheil, daß der Kessel gerade an derjenigen Stelle der stärksten Erhitzung ausgesetzt ist, an welcher die hauptsächlichste Ablagerung von Kesselstein stattfindet, so daß in Folge davon leicht ein Durchbrennen der unteren Kesselbleche sich einstellt.

Von einem Doppelkessel, d. h. einem aus zwei Cylindern zusammengesetzten Kessel, sind durch Fig. 476 und Fig. 477 zwei verschiedene Einmauerungen angegeben.

Bei der erstern Anordnung der Fig. 476 ist die Feuerung unterhalb des Unterkessels *BB* angebracht, welcher in diesem Falle den Namen Sieder erhält. Dieser Sieder empfängt daher die stärkste Einwirkung der Flamme, welche letztere am hintern Ende aufsteigt, um den Oberkessel in dem Canale *G* nach vorn und wieder nach hinten zweimal zu umstreichen, ehe sie in den Schornstein gelangt. Vielfach wendet man statt eines Unterkessels mehrere von kleinerem Durchmesser an, um größere Oberfläche zu erzielen und geringere Blechstärken möglich zu machen. Diese Kessel sind zwar sehr verbreitet, sie haben aber den großen Uebelstand, daß gerade die Sieder, in welchen vorzugsweise die Ablagerung des Kesselsteins stattfindet, der stärksten Hitze ausgesetzt sind, in Folge dessen ist nicht nur die Gefahr eines Durchbrennens vorhanden, sondern auch die Ausnutzung der Wärme eine geringe, sobald erst eine, wenn auch nur dünne Kesselsteinschicht sich abgelagert hat.

Vortheilhafter erscheint daher die Einmauerung nach Fig. 477, wobei der Oberkessel *AB* zuerst der Feuerluft ausgesetzt ist, welche bei *K* niederfällt, Fig. 476.

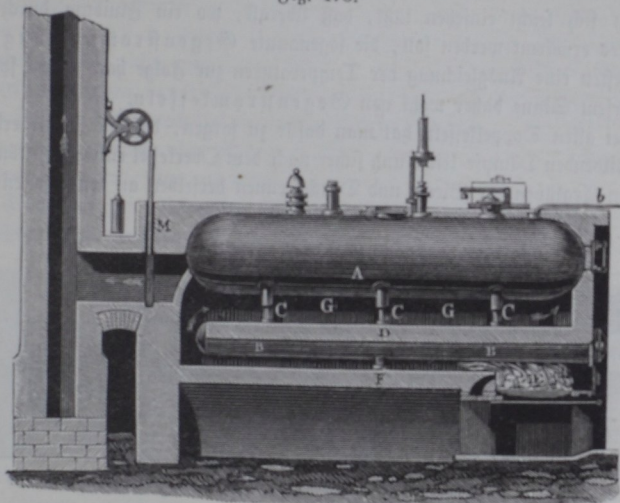
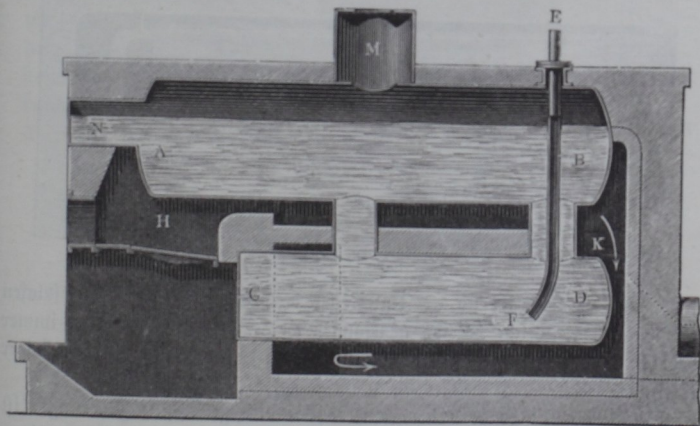


Fig. 477.

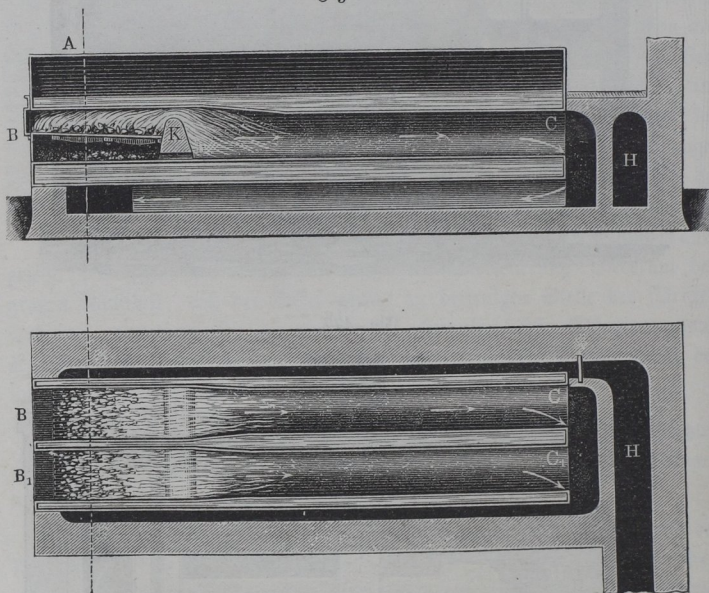


um den Unterkessel *CD* hin- und zurückgehend zweimal zu bestreichen. Hierbei wird der Unterkessel nur mäßig erwärmt, und man nennt denselben auch wohl

Vorwärmer, mit Rücksicht darauf, daß man ihm das Speisewasser durch das Rohr *EF* zuführt. Bei dieser Speisung achtet man darauf, daß das zu erwärmende Wasser den heizenden Gasen entgegengesetzt geführt wird, indem sich leicht einsehen läßt, daß überall, wo ein Fluidum durch ein anderes erwärmt werden soll, die sogenannte Gegenstromwirkung am leichtesten eine Ausgleichung der Temperaturen zur Folge hat. Man spricht in diesem Sinne daher wohl von Gegenstromkesseln.

Bei allen Doppelkesseln hat man dafür zu sorgen, daß die im Unterkessel sich bildenden Dämpfe leicht und sicher nach dem Oberkessel entweichen können, da ein Erglühen der Bleche und Durchbrennen derselben an den Stellen ein-

Fig. 478.



tritt, wo die obere Wand des Unterkessels vom Wasser durch Dampfblasen entblöht wird, welche daselbst abgefangen werden. Man hat daher immer dem Unterkessel eine entsprechende Steigung nach dem Verbindungsrohre beider Kessel zu geben, durch welches die Dämpfe emporsteigen.

Ein Kessel mit zwei in den Feuerröhren untergebrachten Feuerungen ist in Fig. 478 dargestellt. Jede der beiden Feuerröhren *BC* nimmt einen Kofst auf, dessen Flamme, über die Feuerbrücke *K* schlagend, durch das Feuerröhre streicht, um vom hintern Ende aus zusammen mit den Feuergasen

des andern Rohres an der einen Seite des äußern Kesselmantels zurück und an der andern wieder nach hinten in den Fuchscanal *H* zu ziehen. Die Feuerröhren müssen, damit über den Kosten hinreichende Höhe zur Entwicklung der Flamme vorhanden ist, verhältnißmäßig große Durchmesser von 0,8 bis 0,9 m haben, weshalb dieselben beträchtliche Blechstärken erfordern, um nicht zusammengedrückt zu werden. Zur Vermehrung der Steifigkeit gegen den äußern Druck pflegt man wohl die einzelnen Schüffe der Röhren nicht durch Uebereinanderschieben, sondern nach Fig. 479 mittelst zweier Eiskeisenringe oder Rohrbiegungen zu vereinigen, so daß an jeder Vereinigungsstelle eine ringförmige Rippe entsteht.

Ferner hat man bei diesen Kesseln besonders darauf zu achten, daß die Röhren stärker erwärmt werden als der äußere Kessel, welcher nur unterhalb

Fig. 479.

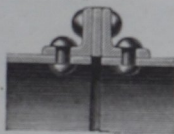
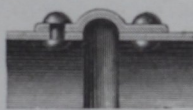


Fig. 480.



von den schon theilweise abgekühlten Gasen und oberhalb gar nicht geheizt wird. In Folge dessen streben sich die Feuerröhren mehr auszudehnen, als der Mantel, welcher wegen der ungleichen Erwärmung auch noch das Bestreben erhält, eine nach oben hin concave Krümmung anzunehmen. In Folge dieses Verhaltens werden die Verbindungen der Röhren mit den Stirnplatten leicht undicht, und um diese nachtheiligen Einflüsse aufzuheben oder doch herabzuziehen, werden die Rohrschüffe auch wohl nach Fig. 480 gestoßen und durch einen rinnenförmig ausgehöhlten Ring mit einander verbunden, welcher vermöge seiner Biegsamkeit dem Rohre eine gewisse Längenänderung gestatten soll. Viel besser wird dieser Zweck aber durch die in

Fig. 481.



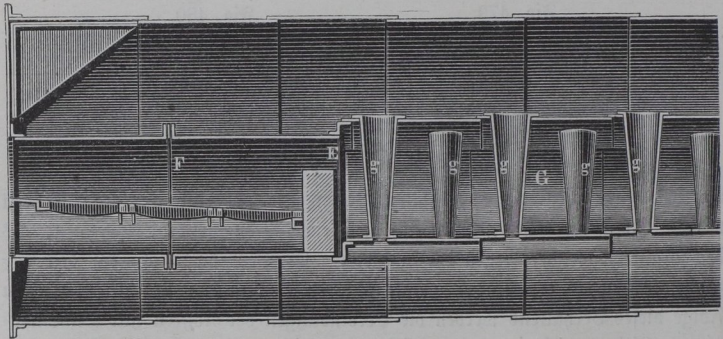
neuerer Zeit zur Anwendung gebrachten Wellröhren erreicht, d. h. durch Röhren, welche anstatt durch Nietung mittelst Schweißung hergestellt sind und durch Walzen mit ringslaufenden wellenförmigen Erhöhungen nach Art der Fig. 481 versehen werden. Diese Röhren gewähren außer der Flexibilität, Längenveränderungen gut zu vertragen, gleichzeitig selbst bei geringer

Blechdicke eine große Steifigkeit gegen radiale Pressung, sowie eine größere Heizfläche und den namhaften Vortheil, daß die Feuergase wiederholt gegen die vorstehenden Wellenrippen anprallen, wodurch die Wärmemittheilung eine lebhaftere wird, als wenn die Feuerluft an glatten Röhren ungehindert entlang strömt.

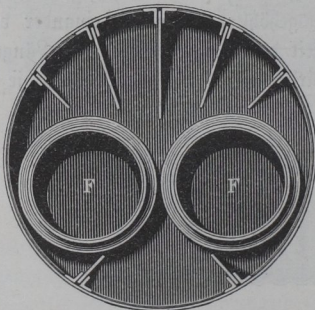
Von großer Wichtigkeit für die Widerstandsfähigkeit der Flammröhren ist deren genau kreisförmige Querschnittsgestalt. Trotzdem hat man den Feuer- röhren zuweilen einen abweichenden, näherungsweise elliptischen Querschnitt gegeben, indem man durch innere Verankerungen diesen Röhren die genügende

Fig. 482.

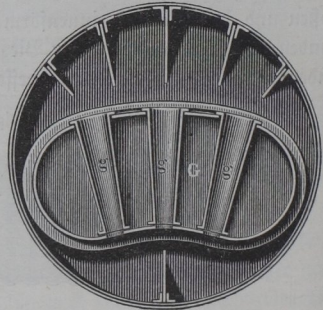
I.



II.



III.

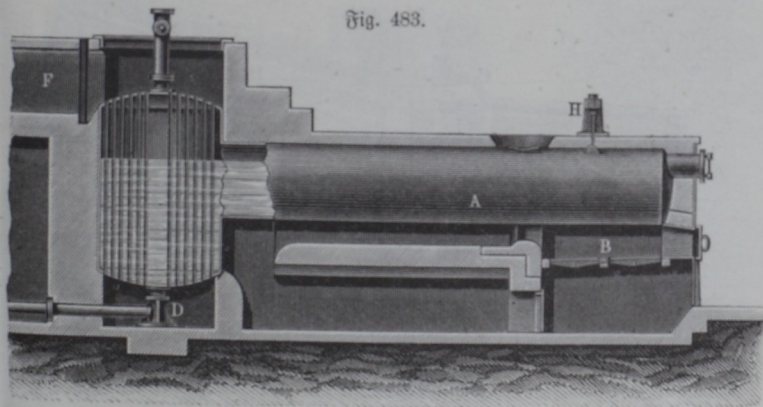


Widerstandsfähigkeit erteilte. Als solche Verankerungen dienen bei den Galloway'schen Kesseln andere quer eingesetzte Röhren, *g*, Fig. 482 I, II, III, welche beiderseits mit dem Wasserraume des Kessels in Verbindung stehen. Die Oberfläche dieser Querröhren dient daher gleichzeitig als Heizfläche,

deren Wirkung deswegen eine vorzügliche ist, weil einerseits die Feuergase gegen sie anprallen und andererseits das Wasser in ihrem Innern in Folge der aufsteigenden Dampfblasen einer sehr lebhaften Circulation ausgesetzt ist. Eine Verunreinigung dieser Röhren durch Kesselstein ist weniger zu fürchten, weil erfahrungsmäßig die Ablagerung fester Stoffe an ganz oder nahezu verticalen Wandungen nur in geringem Maße stattfindet. Der in Fig. 482 gezeichnete Kessel enthält im vordern Theile zur Aufnahme der Feuerungen zwei kurze Röhren *F* von kreisförmigem Querschnitte, welche sich bei *E* zu einem einzigen Rohre *G* vereinigen, dessen Querschnitt oben und unten von zwei concentrischen Kreisbögen und seitlich von zwei Halbkreisen gebildet wird. Der mittlere Theil ist von 30 conischen Gallowayröhren *g* durchsetzt, welche mit dem Feuerrohre durch Nietung verbunden sind.

Man hat auch sonst bei Cylinder- und Flammrohrkesseln mehrfach versucht, eine Vergrößerung der Heizfläche dadurch hervorzubringen, daß man mit diesen Kesseln Bündel von engen Röhren, seien es mit Wasser gefüllte oder vom Feuer durchzogene, in Verbindung gebracht hat, so daß diese Kessel

Fig. 483.



gewissermaßen den Uebergang bilden zu den eigentlichen Röhrenkesseln. Von den verschiedenen derartigen Anordnungen möge hier nur eine der vorzüglichsten angeführt werden, wie sie von Dupuis herrührt.

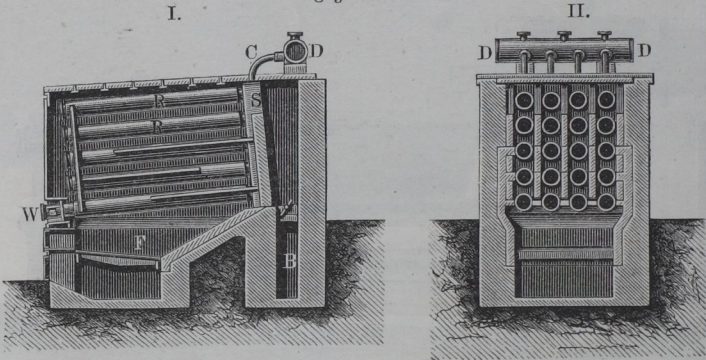
Der Dupuis'sche *) Kessel, Fig. 483, ist im Wesentlichen ein einfacher Cylinderkessel *A* mit Unterfeuerung *B*, an dessen hinteres Ende sich ein verticaler Cylinder *C* anschließt, der durch eine größere Anzahl enger Feuerrohren durchsetzt ist. Die von der Feuerung aufsteigenden Gase ziehen über

*) Radinger, Dampfkessel, Ausstellungsbericht, Wien 1873.

eine Feuerbrücke hinweg am untern Kesseltheile entlang und treten am hintern Ende, nachdem sie den verticalen Cylinder äußerlich umspült haben, nach unten, um durch sämmtliche verticale Röhren hindurch nach oben in den Fuchs *F* zu treten. Da diese Röhren durch den Dampfraum hindurchtreten, so wird der entnommene Dampf, wenn auch nicht überhitzt, so doch trocken sein. Der verticale Hinterkessel ruht auf einem Stutzen *D* auf, durch welchen auch das Speiserohr geführt ist, während der Vorderkessel an der Hängestange *H* aufgehängt ist, eine Unterstüzung, welche deswegen sehr zweckmäßig genannt werden muß, weil dem Kessel dabei eine durch die Ausdehnung herbeigeführte geringe Verschiebung gestattet ist. Die leichte Zugänglichkeit aller Theile behufs Reinigung von Kesselstein und Flugasche ist ein besonderer Vorzug dieses Kesselsystems.

Unter den Röhren- oder sogenannten Sicherheitskesseln sind die nach den Systemen von Howard und von Root sehr verbreitet. Einen Howardkessel, wie er in Wien*) 1873 ausgestellt war, zeigen die Figuren 484, I und II. Vier in verticalen Ebenen angeordnete Reihen von wenig

Fig. 484.



schräg liegenden Röhren *R* stehen am hintern Ende mit ebenso vielen stehenden Röhren *S* in Verbindung, von welchen letzteren durch gekrümmte Röhren *C* das oberhalb querliegende Dampfrohr *D* die Dämpfe zugeführt erhält. Die von der Feuerung *F* aufsteigenden Gase werden durch gußeiserne Einlegeplatten zu einem zickzackförmigen Aufsteigen genöthigt und gelangen, von oben absteigend, in den Fuchscanal *B*. Das Speisewasser tritt durch das querliegende Wasserrohr *W* in die untersten Röhren aller vier Reihen. Vermöge dieser Anordnung ist allen Röhren in freier Weise ihre Aus-

*) Radinger, Dampfkessel, Ausstellungsbericht, 1873.

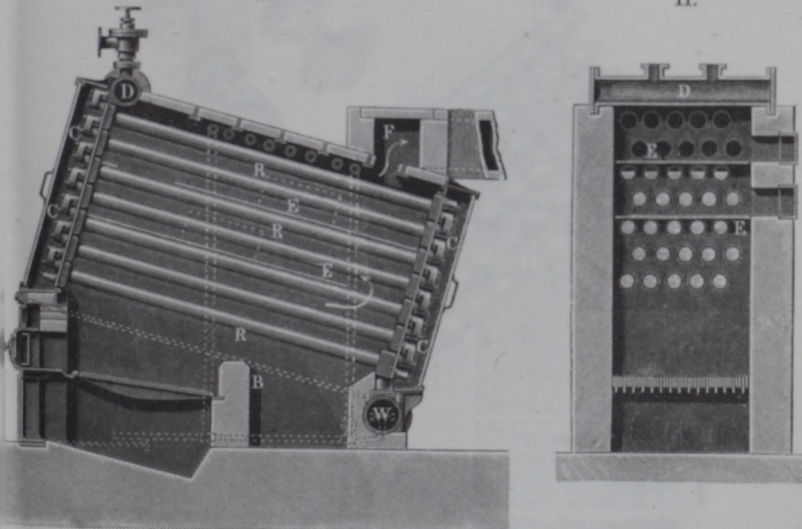
dehnung gestattet. Die schmiedeeisernen Heizröhren von 230 mm Weite und 3,65 m Länge sind an den vorderen Enden verschraubt und ebenso hinterhalb mit den Stehröhren *S* durch Verschraubung verbunden, so daß gar keine Nietung an dem ganzen Kessel vorhanden ist und ein schadhaft gewordenes Rohr leicht ausgewechselt werden kann. Die obersten Röhren sind meistens nicht mit Wasser gefüllt, um möglichst trockenen Dampf zu liefern. Dieser Kessel hat, wie alle Röhrenkessel, nur einen sehr geringen Wasser- raum, in Folge wovon der Wasserstand ungemein schnell wechselt und daher große Aufmerksamkeit hinsichtlich der Speisung erfordert wird.

Der Root'sche Kessel, Fig. 485, besteht ebenfalls aus einer größern Anzahl geneigt liegender schmiedeeiserner Röhren *R* von etwa 0,10 m Durch- messer und 3 m Länge, welche in mehreren Reihen verlegt über einander

Fig. 485.

I.

II.



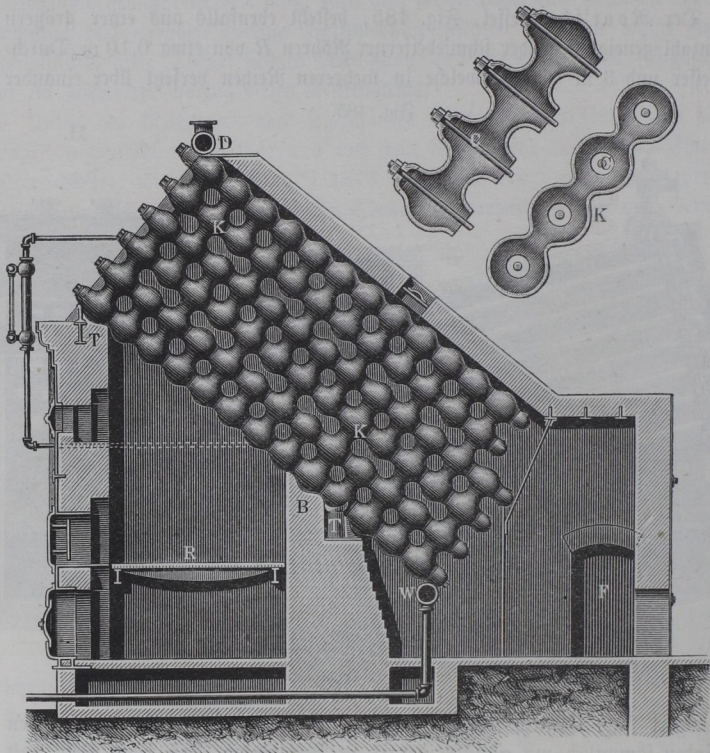
gelagert sind. Durch Verschlussklappen *CC* stehen diese Röhren an beiden Enden sämtlich mit einander derart in Verbindung, daß jedes Rohr mit einem Rohr der darüber und einem solchen der darunter liegenden Reihe verbunden ist. Das querliegende Rohr *D* oberhalb dient zur Dampfentnahme, während das Speiserohr *W* mit den Röhren der untersten Reihe in Verbindung steht. Das auf dem Roste brennende Feuer schlägt über die Feuerbrücke *B* und gelangt zwischen den Einlagen *E* hindurch nach dem Fuchse *F*. Für gewöhnlich wird der Wasserstand so hoch gehalten, daß an der hintern tiefen

Seite alle Röhren, an der vordern hohen Seite wegen der schrägen Lage nur 4 bis 5 Röhrenreihen vom Wasser erfüllt sind. In Betreff des Wasser- raumes gilt das für den Howard'schen Kessel vorstehend Gesagte.

Mancherlei andere Röhrenkessel sind außerdem in ähnlicher Art von Belleville, Sinclair, Anderson u. A. angegeben worden.

Ein eigenthümlicher, ganz aus Gußeisen bestehender Sicherheitskessel ist der von Harrison, Fig. 486. Dieser Kessel besteht aus einer Anzahl

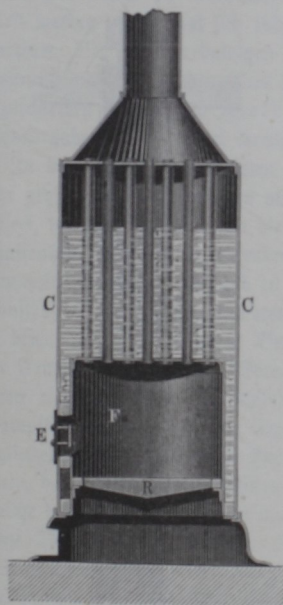
Fig. 486.



von neben einander aufgestellten verticalen Wänden, von denen jede aus einer großen Menge (76) von gußeisernen Hohlkugeln von 200 mm äußerem Durchmesser bei 8 bis 10 mm Wandstärke zusammengesetzt ist. Diese Kugeln K, von denen je zwei oder je vier durch Verbindungsrohren zusammenhängend aus einem Stücke gegossen sind, bilden die Elemente des

Kessels und stehen unter einander in Verbindung durch aufgeschliffene Hälse. Lange Schraubenbolzen *C* von 32 mm Durchmesser gehen der Länge der Wand nach durch die entsprechenden Kugeln, welche daher sämmtlich durch Anziehen der Muttern dieser Schrauben dampfdicht gegen einander gepreßt werden. Diese Wände sind nach der Figur derart aufgestellt, daß die von den Ankern durchgezogenen Kugelreihen etwa unter 40° gegen den Horizont geneigt sind. Der geringste Zwischenraum zwischen den Kugeln jeder einzelnen Wand, sowie zwischen den einzelnen Wänden selbst beträgt 25 mm, so daß die von dem Koste *R* aufsteigenden Verbrennungsproducte, vor der Feuerbrücke *B* emporschlagend, durch die Zwischenräume zwischen den Kugeln wie durch die Maschen von Sieben hindurch und hinter der Feuerbrücke in

Fig. 487.



den Fuchs *F* gelangen können. Durch eiserne Träger *T* ist der ganze Kessel unterstützt, an die obersten Kugeln aller neben einander aufgestellten Wände ist das Dampfrohr *D* und an die untersten das Speiserohr *W* angeschlossen. Der Ersatz eines schadhaft gewordenen Elementes ist ebenso leicht zu bewirken, wie die Vergrößerung der Heizfläche durch Aufkuppelung von einer oder von mehreren Wänden. Bei den angestellten Proben haben diese Kessel sich als außerordentlich sichere bewährt, indem z. B. einzelne Kugeln bei allmählig gesunkenem Wasserstande bis zum Glühen erhitzt wurden, ohne ihre Betriebsfähigkeit zu verlieren. Diese Kessel, welche in Deutschland wenig oder gar nicht angewendet werden, erfreuen sich in Amerika einer großen Verbreitung; nach *Radinger's* Bericht*), welchem die obigen Angaben und Figuren entnommen sind, waren 1876 in den Vereinigten Staaten *Harrison's*che Kessel für 60 000 Pferdekkräfte in Betrieb.

Die stehenden Röhrenkessel finden hauptsächlich bei beschränktem Raume Verwendung. Ein solcher Kessel besteht im Wesentlichen aus einem verticalen Cylindrer *C*, Fig. 487, in welchen concentrisch eine cylindrische Feuerbüchse *F*

*) Oesterreich. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia, 1876, Dampfkessel 16. von J. F. Radinger.

eingesetzt ist, von deren Deckplatte eine Anzahl enger Röhren die Gase unmittelbar nach dem darüberstehenden Schornsteine leiten. Durch eine seitliche Feuerthür *E* wird der Koft *R* beschickt. Diese Kessel, welche in kleinen Abmessungen, z. B. für Dampftrahne, beliebt sind (s. Thl. III, 2), ermöglichen für gewöhnlich keine besonders günstige Ausnutzung der Wärme, indem die Gase durch die verticalen Röhren in der Regel mit zu großer Geschwindigkeit passiren, um ihre Wärme genügend an die Kesselwand abzusetzen.

Aus diesem Grunde hat man stehende Kessel auch mit Siederöhren, d. h. solchen Röhren versehen, welche mit Wasser gefüllt sind und äußerlich von der Flamme bestrichen werden. In dieser Art ist der Field'sche Kessel, Fig. 488, ausgeführt. Hierbei werden die Verbrennungsproducte durch ein

Fig. 488.

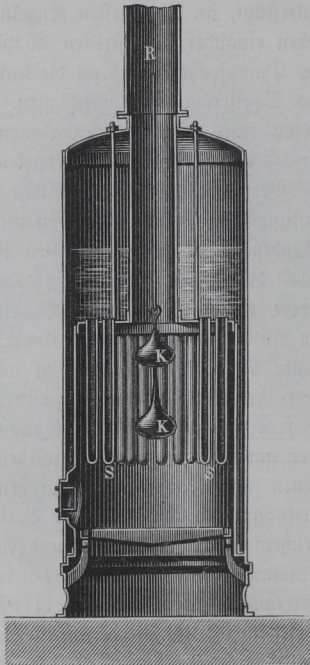
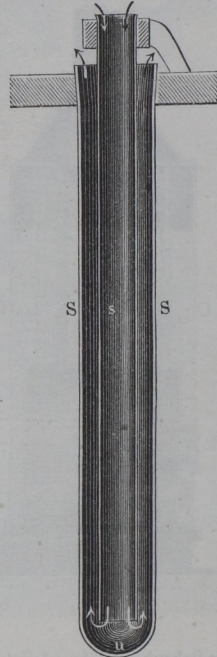


Fig. 489.



in der Mitte der Feuerbüchsendecke angebrachtes Rohr *R* abgeführt. Dabei dienen die in der Mitte dieses Rohres *R* aufgehängten glockenartigen Körper *K* dazu, den Gasen ein directes Aufsteigen durch das Rohr *R* zu verwehren und sie zu nöthigen, die ringsum eingehängten Siederöhren *S* zu umspülen

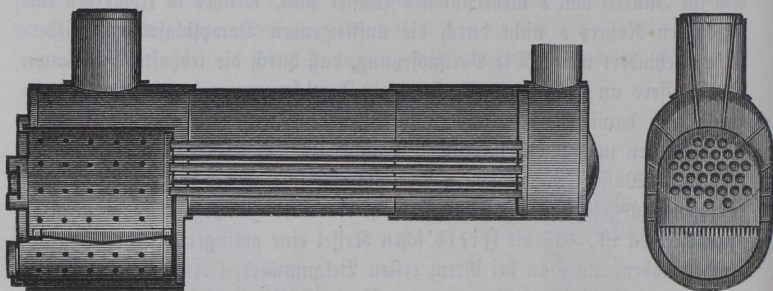
und an diese, sowie an den Mantel der Feuerbüchse ihre Wärme größtentheils abzugeben. Die Siederöhre *S* sind unten geschlossen, Fig. 489, und in jede dieser Röhren ist ein engeres, oben und unten offenes Röhrchen *s* eingehängt, um die Circulation von Dampf und Wasser in regelmäßiger Weise stattfinden zu lassen. Während nämlich am innern Umfange des von außen stark erhitzten Rohres *S* eine lebhafte Entwicklung von Dampf stattfindet, welcher in Form von Bläschen daselbst, also in dem Zwischenraume zwischen *S* und *s*, emporsteigt, so findet ein Ersatz der verdampften Flüssigkeit durch das im Innern von *s* niedersinkende Wasser statt, welches in Folge des eingehängten Rohres *s* nicht durch die aufsteigenden Dampfblasen am Niedersinken behindert wird. Die Voraussetzung, daß durch die lebhafte Circulation des Wassers an der untern Stelle *u* ein Fortschwimmen der festen Bestandtheile und damit die Verhinderung einer Kesselsteinablagerung daselbst bewirkt werden möge, hat sich indessen nicht bewährt, indem die Röhren bei unreinem Wasser einer baldigen Verschlammung und der Gefahr des Durchbrennens ausgesetzt sind. Dies ist wohl einer der Hauptgründe, welchen es zuzuschreiben ist, daß die Field'schen Kessel eine geringere Verbreitung gefunden haben, als man bei ihrem ersten Bekanntwerden erwartete.

In den Vereinigten Staaten von Nordamerika sind stehende Kessel für sehr große Dampfproductionen vielfach in Betrieb, und es scheint der günstige Effect, welchen man dort mit diesen Kesseln erreicht, größtentheils in der Beschaffenheit der wenig flammenden und nicht rußenden anthracitartigen Kohle Pennsylvaniens seinen Grund zu haben. Ueber die von Corliß eingeführte Construction der dort angewandten stehenden Röhrenkessel findet sich ein Näheres in dem mehrfach erwähnten Berichte Kadinger's über die Dampfessel der Centennialausstellung. Ebenso sind daselbst mehrere Mittheilungen über einen eigenthümlichen, in Philadelphia ausgestellt gewesenen rotirenden Dampfessel zu finden. Die Eigenthümlichkeit dieses aus einem horizontalen Cylinder mit durchgehenden Feuerrohren zusammengesetzten Kessels bestand darin, daß derselbe in den Mitten seiner Böden mit Drehzapfen versehen war, welche durch Lager unterstützt wurden, so daß der ganze Kessel in eine langsame Drehung versetzt werden konnte. Die ganze Oberfläche, sowohl die vom Wasser wie die vom Dampfe berührte, war dem Feuer ausgesetzt, und ein Erglühen der Dampfswandung wurde durch eine Verieselung verhindert, welche in einfachster Art dadurch bewerkstelligt werden konnte, daß der Kesselmantel im Innern mit Blechschaufeln versehen war, die nach Art der Zellen eines Schöpfrades Wasser mit empornahmen, um es oberhalb auszugießen. Trotz der günstigen Berichte über die Wirksamkeit dieses Kessels scheint derselbe aber nur ein Versuch geblieben zu sein.

Ueber die Einrichtung der Schiffs- und Locomotivkessel ist in Thl. III, 2, ein Näheres angeführt. Es mag hier nur bemerkt werden, daß die Kessel

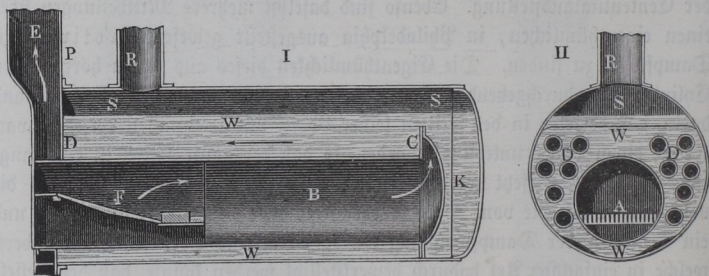
für die Locomobilen, d. h. für die transportablen Dampfmaschinen, in ähnlicher Art wie die Locomotivkessel gebaut werden. Die Feuerung eines solchen Kessels ist demgemäß in einer parallelepipedischen Feuerbüchse enthalten, welche an ihrem untern offenen Ende den Koft aufnimmt. Zur Erreichung größerer Festigkeit hat man jedoch auch die Feuerbüchse unterhalb durch einen Halbcylinder geschlossen und ebenso den Deckel nicht eben, sondern auch cylindrisch begrenzt, wie Fig. 490 angebt. Die in der Feuerbüchse

Fig. 490.



sich entwickelnden Verbrennungsproducte durchziehen den cylindrischen Kessel in einer Anzahl enger Feuerröhren, um nach der Rauchkammer und dem Schornsteine zu gelangen. Der Zug wird auch hierbei durch die abgehenden Dämpfe der Maschine mit Hülfe des Blasrohres befördert, über welche

Fig. 491.



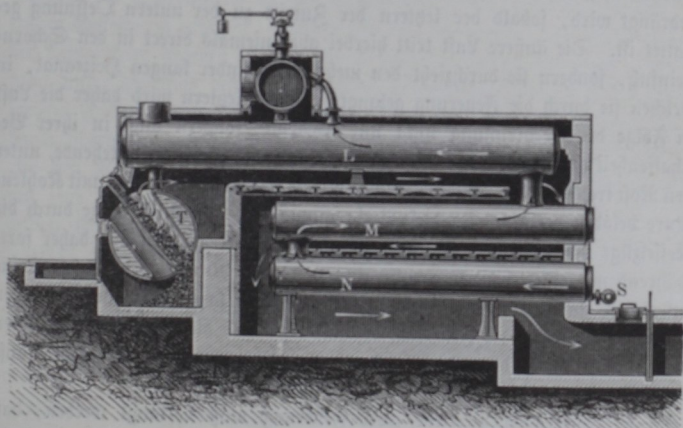
Wirkung unter Locomotiven in Thl. III, 2, das Nähere angegeben ist. Die Feuerbüchse ist hier durch Stehholzen und Anker mit dem äußern Kessel verbunden.

Um die Reinigung der Locomotivkessel vom Kesselstein vornehmen zu können, hat man mehrfach auch die Anordnung nach Fig. 491 gewählt.

Hierbei gelangen die Verbrennungsproducte aus der Feuerung *F* durch das weite Rohr *B* nach einer ganz im Wasser gelegenen Umkehrkammer *C* und von da durch eine Anzahl engerer Röhren *CD* nach der vorn angebrachten Rauchkammer und in den darüber angebrachten Schornstein *E*. Diese Anordnung gestattet ein Herausziehen des ganzen aus *F*, *B*, *C*, *D* und *E* bestehenden Heizapparates aus dem Außenkessel *A*, nachdem der Schornstein abgenommen und die Schrauben gelöst sind, welche die Stirnplatte *P* mit einem Eiseisenringe des Mantels vereinigen. Für kleinere Kessel hat sich diese Construction bewährt.

Schließlich möge noch der in neuerer Zeit mehrfach genannte Tenbrink-Kessel, Fig. 492, angeführt werden. Die Eigenthümlichkeit dieses Kessels

Fig. 492.



besteht in der Feuerung, die in einem weiten horizontal und quer unter dem eigentlichen Kessel gelagerten Cylinder *T* angebracht ist, in welchem neben einander zwei schräge cylindrische Feuerbüchsen enthalten sind. Jede dieser Feuerbüchsen nimmt einen schrägen Kofst auf, welcher von oben durch einen Schlitz mit Kohlen beschickt wird, während eine über diesem Schlitz angebrachte regulirbare Oeffnung vorgesehen ist, um hierdurch Verbrennungsluft einzuführen, damit die von dem Kofste aufsteigenden Gase noch vollständig verbrannt werden können. Die aus den Feuerbüchsen tretenden Verbrennungsproducte biegen sogleich rechtwinklig um und ziehen unter dem Oberkessel *L* hin, um nachträglich noch die Vorwärmer *M* und *N* zu heizen. Die Zuführung des Speisewassers geschieht im tiefsten Punkte des Vorwärmers *N* durch das Rohr *S*.

Die mit dieser Feuerung, welche auch für anders gebaute Kessel anwendbar ist, erzielten Resultate scheinen sehr günstige zu sein.

§. 262. Zugerzeugung durch Schornsteine. Um der Feuerung die zur Verbrennung erforderliche Luftmenge zuzuführen, dient der Schornstein oder die Esse (Kamin). Ein Schornstein ist im Wesentlichen ein meistens verticales, nur sehr selten schräg aufgeführtes, aus Mauerwerk oder Eisen bestehendes Standrohr, in welches die Verbrennungsproducte der Feuerung am untern Ende eingeführt werden, um aus der obern Oeffnung in die Atmosphäre auszutreten. Die saugende Wirkung einer Esse beruht auf dem Auftriebe, welchen die in derselben eingeschlossene warme Luftsäule in der kältern, daher schwerern atmosphärischen Luft ausgesetzt ist, derart, daß diese warme Luftsäule im Schornsteine von der äußern schweren nach oben hinausgedrängt wird, sobald der letztern der Zutritt zu der untern Oeffnung gestattet ist. Die äußere Luft tritt hierbei aber niemals direct in den Schornsteinfuß, sondern sie durchzieht den mehr oder minder langen Heizcanal, in welchen sie durch die Feuerung gelangt. In der letztern wird daher die Luft in Folge der Verbrennung nicht nur erwärmt, sondern auch in ihrer Beschaffenheit verändert, indem die aus Sauerstoff und Stickstoff bestehende, unter den Kost tretende reine atmosphärische Luft die Feuerung wesentlich mit Kohlensäure beladen verläßt. Da diese Verbrennungsgase auf ihrem Wege durch die Kesselzüge ihre Wärme nur theilweise an den Kessel abgeben und daher fortwährend mit einer höhern Temperatur von etwa 300° C. dem Schornsteine zufließen, so ist auch die Wirkung des letztern so lange eine ununterbrochen dauernde, so lange die Feuerung beschickt wird und die Verbindung zwischen beiden nicht durch den Rauchschieber, das sogenannte Register aufgehoben wird.

Zum regelrechten Betriebe jeder Feuerung muß verlangt werden, daß durch den Schornstein eine zur Verbrennung des Brennmaterials genügende Luftmenge dauernd angezogen wird und zwar pflegt, wie schon früher angeführt wurde, meistens das Doppelte der theoretisch eigentlich nur erforderlichen Luftmenge nöthig zu sein, da ein großer Theil der zugeführten Luft unzersezt durch die Feuerung hindurchzieht. Mit dieser größern Luftmenge ist zwar auch ein entsprechender Wärmeverlust verbunden, doch ist derselbe nicht zu umgehen, wenn man die Hauptbedingung einer vollkommenen Verbrennung erfüllen will. Wenn auch bei guten Kesselanlagen die nöthige Luftmenge zuweilen nur etwa anderthalbmal so groß wie die theoretische ist, so wird man doch bei der Bestimmung der Schornsteindimensionen gut thun, den doppelten Betrag in Rechnung zu stellen. Es empfiehlt sich überhaupt, die Möglichkeit einer größern Luftzufuhr ins Auge zu fassen, um nicht an einer später nöthigen Vergrößerung der Kesselanlage durch die nicht ausreichende

Wirkung des Schornsteins behindert zu sein, zumal man eine Verringerung der Zugwirkung immer durch das Register erzielen kann.

Aus der vorstehend gemachten allgemeinen Bemerkung über die Wirkung der Essen ist leicht ersichtlich, daß diese Wirkung wesentlich von der Höhe des Schornsteins und von der Differenz der Temperaturen innerhalb und außerhalb desselben abhängen muß, da diese Größen bestimmend sind für den Auftrieb der warmen Luft, also auch für die Geschwindigkeit derselben oder den Zug. Die von dem Schornsteine angesaugte Luftmenge andererseits hängt von dieser Geschwindigkeit und dem lichten Querschnitte des Schornsteins ab, so daß die Wirkung eines Schornsteins vorzüglich durch diese drei Größen, Schornsteinhöhe, Temperaturunterschied und Schornsteinquerschnitt bestimmt ist. In Betreff der Temperaturdifferenz zwischen dem Innern und Außern des Schornsteins ist bei Dampfkesseln von vornherein nur ein geringer Spielraum gelassen, insofern die äußere Temperatur durch diejenige der Atmosphäre gegeben ist und die Temperatur der Gase im Allgemeinen nicht unter diejenige des Dampfkessels herabgezogen werden kann, in den meisten Fällen sogar noch beträchtlich größer sein wird, wenn man nicht durch übermäßig große Heizflächen die Anlage wesentlich vertheuern will. In der Regel muß man sich begnügen, die Verbrennungsproducte bis auf eine Temperatur von etwa 300° C. abzukühlen, und wenn bei einzelnen Kesselanlagen die Rauchgase mit einer Temperatur von nur etwa 250° C. nach dem Schornsteine gelangen, so ist dies als eine für Dampfkessel höchst vollkommene Wärmeausnutzung zu betrachten, welche nur unter den günstigsten Verhältnissen erreicht wird.

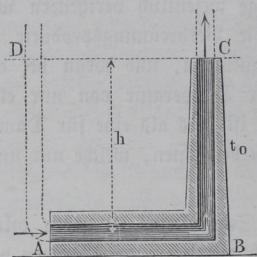
Ebenso ist die Höhe, welche man einem Schornsteine zu geben pflegt, meistens durch praktische Rücksichten innerhalb ziemlich enger Grenzen vorgeschrieben. Man wird einen Schornstein für Dampfkessel selten niedriger als 20 m ausführen, schon aus dem Grunde, um ihn möglichst über die Höhe der benachbarten Häuser, Bäume und sonstigen Gegenstände hinauszuführen. Andererseits geht man aber auch nicht gern über 40 m hinauf, weil die Kosten der Ausführung mit steigender Höhe unverhältnißmäßig schnell wachsen und die Stabilität dann leicht gefährdet wird. Wenn in einzelnen Anlagen, namentlich in chemischen Fabriken, Schornsteine von viel größerer Höhe, bis zu 120 m Höhe und darüber*) ausgeführt worden sind, so hat man diese Höhe nicht aus dem Grunde gewählt, um den hinreichenden Zug für Kesselfeuerungen zu erlangen, sondern deswegen, um die schädlichen und selbst giftigen Gase, welche solche Schornsteine abführen, in möglichster Höhe

*) Der Schornstein zu Port Dundas bei Glasgow hat eine Höhe von 138 m.

über der Erdoberfläche austreten zu lassen und so die nachtheiligen Folgen für die Menschen und Pflanzen thunlichst aufzuheben.

Man wird daher diesen Temperaturdifferenzen und Höhen entsprechend den Querschnitt des Schornsteins so zu bestimmen haben, daß mit Sicherheit die Beschaffung der erforderlichen Luftmenge erwartet werden kann. Diese Bestimmung lediglich auf Grund theoretischer Erörterungen vorzunehmen, würde ein sehr unsicheres Verfahren sein, denn die hierbei in Betracht kommenden Verhältnisse sind so verwickelt, von der Art der ganzen Kesselanlage, von der Beschaffenheit des Brennmaterials, von den Vorgängen bei der Verbrennung selbst, von der Abkühlung des Mauerwerkes *z.* so abhängig, daß die Theorie nicht im Stande ist, alle diese Verhältnisse genügend zu berücksichtigen. Man wird daher immer bei der Anlage eines Schornsteins die praktischen Erfahrungen zu Rathe ziehen müssen, indem man die Resultate von gut ausgeführten, unter ähnlichen Verhältnissen arbeitenden Anlagen entsprechend berücksichtigt. Die Theorie kann hierbei nur einen ungefähren Anhalt dafür geben, welchen Einfluß die Aenderung einzelner Momente ausübt. Von diesem Gesichtspunkte aus möge die im Folgenden gegebene Theorie der Zugerzeugung durch den Schornstein angesehen werden.

Fig. 493.



Es sei BC , Fig. 493, eine Esse von der senkrechten Höhe h über der Mitte des Canals AB , welcher die Feuerzüge eines Dampfkessels vorstellt und in welchem auch die Feuerung enthalten sein soll. Die Temperatur der äußern Atmosphäre sei gleich $t_0^\circ \text{C}$. und die absolute Temperatur sei mit $T_0 = a + t_0 = 273 + t_0$ bezeichnet.

In gleicher Weise soll t die mittlere Temperatur der im Schornsteine enthaltenen Gase und $T = 273 + t$ deren absolute Temperatur vorstellen. Was die Dichtigkeit der Rauchgase anbetrifft, so wird dieselbe nur wenig von derjenigen der atmosphärischen Luft von gleicher Temperatur abweichen, wie sich in folgender Art erkennen läßt. Nimmt man an, daß der Feuerung die doppelte theoretisch erforderliche Luftmenge zugeführt werde, so beträgt dieselbe pr. 1 kg Kohlenstoff etwa 23 kg, und da die gebildete Kohlensäure unter Voraussetzung derselben Temperatur dasselbe Volumen hat wie der zugeführte Sauerstoff, so wird das aus dem Feuerungsraume abgehende Gasgemenge nur eine in dem Verhältniß $24 : 23 = 1,043$ größere Dichtigkeit haben als die atmosphärische Luft von gleicher Temperatur. In Wirklichkeit wird der Unterschied noch geringer sein wegen des in dem Brennmaterial enthaltenen Wassers, welches in den Rauchgasen als Dampf

enthalten ist, dessen Dichte nur etwa 0,62 von derjenigen der atmosphärischen Luft ist. Ebenso wird das in Folge einer nicht ganz vollständigen Verbrennung etwa noch vorhandene Kohlenoxydgas, dessen specifisches Gewicht kleiner als das der atmosphärischen Luft ist (0,967), die durchschnittliche Dichtigkeit der Rauchgase noch etwas herabsetzen. Es erscheint daher zulässig, in den folgenden Rechnungen die Dichtigkeit der Rauchgase gleich derjenigen der atmosphärischen Luft von derselben Temperatur anzunehmen. Es möge jedoch der Allgemeinheit wegen die Dichtigkeit der Rauchgase bei 0° C. gleich δ gesetzt werden, während die Dichtigkeit der atmosphärischen Luft von 0° C. gleich Eins angenommen werden soll.

Bezeichnet man mit δ das specifische Gewicht der den Schornstein BC von der Höhe h erfüllenden Rauchgase bei einer Temperatur von 0° C., so ist das Gewicht dieser Rauchsäule bei t ° C. für 1 qm Grundfläche durch

$$h \delta \frac{1}{1 + \alpha t} = h \delta \frac{273}{T}$$

ausgedrückt. Dagegen ist der Druck einer äußern Luftsäule von der gleichen Höhe h und der Temperatur t_0 auf 1 qm Grundfläche gleich

$$h \frac{1}{1 + \alpha t_0} = h \frac{273}{T_0},$$

so daß der Ueberdruck dieser kalten Luftsäule über die warme Rauchsäule durch

$$h \left(\frac{273}{T_0} - \delta \frac{273}{T} \right) = P$$

ausgedrückt ist. Dieser Ueberdruck wird dazu verwendet, einerseits den Rauchgasen eine gewisse Geschwindigkeit v zu ertheilen, mit welcher dieselben aus der Schornsteinmündung entweichen und andererseits die Widerstände der Reibung im Schornsteine, sowie beim Durchgange durch den Kofst und durch die Heizcanäle des Kessels zu überwinden. Bezeichnet man mit ξ_s den Reibungscoefficienten für den Schornstein, dessen Durchmesser d sein mag, so kann man nach den für Röhren geltenden Gesetzen diesen Widerstand gleich der Höhe einer Rauchsäule von der Temperatur t setzen, welche sich zu $\xi_s \frac{h}{d} \frac{v^2}{2g}$ bestimmt, während zur Erzeugung der Geschwindigkeit v dieser

Gase eine Höhe $\frac{v^2}{2g}$ erfordert wird. Es möge ferner mit ξ_r der Widerstandscoefficient des Kofstes und mit ξ_z derjenige der Feuerzüge zwischen A und B bezeichnet werden, dann ist die ganze zur Bewegung erforderliche Kraft durch das Gewicht einer Rauchsäule von der Temperatur t dargestellt, deren Höhe zu

$$\left(1 + \xi_s \frac{h}{d} + \xi_r + \xi_z\right) \frac{v^2}{2g} = C \frac{v^2}{2g}$$

anzunehmen ist. Setzt man daher das Gewicht dieser Luftsäule gleich dem oben ermittelten Ueberdrucke P , so erhält man die Gleichung:

$$\begin{aligned} h \left(\frac{273}{T_0} - \delta \frac{273}{T} \right) &= \left(1 + \xi_s \frac{h}{d} + \xi_r + \xi_z \right) \frac{v^2}{2g} \delta \frac{273}{T} \\ &= C \frac{v^2}{2g} \delta \frac{273}{T}, \end{aligned}$$

woraus die Geschwindigkeit v der aus dem Schornsteine abziehenden Gase zu

$$v = \sqrt{2gh \frac{\frac{1}{T_0} - \delta \frac{1}{T}}{C \delta \frac{1}{T}}}$$

folgt. Setzt man hierin $\delta = 1$, so wird einfacher:

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{C} \frac{T - T_0}{T_0}} = \sqrt{\frac{2gh}{C} \frac{t - t_0}{273 + t_0}}.$$

Bezeichnet nun S den Querschnitt der Schornsteinmündung, so tritt durch dieselbe vermöge dieser Geschwindigkeit v in jeder Secunde ein Gasvolumen gleich Sv aus, welches, auf die Temperatur der atmosphärischen Luft reducirt, durch

$$V = Sv \frac{T_0}{T} = S \sqrt{\frac{2gh}{C} \frac{(T - T_0) T_0}{T^2}}$$

gegeben ist.

Damit für einen Schornstein von der vorgeschriebenen Höhe h und für eine vorliegende Fenerung, für welche der Werth von C als feststehend anzusehen ist, das angefangte Luftvolumen V möglichst groß werde, hat man den Werth unter dem Wurzelzeichen $\frac{(T - T_0) T_0}{T^2} = B$ zu einem Maxi-

imum zu machen. Die Bedingung hierfür ergibt sich durch $\frac{\partial B}{\partial T} = 0$ zu:

$$T^2 \cdot T_0 - 2T(T - T_0)T_0 = 0,$$

woraus

$$T = 2T_0$$

folgt. Man wird daher von einem Schornsteine die größte Wirkung erwarten können, wenn die absolute Temperatur der Rauchgase doppelt so groß ist wie die absolute Temperatur der äußern Luft.

Führt man die Temperaturen t und t_0 ein, so schreibt sich jene Bedingung:

$$273 + t = 2 \cdot (273 + t_0) \quad \text{oder} \quad t = 273 + 2t.$$

Demnach würde z. B. für eine mittlere Temperatur der Luft von 12° der beste Zug erzeugt werden, wenn die Gase mit $273 + 2 \cdot 12 = 297^\circ$ abziehen. Dies entspricht auch den gewöhnlichen Verhältnissen der Kesselanlagen, bei denen im Schornstein durchschnittlich etwa eine Temperatur von 300° herrscht, welcher Werth nur in seltenen Fällen bis auf 250° herabgeht.

Um den Einfluß zu erkennen, welchen eine höhere oder niedrigere Temperatur des Schornsteins auf dessen Wirksamkeit ausübt, ist die folgende kleine Zusammenstellung berechnet, in welcher für eine durchschnittliche Temperatur der Atmosphäre $t_0 = 12^\circ$ also $T_0 = 285^\circ$ und verschiedene Temperaturen t der Schornsteingase zwischen 100 und 500° die Werthe von

$\sqrt{\frac{(T - T_0) T_0}{T^2}}$ berechnet sind, mit welchen Zahlen das angesaugte Luftquantum proportional ist. Die untere Reihe dieser Tabelle giebt die

$t_0 = 12^\circ; t =$	100°	150°	200°	250°	297°	350°	400°	500°
$\sqrt{\frac{(T - 285) 285}{T^2}}$	0,424	0,469	0,489	0,497	0,50	0,497	0,494	0,482
	84,4	93,8	97,8	99,4	100	99,4	98,8	97,4

verhältnißmäßigen Luftmengen an, wenn die maximale Luftmenge für $t = 297^\circ$ gleich 100 gesetzt wird. Aus der Tabelle erkennt man, daß selbst eine wesentliche Aenderung der Temperatur der Gase nur einen sehr geringen Einfluß auf die Wirkung des Schornsteins ausübt, und daß beispielsweise diese Wirkung nur um 6,2 Procent kleiner ausfällt als die maximale, sobald die Rauchgase bis auf 150° abgekühlt werden. Bedenkt man nun, daß die abziehenden Gase einen um so beträchtlicheren Theil der Wärme aus dem Schornsteine entführen, je wärmer sie sind, so müssen solche Anordnungen zweckmäßig erscheinen, welche es gestatten, den von dem Kessel abgehenden Rauchgasen vor ihrem Entweichen in den Schornstein ihre Wärme noch theilweise zu entziehen. Hierhin gehören insbesondere die Vorwärmer, welche man anwendet, um das dem Kessel zuzuführende Speisewasser auf eine Temperatur bis zu 100° und selbst darüber zu erwärmen, bevor dieses Wasser in den Kessel befördert wird. Den Vortheil solcher Einrichtungen kann man aus folgenden Zahlen erkennen. Nimmt man an, daß die Temperatur der in der Feuerung sich entwickelnden Gase 1500° betrage, so entführen die mit

300° in den Schornstein entweichenden Gase von der ganzen in Anwendung gebrachten Wärme etwa $\frac{300}{1500}$ oder 20 Proc. Würde man durch einen Vorwärmer oder sogenannten Economiser diese Temperatur auf 200° C. herabziehen, wodurch der Zug nur unwesentlich beeinträchtigt würde (2,2 Proc.), so würde der Verlust $6\frac{2}{3}$ Proc. von der ganzen zur Anwendung kommenden Wärme weniger betragen. Würde in dem Dampfkessel beispielsweise aus Speisewasser von der gewöhnlichen Temperatur $t = 12^\circ$ Dampf von 5 Atmosphären Spannung erzeugt, dessen Gesamtwärme nach §. 235 $\lambda = 653$ W.-E. beträgt, so würde die durch den Vorwärmer erzielte Ersparniß für jedes Kilogramm des erzeugten Dampfes eine Wärmemenge $0,066 (653 - 12) = 43$ W.-E. betragen, so daß das Wasser dadurch von 12° auf 55° oder bei einer Condensationsmaschine von etwa 35° auf 78° vorgewärmt werden könnte.

Was die einzelnen Widerstände der Luft anbetrifft, so ist die Reibung im Schornstein der bei weitem kleinste, wogegen der Widerstand in den Heizcanälen wegen der wiederholt vorkommenden Krümmungen der größte ist. Der Widerstand der Luft beim Durchgange durch den Kofst hat im Allgemeinen einen zwischen jenen beiden liegenden Werth, natürlich ist derselbe für denselben Kofst sehr veränderlich und unmittelbar nach der Beschickung mit Brennmaterial am größten. Der Widerstand ξ_z für die Heizcanäle hängt ferner sehr von der Art derselben ab und läßt sich im Allgemeinen nur schätzungsweise annehmen. Nach Pécelet kann man für gewöhnlich eingemauerte Kessel, deren Heizcanäle etwa acht rechtwinkelige Umbiegungen haben, den Widerstand für diese Züge und den Kofst

$$\xi_z + \xi_r = 30$$

annehmen, wovon der Widerstand des Kofstes etwa durch 8 dargestellt ist. Für die Reibung im Schornsteine soll man nach derselben Quelle den Coefficienten $\xi_s = 0,049$, also rund $\frac{1}{20}$ annehmen, so daß die durch die Reibung verloren gehende Höhe durch $\frac{1}{20} \frac{h}{d} \frac{v^2}{2g}$ ausgedrückt ist.

Mit Hülfe dieser Zahlenwerthe läßt sich für einen bestimmt vorliegenden Fall, d. h. für eine gegebene pr. Secunde zu verbrennende Brennmaterialmenge der Querschnitt S des Schornsteins ermitteln, welcher nach der vorstehenden Theorie mindestens erforderlich ist, um die zur Verbrennung nöthige Luft Q anzuziehen, sobald man die Schornsteinhöhe h festgestellt hat und hinsichtlich der Temperatur t der abziehenden Gase eine gewisse Annahme macht. Die Luftmenge V bestimmt sich hierbei nach §. 253 aus der Menge des auf dem Kofste zu verbrennenden Brennstoffes.

Die Rechnung giebt aber in der Regel kleinere Werthe für S , als sie erfahrungsmäßig angenommen werden müssen, so daß es angezeigt erscheint, die absolute Größe von S mit Rücksicht auf die Erfahrung festzustellen und sie von der Größe der Koflfläche abhängig zu machen. Hierüber wird in §. 264 ein Näheres angegeben werden.

Den Feuerzügen pflegt man meistens denselben Querschnitt S wie der Schornsteinmündung zu geben. Da jedoch das Gasgemenge wegen der höhern Temperatur in der Nähe der Feuerung ein entsprechend größeres Volumen hat als im Schornsteine, so findet man auch die Regel, den Querschnitt der Feuerzüge unmittelbar hinter dem Rofte größer, etwa gleich $1,5 S$ zu machen, und diesen Querschnitt bis zum Fuchse hin allmählig bis auf S abnehmen zu lassen.

In den Heizcanälen sind natürlich scharfe Krümmungen nach Möglichkeit zu vermeiden und insbesondere ist der Einmündung des Rauchcanals in den Schornstein eine gerundete nach oben ansteigende Form zu geben, damit der Rauch sich nicht an der gegenüberliegenden Schornsteinwand stoße. Wenn in einen Schornstein mehrere Rauchcanäle von verschiedenen Feuerungen münden, so hat man die Querschnittsdimensionen des Schornsteins für die Summe der Luftmengen aller Feuerungen zu bemessen und dafür zu sorgen, daß die verschiedenen Luftströme im Schornsteine nicht direct gegen einander stoßen, da die Erfahrung lehrt, daß der stärkere Strom den Austritt des schwächern wesentlich behindert und unter Umständen ganz aufhebt. Wenn daher zwei oder mehrere Rauchcanäle in derselben Höhe in einen Schornstein münden, so hat man durch eingesezte Scheider, d. h. verticale Wände von geringer Höhe, zu bewirken, daß die Rauchgase der einzelnen Canäle sich erst mit einander vereinigen, nachdem sie schon die verticale Richtung angenommen haben.

Wie schon bemerkt worden, wird bei Locomotiven und Locomobilen, bei denen man dem Schornsteine nur eine geringe Höhe geben kann, die Zugbeförderung durch den ausblasenden Dampf der Maschine bewirkt, in welcher Beziehung auf das in Thl. III, 2, über das Blasrohr Gesagte verwiesen werden muß. Man hat auch wohl die Beförderung des Zuges durch Dampfstrahlgebläse (s. Thl. III, 2) erreicht, welche, neben der Feuerung aufgestellt, die durch einen austretenden Dampfstrahl fortgerissene Luft unter den Rofst pressen, doch sind diese Anordnungen nur selten für Dampfessel, häufiger für Flammöfen in Anwendung gebracht worden. Auf den Dampfschiffen, auf welchen die Schornsteine ebenfalls nur mäßige Höhen erhalten können und abblasender Dampf wegen der vorhandenen Condensationsvorrichtungen nicht zur Verfügung steht, erzeugt man den genügenden Zug durch die bekannten verticalen, drehbar aufgestellten Saugröhren mit muschel-

förmig erweiterten Auffangeöffnungen, welche dem Winde entgegen gerichtet werden.

Beispiel. Welche Weite wäre nach der vorstehenden Theorie einer Esse zu geben, welche bei 25 m Höhe den Rauch eines Feuerherdes abzuführen hat, auf dem stündlich 100 kg Sinterkohlen verbrannt werden?

Nimmt man nach §. 253 die für 1 kg Kohle erforderliche Luftmenge von gewöhnlicher Temperatur $t_0 = 12^\circ \text{C}$. zu 14 cbm an, so hat man pr. Secunde $V = \frac{100 \cdot 14}{60 \cdot 60} = 0,389$ cbm Luft in den Kofst einzuführen. Setzt man ferner eine Temperatur im Schornsteine $t = 300^\circ$, also $T = 573^\circ$, voraus und nimmt, wie oben angegeben, $\zeta_z + \zeta_r = 30$ und $\zeta_s = \frac{1}{20} = 0,05$ mit $T_0 = 273 + 12 = 285$ an, so bestimmt sich der Querschnitt S der Schornsteinmündung durch die Gleichung:

$$V = 0,389 = S \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 25}{30 + 0,05 \frac{h}{d}} \frac{573 - 285}{573^2}} 285.$$

Nimmt man zunächst für $\frac{h}{d}$ unter dem Wurzelzeichen den Werth von etwa 40, also $0,05 \frac{h}{d} = 2$ an, so geht obiger Ausdruck über in:

$$0,389 = S \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 25}{32} \frac{288 \cdot 285}{573^2}} = 1,957 S,$$

woraus $S = \frac{0,389}{1,957} = 0,1988$ qm = rot. 0,2 qm entsprechend einem Durchmesser der kreisförmigen Oeffnung $d = 0,505$ m folgt.

In Wirklichkeit wird man einem Schornsteine wie dem vorstehend berechneten meist größere Querschnittsdimensionen geben. So würde derselbe nach den Angaben v. Reich's (s. §. 264) etwa eine Oeffnung $S = 0,25$ bis $0,30$ qm entsprechend einem Durchmesser $d = 0,56$ bis $0,62$ m zu erhalten haben.

§. 263. **Schornsteine.** Die Schornsteine werden fast ganz allgemein in Ziegelmauerwerk ausgeführt und nur in einzelnen Fällen stellt man sie aus Eisenblech her, wenn der Gebrauch nur ein vorübergehender ist, oder wenn die ungenügende Widerstandsfähigkeit des Baugrundes der Ausführung eines gemauerten Schornsteins im Wege steht. Als Querschnittsform wählt man für alle größeren Schornsteine den Kreis, da hierbei einerseits der aufsteigende Rauch der verhältnißmäßig geringsten Reibung ausgesetzt ist und andererseits der Winddruck gegen die abgerundete Außenfläche, welcher ein Umstürzen des Schornsteins anstrebt, ebenfalls kleiner ist als der gegen ebene Flächen. Da die runde Form indessen die Herstellung von Formsteinen erfordert, so giebt man auch vielfach den Schornsteinen einen geradlinig begrenzten Querschnitt, welcher die Verwendung gewöhnlicher Mauerziegel

gestattet, und zwar wird das Quadrat meistens nur für die kleineren, das regelmäßige Achteck dagegen vielfach für die Schornsteine von mittlerer Höhe angewandt. Der Sockel der Schornsteine bis zur Höhe von einigen Metern wird jedoch immer viereckig gemacht.

Die Weite der Schornsteine pflegt man entweder überall gleich groß zu wählen, welche Construction den geringsten Materialaufwand ermöglicht, oder man vergrößert sie nach unten hin aus Rücksichten der Stabilität, was besonders bei den höchsten Schornsteinen erforderlich ist. Schornsteine nach oben hin zu erweitern ist zwar vorgeschlagen worden, wird aber meistens nicht befolgt, da hiermit die Kosten vergrößert werden und die Stabilität vermindert wird. Auch scheint eine Erweiterung nach oben hin den Zug zu schwächen, indem von oben an dem Umfange der weitem Mündung kalte Luft von außen niedersinkt und die Zugkraft beeinträchtigt, ein Vorgang, welcher überhaupt bei Schornsteinen beobachtet wird, die eine unverhältnißmäßig große Weite haben.

Die Wandstärke der Schornsteine ist natürlich oben an der Mündung am kleinsten und schwankt nur innerhalb geringer Grenzen von etwa 0,12 und 0,25 m (entsprechend einer halben beziehungsweise ganzen Steinlänge), und zwar wählt man diese Wandstärke um so größer, je weiter der Schornstein ist. Man kann daher für die engsten Schornsteine von etwa 0,5 m Weite und darunter die obere Wandstärke $e = 0,12$ m und für die weiteren Schornsteine bis zu 2 m Durchmesser eine Wandstärke von $e = 0,25$ m annehmen. Nach unten hin muß die Wandstärke immer zunehmen, und zwar pflegt man die Verstärkung nicht stetig, sondern mit Rücksicht auf die Herstellung in gewissen Absätzen vorzunehmen, wie aus der Zeichnung des achteckigen Schornsteins der Fig. 494 (a. f. S.) ersichtlich ist. Man giebt hierbei den Außenflächen eine solche Böschung, wie sie erforderlich ist, um den lichten Querschnitt entweder in der ganzen Höhe gleich groß oder nach unten in dem gewünschten Verhältnisse größer zu erhalten. Diese Böschung der gewöhnlichen Schornsteine schwankt hiernach etwa zwischen 0,01 und 0,025, nur sehr schlanke Schornsteine von mäßiger Höhe haben zuweilen eine Böschung unter 0,01. In Betreff der Verstärkung der Wand nach unten hin giebt v. Neiche die Regel, dieselbe solle bei Absätzen

von 6 bis 12 m je 0,125 m

oder

von 3 bis 6 m je 0,065 m

betragen.

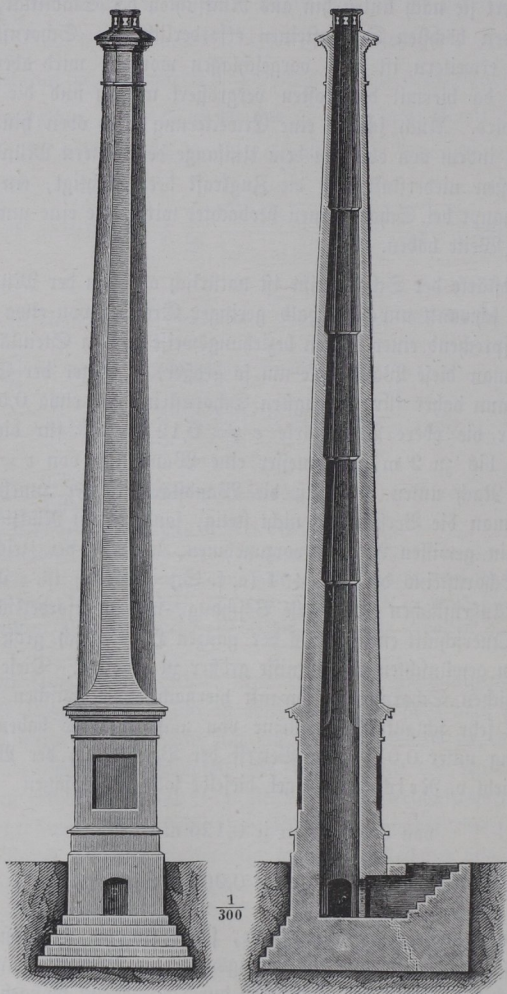
Für diese Zunahme der Wandstärke, sowie für die Vergrößerung des Durchmessers nach unten hin sind vorzugsweise die Rücksichten auf eine genügende Sicherheit gegen das Umstürzen durch Winddruck maßgebend.

Die Größe des Winddrucks ist nach §. 190 für jeden Quadratmeter einer ebenen zur Windrichtung senkrechten Fläche zu

$$p = 3 \frac{c^2}{2g} \gamma$$

anzunehmen, wenn c die Windgeschwindigkeit und γ das Gewicht von 1 cbm

Fig. 494.



Luft bedeutet. Nimmt man die größte Geschwindigkeit eines orkanartigen Sturmes zu etwa 35 m und $\gamma = 1,3$ kg an, so erhält man für den größten Winddruck den Werth:

$$p = 3 \frac{35^2}{2 \cdot 9,81} 1,3 = 243 \text{ kg,}$$

wofür in runder Zahl 250 kg gesetzt werden möge. Rankine giebt für Glasgow den größten Winddruck zu 269 kg an, v. Reiche empfiehlt, für die Construction einen Winddruck von 300 kg anzunehmen.

Dieser Druck gegen eine ebene, zur Windrichtung senkrechte Fläche ist für viereckige Schornsteine in Rechnung zu stellen. Bei sechs- und achteckigen, sowie runden Schornsteinen ist die zur Windrichtung senkrechte Projection der Schornsteinfläche als gedrückt anzusehen, und zwar kann man den Druck pr. Quadratmeter dieser Projection zu αp und zwar zu:

$$\begin{aligned} 0,75 p & \text{ für sechsseitige,} \\ 0,65 p & \text{ für achteitige,} \\ 0,5 p & \text{ für runde Schornsteine} \end{aligned}$$

annehmen. Wird nun für einen Schornstein von der Höhe h mit D der äußere Durchmesser oben und D_1 derselben unten bezeichnet, so ist die gedrückte Fläche ein Trapez von dem Inhalte:

$$F = \frac{D + D_1}{2} h,$$

und also der Winddruck:

$$P = F \alpha p = \frac{D + D_1}{2} h \alpha p.$$

Den Angriffspunkt für diese Kraft hat man in der Höhe des Schwerpunktes der Fläche F anzunehmen, welche Höhe nach Thl. I für das Trapez zu:

$$l = \frac{h}{3} \frac{D_1 + 2D}{D + D_1}$$

folgt. Diese Höhe ist wegen der nur wenig verzüngten Form in der Regel nicht wesentlich von $\frac{h}{2}$ verschieden.

Das auf Umsturz wirkende Moment hat daher den Werth:

$$M = P l = \frac{D_1 + 2D}{6} \alpha p h^2.$$

Diesem Momente muß der Schornstein vermöge seiner Stabilität widerstehen, da man den Schornstein nicht wie einen homogenen Stab betrachten kann, welcher durch seine relative Festigkeit dem Abbrechen Widerstand leistet.

Hierzu würde nämlich erforderlich sein, daß der Mörtel an der dem Winde zugekehrten Seite Zugspannungen aufnehmen könne, worauf im Allgemeinen nicht, oder doch nur in sehr geringem Grade zu rechnen ist. Bezeichnet man daher mit $G = V\gamma_1$ das Gewicht des Schornsteins vom Volumen V und

dem specifischen Gewichte γ_1 des Mauerwerks, und setzte man $M = G \frac{D_1}{2}$,

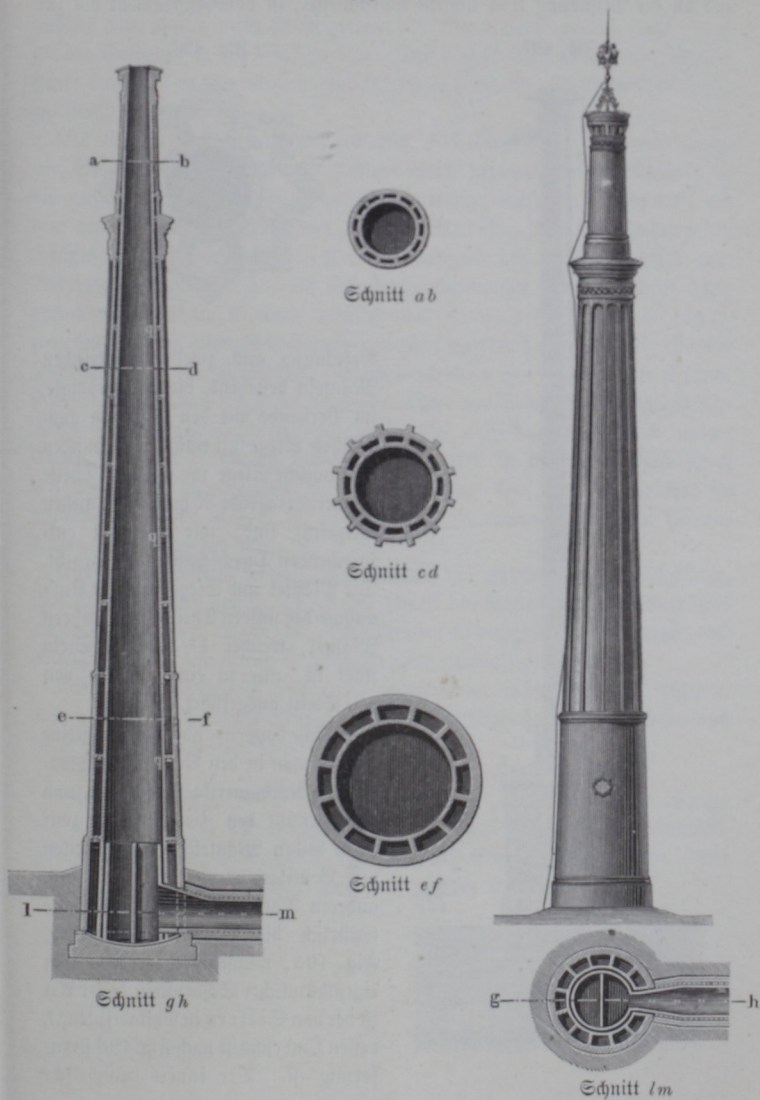
so würde die resultirende Kraft aus dem Gewichte G und dem Winddrucke P nach dem in Thl. II, 1, über die Stützlinie von Futtermauern Gesagten die Grundfläche des Schornsteins gerade in deren äußerster Kante treffen. Es lassen sich gegen die Zulässigkeit dieser Annahme dieselben Bemerkungen anführen, welche in Bezug auf Futtermauern gemacht wurden. Es würde nämlich unter dieser Voraussetzung der resultirende Druck in der besagten Kante so groß werden, daß daselbst das Mauerwerk zerdrückt werden müßte, und es würden an der entgegengesetzten Kante Zugspannungen auftreten, welchen der Mörtel nicht widerstehen kann. Man wird daher, wie auch bei Futtermauern üblich, den Hebelsarm für das Stabilitätsmoment kleiner als $\frac{D_1}{2}$ anzunehmen haben, d. h. man hat die Abmessungen so anzuordnen, daß

die Stützlinie die Grundfläche in einer entsprechenden Entfernung von der äußern Kante trifft. Es wird sich empfehlen, die Stärken so zu bestimmen, daß in der Grundfläche an der dem Winde zugekehrten Seite die Druckspannung s_d , welche durch das Eigengewicht des Schornsteins erzeugt wird, gerade aufgehoben wird durch die daselbst durch das Moment des Winddruckes hervorgerufene Zugspannung s_z , so daß an dieser Stelle die resultirende Spannung gleich Null wird. Es muß in dieser Beziehung auf das in Thl. II, 1, über Futtermauern Gesagte verwiesen werden, und man kann ganz in derselben Weise wie dort auch die Stützlinie für den Schornstein entwerfen, indem man denselben von oben nach unten in eine größere Anzahl von Stücken getheilt denkt, für welche man einzeln die Gewichte und Windkräfte ermittelt, um dieselben in bekannter Weise zu einem Polygon zusammenzusetzen, durch dessen Endpunkte die Stützlinie zu zeichnen ist.

Die oben gestellte Bedingung, in dem Schornsteine nirgends Zugspannungen auftreten zu lassen, führt allerdings in vielen Fällen zu größeren Mauerstärken, als sie in der Wirklichkeit meistens gefunden werden und hieraus erklärt es sich, warum das Umstürzen von Fabrikschornsteinen beim Auftreten besonders heftiger Stürme nicht zu den Seltenheiten gehört.

Um mit möglichst geringem Materialaufwande doch hinreichend sichere hohe Schornsteine auszuführen, hat man dieselben vielfach doppelwandig nach Art der Fig. 495 gebaut, welche einen Schornstein darstellt, wie sie für die bekannten Hoffmann'schen Ringöfen in Hunderten von Exemplaren

Fig. 495.



ausgeführt worden sind. Der 47,1 m hohe Schornstein, von unten 1 m und an der Mündung 3 m lichtigem Durchmesser, ist vom Fundament bis zur

Fig. 497.

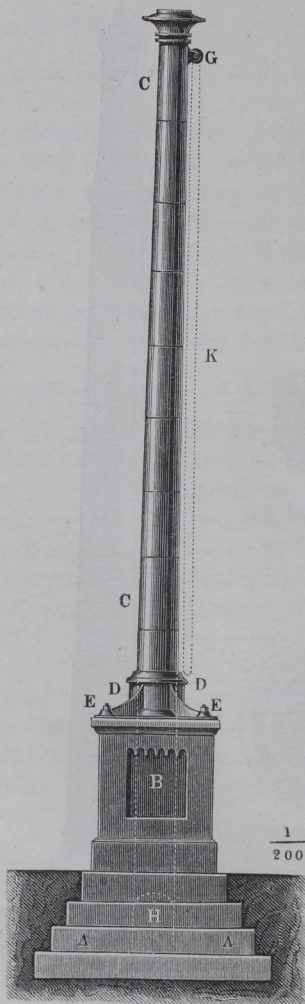
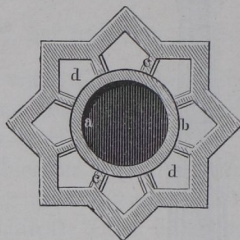


Fig. 496.



Bekrönung aus zwei concentrischen Mänteln bestehend, die durch radiale, im Verbande mit den Mänteln ausgeführte Stege mit einander verbunden sind, welche Stege im mittlern Theile als hervorragende Rippen nach außen fortgesetzt sind, wie aus den entsprechenden Durchschnitten hervorgeht. Die Mäntel und Stege sind mit Ausnahme des untern Theiles vom äußern Mantel, welcher $1\frac{1}{2}$ und 1 Stein stark ist, nur in einer Stärke von $\frac{1}{2}$ Stein ausgeführt.

Solche doppelwandige Schornsteine wendet man in den Vereinigten Staaten von Nordamerika vielfach an, und man benutzt den Zwischenraum zwischen beiden Mänteln oft zu Zwecken der Ventilation von Arbeits- und anderen Räumen, in welchem Falle natürlich die Querverbindungen *g*, Fig. 495, weggelassen werden. Ein eigenthümlicher Schornstein dieser Art ist der von Sellers in Philadelphia*), dessen Querschnitt nach Fig. 496 sternförmig ist. Der innere cylindrische

*) Siehe Radinger, Die Dampfkessel etc., Bericht über die Ausstellung 1873.

Mantel *a* ist bei einer Schornsteinhöhe von 35 m nur 0,12 m im Mauerwerk stark und äußerlich von einem dünnwandigen Blechrohr *b* umgeben, welches von außen durch die Rippen *c* des Mauerwerks gestützt wird, ohne an der Ausdehnung behindert zu sein. Der äußere Mantel hat eine Mauerstärke von 0,23 m, die Rippen sind 0,115 m stark; die acht Schlotte *d* dienen zu Ventilationszwecken.

Ein eiserner Schornstein ist durch Fig. 497 dargestellt. Das aus einzelnen Schüssen von 4 bis 6 mm starkem Blech zusammengesetzte Rohr ist in die gußeiserne Grundplatte *D* eingesetzt, welche durch Ankerbolzen *E* mit dem gemauerten Fundamentsockel *AB* verankert ist. Die Einmündung des Fuchses in den Sockel ist bei *B* angeordnet und bei *H* eine Puzthür zum Reinigen vorhanden. Die am Essenkopfe angebrachte Rolle *G* dient dazu, mittelst der Kette *K* einen Arbeiter zum Zwecke des Anstreichens emporzuziehen. Hohen, eisernen Schornsteinen giebt man die genügende Widerstandsfähigkeit gegen den Winddruck vielfach durch drei oder vier eiserne Spannstrangen, welche von einem in geeigneter Höhe am Schornsteine angebrachten Ringe in schräger Richtung nach unten hin ausgehen, und deren untere Enden mit dem Fußboden verankert sind. Die in diesen Strangen durch den Winddruck hervorgerufenen Zugspannungen sind in ähnlicher Art zu ermitteln, wie dies in Thl. II, 1, hinsichtlich der Spannstrangen der Perrondächer, gezeigt worden ist.

Eiserne Schornsteine werden, wie erwähnt, nur ausnahmsweise ausgeführt, ihre Dauer ist nur gering, da sie sehr schnell durchrosten und besonders stark angegriffen werden, wenn die entweichenden Rauchgase saure Dämpfe enthalten, wie dies namentlich bei Holzfeuerung (Holzessig) vorkommt.

Ueber die Verhältnisse gemauerter Schornsteine möge noch die folgende, aus v. Reiche's Werke über Dampfessel entnommene Zusammenstellung (a. f. S.) angeführt werden.

Die in der letzten Reihe unter *p* enthaltenen Zahlen geben die Werthe des Winddrucks pr. Quadratmeter an, welche sich aus dem Stabilitätsmomente ermitteln, wobei zu bemerken ist, daß Schornsteine nach den Dortmunder Verhältnissen mehrfach umgeweht worden sind.

Verhältnisse einiger Dampfschornsteine.

Ort	Höhe	Lichte Weite		Wandstärke		p
		oben	unten	oben	unten	
	m	m	m	m	m	
Port Dundas, Glasgow . . .	138	3,1	6,44	0,35	1,58	613
St. Kolloy, Glasgow . . .	132,7	3,34	10,42	0,35	0,79	470
Bolton	112	1,44	8,06	0,25	1,22	641
Barmen	103,9	2,5	2,5	0,392	1,308	372
Bochum	103,57	2,9	5,02	0,39	2,04	959
West-Cumberland	75,59	3,9	6,54	0,34	0,56	500
Dortmund	25,11	0,94	0,94	0,13	0,28	107

§. 264. Verhältnisse der Kessel. Für die Größe, d. h. die Leistungsfähigkeit eines Dampfkessels, ist die Dampfmenge maßgebend, welche derselbe in einer gewissen Zeit aus Wasser von bestimmter Temperatur zu erzeugen vermag. Ist diese Dampfmenge bestimmt, worüber im folgenden Capitel, in welchem die Dampfmaschinen näher besprochen werden, gehandelt werden wird, so kann hieraus nach den Angaben des vorhergegangenen Capitel's die Wärmemenge ermittelt werden, welche zur Erzeugung dieses Dampfes angewendet werden muß, und man kann daraus nach den Angaben über die von den Brennmaterien nutzbar zu machenden Wärmemengen (§. 252) einen weitem Schluß auf die in bestimmter Zeit zu verbrauchende Brennmaterialmenge ziehen. Damit diese letztere auf dem Koste auch wirklich verbrannt werden könne, ist eine bestimmte Größe der Kostfläche erforderlich, welche so bemessen sein muß, daß die zur Verbrennung erforderliche Luftmenge (s. §. 253) bei der durch den Schornstein erzeugten Geschwindigkeit (§. 262) durch die Zwischenräume zwischen den Koststäben eintreten kann. Die Größe des durch diese Zwischenräume dargebotenen Querschnitts R_f nennt man die freie im Gegensatz zur ganzen oder totalen Kostfläche R_t . Das Verhältniß der freien zur totalen Kostfläche richtet sich nach den Abmessungen der Koststäbe, wie solche durch die Eigenthümlichkeiten des Brennmaterials bedingt werden und schwankt im Allgemeinen bei den üblichen Feuerungsanlagen zwischen $\frac{R_f}{R_t} = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ für Steinkohlen und Coaks, $\frac{R_f}{R_t} = \frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{5}$ für Torf, Holz und Braunkohlen.

Es ist aber außer einer bestimmten Größe der Kesselfläche R auch erforderlich, daß die in der Feuerung sich entwickelnden Gase mit einer hinlänglich großen Kesseloberfläche in Berührung kommen, um Gelegenheit zu haben, ihre Wärme an den Kessel abzugeben, d. h. es ist auch für eine zu erzielende Verdampfung eine bestimmte vom Feuer berührte Heizfläche des Kessels mindestens erforderlich. Es ist von vornherein klar, daß eine bestimmte Kesselheizfläche sehr verschiedene Wärmemengen aufzunehmen, daher auch sehr verschiedene Dampfmengen zu erzeugen vermag, je nachdem sie mit Verbrennungsproducten von einer höhern oder niedern Temperatur in Berührung kommt. Demgemäß werden die direct über der Feuerung gelegenen Theile der Kesselwandung für jeden Quadratmeter sehr viel mehr Dampf zu liefern vermögen als die entfernteren Theile, welche von den Verbrennungsproducten erst erreicht werden, nachdem dieselben bereits beträchtlich abgekühlt worden sind. In dieser Hinsicht machte man wohl früher eine Unterscheidung zwischen der directen und indirecten Heizfläche, indem man unter der erstern die in der Nähe der Feuerung befindliche Heizfläche verstand, welche vorzugsweise die strahlende Wärme des Feuers empfängt, während an die indirecte Heizfläche die Wärme der Feuergase hauptsächlich durch Leitung abgesetzt wird. Selbstverständlich ist die Wirksamkeit der directen Heizfläche viel größer als die der indirecten, und man schätzt die erstere wohl zuweilen auf das Vier- bis Fünffache der letztern. Diese Annahmen sind aber ebenso unsicher wie diejenigen, welche man über die verhältnißmäßigen Größen der directen und indirecten Heizfläche bei verschiedenen Kesseln machen kann, für welche ein scharfer Unterschied überhaupt nicht anzugeben ist. Man nahm in dieser Hinsicht vormals wohl an, daß die directe Heizfläche bei guten Kesseln $\frac{1}{11}$, bei Cornwall'schen Kesseln $\frac{1}{25}$ und bei Schiffskesseln $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{9}$ der ganzen Heizfläche betragen möge, doch ist man neuerdings fast ganz davon zurückgekommen, einen solchen Unterschied überhaupt noch festzuhalten. Man spricht daher in der Regel nur von der durchschnittlichen Leistungsfähigkeit der Heizfläche einer Kesselanlage, indem man als Maß dafür die Wassermenge in Kilogrammen versteht, welche jeder Quadratmeter stündlich in Dampf zu verwandeln vermag. Daß dieser durchschnittliche Betrag, welcher in gewissem Sinne als der Werth der betreffenden Heizfläche aufgefaßt werden kann, sehr verschieden für verschiedene Kesselanlagen ausfällt, ist ersichtlich, und es schwankt denn auch diese Größe bei den gewöhnlichen Anlagen etwa zwischen 10 und 30 kg. Nach d'Arcet kann im allergünstigsten Falle eine dünne Blechwand von 1 qm Größe, welche in ihrer ganzen Ausdehnung der directen Flamme ausgesetzt ist, stündlich 65 bis 70 kg Wasser verdampfen. Es ist aber ohne Weiteres klar, daß mit einer großen Verdampfungsfähigkeit einer Heizfläche eine vortheilhafte Benutzung der erzeugten

Wärme unvereinbar ist, indem die von dem Kessel abziehenden Rauchgase um so mehr Wärme entführen, je höher die Temperatur ist, mit welcher sie den Kessel verlassen. So ergab sich z. B., daß bei den betreffenden Versuchen von d'Arcet bei der größten Leistungsfähigkeit der Heizfläche von 65 bis 70 kg mit 1 kg Steinkohle nur 1 kg Wasser verdampft wurde; ein sehr unvortheilhaftes Resultat gegenüber dem mit gewöhnlichen Kesseln erreichbaren, bei welchen man mit der Steinkohle das Sechsz- bis Neunfache ihres Gewichts Wasser von gewöhnlicher Temperatur verdampft. Mit Rücksicht auf eine sparsame Verwendung des Brennmaterials richtet man daher die Dampfkessel keineswegs für eine möglichst große Verdampfungsfähigkeit der Heizfläche, sondern so ein, daß die Verbrennungsproducte möglichst weit abgekühlt werden, d. h. man giebt den Kesseln thunlichst große Heizflächen, und zwar macht man diese Flächen verhältnißmäßig um so größer, je höher der Preis des Brennmaterials ist.

Es muß bemerkt werden, daß auch für einen und denselben Dampfkessel die Wirkungsfähigkeit der Heizfläche verschieden ausfällt, je nachdem die Befuerung mehr oder minder lebhaft vorgenommen wird. Es ist bei vielen Dampfkesseln das erforderte Dampfquantum zu verschiedenen Zeiten verschieden groß, je nach dem Arbeitsbetrage, welchen die Dampfmaschinen jeweilig zu leisten haben, und daher kommt es nicht selten vor, daß eine ausnahmsweise große Dampferzeugung zeitweise durch lebhafteres Befuern des Kessels erzielt wird, d. h. daß der Kessel stark angestrengt, forcirt wird. In diesem Falle nimmt also die auf jedem Quadratmeter Kesselfläche stündlich zur Verbrennung gelangende Brennstoffmenge einen höhern Werth an, und die reichlicher erzeugten Verbrennungsproducte entweichen, da sie nun weniger Gelegenheit zur Abgabe ihrer Wärme an den Kessel finden, mit höherer Temperatur nach dem Schornsteine. Die durch jedes Kilogramm Brennstoff verdampfte Wassermenge ist daher kleiner, d. h. der Wirkungsgrad eines Kessels muß beim Forciren desselben abnehmen. Ueber die Verhältnisse, welche für mehr oder minder stark angestrengte Kessel gelten, giebt am besten die folgende, dem v. Reiche'schen Werke über Dampfkessel entnommene Tabelle Aufschluß, in welcher die Kessel, je nachdem sie mehr oder minder lebhaft befeuert oder angestrengt werden, in vier verschiedene Classen gesondert erscheinen. Diese Tabelle ergiebt, entsprechend dem Vorbemerkten, daß die nutzbar gemachte Wärme um so kleiner ausfällt, je mehr der Kessel angestrengt wird, d. h. je geringer die verhältnißmäßige Heizfläche angenommen wird.

Was überhaupt den Wirkungsgrad des Kessels anbetrifft, so ist schon früher bemerkt, daß ein großer Theil der aus dem Brennmaterial entwickelten Wärme durch die aus dem Schornsteine entweichenden Verbrennungsproducte entführt wird, und daß beispielsweise dieser Verlust zu etwa

$$\frac{300}{1500} = 0,20$$

also zu 20 Proc. ausfällt, wenn diese Producte mit 300° C. entweichen und die Temperatur der Feuerung 1500° beträgt. Hierbei ist vorausgesetzt, daß eine vollständige Verbrennung auf dem Roste stattfindet und weder Kohlentheilchen als Ruß, noch unverbranntes Kohlenoxydgas durch den Schornstein entweichen. Da dies in aller Strenge niemals erreicht werden kann und besonders unmittelbar nach der Beschickung des Rostes in der Regel nicht erreicht wird, und da außerdem beträchtliche Wärmemengen von dem Kesselgemäuer, Aschenfall u. s. w. durch Leitung und Strahlung verloren gehen, so ist es erklärlich, warum der eigentliche Wirkungsgrad der Dampfkesselfeuerungen in der Regel den Werth von $\frac{2}{3}$ nicht übersteigt und oftmals darunter bleibt. Es muß daher die in der nachstehenden Tabelle für stark geschonte Kessel angegebene Verdampfung von 9 kg Wasser mit 1 kg Steinkohle als eine vorzügliche Leistung angesehen werden, welche auch nur erreichbar sein dürfte, wenn das dem Kessel zugeführte Speisewasser einer entsprechenden Vorwärmung durch die Rauchgase oder den gebrauchten Dampf der Dampfmaschinen unterworfen wird.

Verhältnisse für Dampfkessel.

Art des Betriebes	Pro Stunde			Verhältniß $\frac{\text{Heizfläche}}{\text{Rostfläche}}$	1 kg Kohle erzeugt Dampf
	1 qm Heizfläche		1 qm Rostfläche		
	erzeugt Dampf	verbraucht Kohle	verbrennt Kohle		
Stark geschont . . .	10	1,11	40—60	36—54	9
Mäßig geschont . . .	16,66	2,08	60—80	29—38	8
Mäßig angestrengt . . .	23,33	3,33	80—100	24—30	7
Stark angestrengt . . .	30	5,0	100	20	6
Stark geschont . . .	10	3,33	100	33	3,33
Mäßig geschont . . .	16,66	5,55	100—200	18—36	3,0
Mäßig angestrengt . . .	23,33	8,75	200—300	11—34	2,66
Stark angestrengt . . .	30	12,85	300—450	15—35	2,33
Locomobile	40	5	230	46	8
Locomotive	30	6	192	32	5

Ueber den Einfluß, welchen eine Vergrößerung der Kesselheizfläche auf die Ausnutzung der Wärme und beziehungsweise auf die Abkühlung der Verbrennungsproducte ausübt, kann man sich durch Rechnung ein ungefähres Urtheil verschaffen,

wenn man über die verhältnißmäßige Wärmeabgabe seitens der Rauchgase an die Kesselwandung eine gewisse Annahme macht. Man nehme zu dem Zwecke etwa an, die übergehende Wärmemenge sei unter sonst gleichen Verhältnissen proportional mit der Temperaturdifferenz zwischen den Feuergasen und der Dampfesselwandung und betrage pr. Quadratmeter Heizfläche und für 1° C. Temperaturunterschied in jeder Stunde w Wärmeeinheiten. Ferner sei t_f die Temperatur der Gase in dem Feuerraume, t_s diejenige im Schornsteine, t_0 die der atmosphärischen Luft und t_k die mittlere Temperatur der Kesselwandung. Bezeichnet man nun allgemein mit z die Temperatur der Heizgase an irgend einer Stelle des Kessels, so geht daselbst durch das unendlich kleine Flächenelement ∂F der Heizfläche in der Stunde die Wärmemenge:

$$\partial W = \partial F \cdot w (z - t_k)$$

von den Gasen an den Kessel über. Hierdurch werden diese Gase eine Temperaturerniedrigung um die kleine Größe ∂z erfahren und man hat, unter G das Gewicht der in jeder Stunde vorbeiziehenden Gase und unter c deren spezifische Wärme verstanden, daher die Gleichung:

$$\partial W = \partial F w (z - t_k) = G c \partial z$$

oder

$$w \partial F = G c \frac{\partial z}{z - t_k}.$$

Hieraus erhält man durch Integration zwischen den Grenzen $z = t_f$ im Feuerraume und $z = t_s$ im Schornsteine:

$$w F = G c l n \frac{t_f - t_k}{t_s - t_k},$$

oder

$$w = \frac{G c}{F} l n \frac{t_f - t_k}{t_s - t_k} \dots \dots \dots (1)$$

Die Temperatur t_s im Schornsteine folgt hiernach aus:

$$e^{\frac{w F}{G c}} (t_s - t_k) = t_f - t_k$$

zu

$$t_s = t_k + \frac{t_f - t_k}{e^{\frac{w F}{G c}}} \dots \dots \dots (2)$$

Um diese Temperatur t_s zu berechnen, handelt es sich zunächst darum, die Größe w zu bestimmen. Man nehme zu dem Ende an, daß nach den vorstehenden Angaben erfahrungsmäßig 1 qm Heizfläche im Mittel stündlich 20 kg Dampf erzeugt, und setze die erfahrungsmäßig beobachtete Temperatur im Schornsteine $t_s = 300^{\circ}$ und etwa $t_f = 1400^{\circ}$ voraus. Wenn man die zur Verdampfung von 1 kg Wasser erforderliche Wärmemenge hierfür genau genug gleich 640 W.-G. setzt, so ist die durch 1 qm stündlich hindurchgegangene Wärme durch

$$20 \cdot 640 = 12800 \text{ W.-G.}$$

dargestellt. Da diese Wärme von den auf ein Quadratmeter entfallenden Ver-

brennungsproducten hergegeben wird, deren Gewicht G sein soll und deren Temperatur von t_f auf t_s ermäßigt wird, so hat man:

$$Gc(t_f - t_s) = 12\,800,$$

also:

$$Gc = \frac{12\,800}{t_f - t_s}.$$

Setzt man daher in den Ausdruck (1) diesen Werth von Gc , sowie $F = 1$, $t_f = 1400$ und $t_s = 300$ ein und nimmt die Temperatur des Kessels zu $t_k = 150^\circ$ an, so erhält man:

$$w = \frac{12\,800}{1400 - 300} \ln \frac{1400 - 150}{300 - 150} = 11,636 \ln \frac{1250}{150} = 24,672.$$

Setzt man diesen Werth für w in die Gleichung (2) ein, so kann man die Temperatur t_s berechnen, mit welcher die Rauchgase in den Schornstein treten und hiermit den durch dieselben veranlaßten Wärmeverlust ermitteln.

Nimmt man z. B. für jedes Kilogramm stündlich zu verbrennender Kohle eine Luftmenge von $G = 22$ kg an und nimmt für einen mäßig geheizten Kessel für je 1 kg Steinkohle 0,5 qm Heizfläche, so erhält man mit $t_f = 1400^\circ$ und $t_k = 150^\circ$ und $c = 0,24$ aus (2) die Schornsteintemperatur:

$$t_s = 150 + \frac{1250}{\frac{24,672 \cdot 0,5}{22 \cdot 0,24}} = 150 + 120,9 = 270,9^\circ \text{ C.}$$

Wollte man dagegen die Heizfläche nur halb so groß gleich 0,25 qm oder doppelt so groß gleich 1 qm für jedes Kilogramm stündlich zu verbrennender Kohle annehmen, so erhielte man die entsprechenden Schornsteintemperaturen zu:

$$t_s = 150 + \frac{1250}{\frac{24,672 \cdot 0,25}{22 \cdot 0,24}} = 538,7^\circ \text{ C.}$$

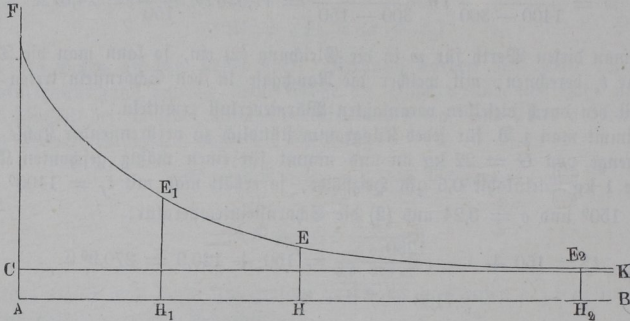
und

$$t_s = 150 + \frac{1250}{\frac{24,672 \cdot 1}{22 \cdot 0,24}} = 161,7^\circ \text{ C.}$$

Man kann sich von dem Einflusse, welchen eine Vergrößerung der Heizfläche auf die Ermäßigung der Schornsteintemperatur ausübt, ein anschauliches Bild durch das Diagramm, Fig. 498 (a. f. S.) machen, in welchem auf der horizontalen Axe AB die Größe der Heizfläche für je 1 kg zu verbrennender Kohle aufgetragen ist, während die Ordinate $AF = t_f$ die Temperatur der Feuerung und $AC = t_k$ diejenige des Kessels vorstellt. Trägt man die verschiedenen oben angenommenen Heizflächen $F = 0,5$ qm, $0,25$ qm und 1 qm als AH , AH_1 und AH_2 auf AB an und macht die zugehörigen Ordinaten den berechneten Temperaturen von t_s gleich, also $HE = 270,9^\circ$, $H_1E_1 = 538,7^\circ$, $H_2E_2 = 161,7^\circ$, so erhält man die Punkte E , E_1 , E_2 , welche in einer durch F gehenden Curve liegen. Dieselbe muß sich an die der Kesseltemperatur zugehörige Gerade CK asymptotisch anschließen, denn die Gleichung (2) läßt erkennen, daß erst für einen unendlich großen Werth von F die Temperatur der abziehenden Gase bis auf

diejenige t_k des Kessels erniedrigt wird, wie es auch von vornherein ersichtlich ist. Man erkennt aus dem Verlaufe der Curve FE , daß es nicht gerathen ist, die Heizfläche übermäßig groß anzunehmen, indem von einer gewissen Temperatur t_s an die durch eine weitere Vergrößerung der Heizfläche zu erzielende Ersparniß zu gering ausfällt, um die vermehrten Kosten eines größern Kessels aufzuwenden. Es erscheint daher praktisch gerechtfertigt, durch die Kesselheizfläche die Rauchgase nicht weiter als etwa auf 300° abzukühlen und eine noch weiter gehende Wärmeentziehung, so weit solche überhaupt thunlich ist, ohne den Zug wesentlich zu beeinträchtigen, durch Vorwärmung des Kesselpeisewassers vorzunehmen.

Fig. 498.



Beispiel. Für einen Dampfkessel, welcher in jeder Stunde 600 kg Dampf erzeugen soll, sind die Verhältnisse so zu bestimmen, daß diese Leistung bei mäßiger Anstrengung des Kessels erreicht wird.

Nach der vorstehend angegebenen Tabelle kann man im vorliegenden Falle auf einen Verbrauch $\frac{600}{7} = 85,7$ kg Steinkohlen rechnen, für welche eine Kesselfläche von 1 qm angemessen ist, wie solche etwa durch einen Kof von 1,25 m Länge und 0,8 m Breite erzielt wird. Die Größe der feuerberührten Fläche ist passend zu $\frac{600}{23,33} = 25,7$ qm anzunehmen. Ordnet man etwa einen Kessel mit zwei Flammröhren an, deren Querschnitt zusammen gleich $\frac{1}{4}$ der ganzen Kesselfläche, also 0,25 qm ist, so erhält man den Durchmesser für jedes Flammrohr zu $d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot 0,125} = 0,40$ m. Der Umfang jedes Flammrohres ist daher $d\pi = 1,257$ m. Nimmt man den Durchmesser des Kesselmantels zu 1,5 m an und stellt von dessen Fläche passend die Hälfte als feuerberührt in Rechnung, so ergibt sich die nöthige Länge l des Kessels aus:

$$25,7 = l\pi \left(\frac{1,5}{2} + 2 \cdot 0,4 \right) = l \cdot 4,87,$$

311

$$l = \frac{25,7}{4,87} = 5,28 \text{ m.}$$

Wollte man dem Kessel nur ein Flammrohr geben, dessen Querschnitt 0,25 qm und dessen Durchmesser daher $d = 0,565$ m wäre, so würde die erforderliche Länge l aus:

$$25,7 = l \cdot \pi (0,75 + 0,565) = l \cdot 4,13$$

zu

$$l = \frac{25,7}{4,13} = 6,22 \text{ m}$$

folgen.

Wandstärke der Kessel. Für die Stärke δ der Wandung, welche §. 265. einer cylindrischen Röhre vom Halbmesser r gegeben werden muß, damit sie dem Drucke einer Flüssigkeit im Innern von p Kilogr. pr. Flächeneinheit genügend widerstehe, ist in Thl. I, Abschn. VI, Cap. 1, die Beziehung gefunden:

$$\delta = \frac{r p}{s} \quad (1)$$

wenn s die zulässige Spannung des Röhrenmaterials bedeutet. Auch wurde daselbst gefunden, daß diese Stärke erforderlich ist, um einem Aufreißen der Röhre in der Längsrichtung vorzubeugen und daß gegen ein Abreißen in einem Querschnitte, wie es durch den Druck auf die Endflächen angestrebt wird, schon eine halb so große Stärke $\delta = \frac{r p}{2s}$ dieselbe Sicherheit gewährt.

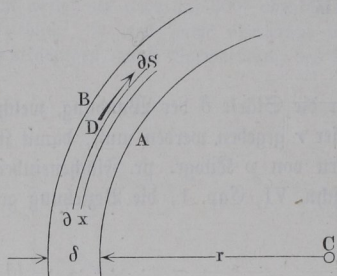
Dies steht auch im Einklange mit der Erfahrung, wonach bei Dampfkessel-Explosionen ein Abreißen der Kesselwand nach einem Querschnitte wohl nur höchst selten oder überhaupt gar nicht beobachtet worden ist.

Die angegebene Formel $\delta = \frac{r p}{s}$ ist, wie auch an der betreffenden Stelle angeführt wurde, unter der Voraussetzung entwickelt, daß die Spannung des Materials in allen Punkten der Querschnittsfläche denselben Werth habe, eine Voraussetzung, welche in aller Strenge nicht zutrifft und nur für geringe Stärken und Pressungen zulässig erscheint. Für die hohen Spannungen, denen die Dampfkessel ausgesetzt sind, wird man eine genauere Ermittlung vornehmen müssen und es kann dieselbe etwa unter der von Brix gemachten Annahme durchgeführt werden, daß die Dicke δ der Wand sich durch den Druck nicht ändere. Zwar wird auch diese Annahme nicht ganz streng erfüllt sein, doch gewährt sie für die immerhin nur dünnen Wandungen der Dampfkessel die genügende Annäherung.

Es werde dem entsprechend vorausgesetzt, daß die Dicke $\delta = AB$ eines cylindrischen Kessels, Fig. 499 (a. f. S.), vom innern Halbmesser r , welcher dem innern Ueberdrucke p pr. Flächeneinheit ausgesetzt ist, auch bei der durch diesen Druck hervorgerufenen Ausdehnung dieselbe Größe beibehält, wie im nicht gepreßten Zustande. Dies ist nur möglich, wenn alle einzelnen un-

endlich dünnen concentrischen Schalen, in welche man die Kesselwand zerlegt denken kann, bei der Ausdehnung ihre Halbmesser um einen und denselben kleinen Betrag ρ vergrößern und es muß daher auch die lineare Ausdehnung

Fig. 499.



des Umfangs für alle diese Schalen denselben Betrag $\lambda = 2 \pi \rho$ annehmen. Es sei etwa im Abstände $CD = x$ von der Axe eine solche Schale gedacht, deren Dicke ∂x und deren axial gemessene Länge gleich Eins sein soll und es sei λ die Ausdehnung derselben im Umfange gemessen. Es ist dann, unter E den Elasticitätsmodul des Materials verstanden, nach der Grundgleichung der Elasticitätslehre:

$$\partial S = \frac{\lambda}{2 \pi x} E \cdot \partial x \dots \dots \dots (2)$$

die Spannung in dem Querschnitte dieser Schale nach der Richtung des Umfangs. Die Gesamtspannung S des Querschnittes AB erhält man hieraus einfach durch Integration zwischen den Grenzen $x = r + \delta$ und $x = r$ zu:

$$S = \frac{\lambda E}{2 \pi} \int \frac{\partial x}{x} = \frac{\lambda E}{2 \pi} \ln \frac{r + \delta}{r} \dots \dots \dots (3)$$

Aus (2) ergibt sich, daß die Spannung ∂S am größten in der innersten Schale vom Halbmesser r ist, und wenn man daher für diese eine Spannung gleich derjenigen s annimmt, welche für das Material zugelassen werden soll, wenn man also

$$\frac{\lambda E}{2 \pi r} \partial x = s \partial x \quad \text{oder} \quad \frac{\lambda E}{2 \pi} = s r$$

setzt, so folgt aus (3):

$$S = s r \ln \frac{r + \delta}{r}.$$

Für die Spannung S eines Querschnitts gilt aber auch:

$$2 S = 2 r p,$$

folglich erhält man:

$$p = s \ln \frac{r + \delta}{r}$$

oder

$$\frac{r + \delta}{r} = e^{\frac{p}{s}} = 2,7182^{\frac{p}{s}}.$$

Hieraus ergibt sich denn die erforderliche Blechdicke:

$$\delta = r \left(e^{\frac{p}{s}} - 1 \right) \dots \dots \dots (4)$$

wofür annähernd:

$$\delta = r \left[\frac{p}{s} + \frac{1}{2} \left(\frac{p}{s} \right)^2 \right] = \frac{rp}{s} \left(1 + \frac{p}{2s} \right) \dots \dots \dots (5)$$

gesetzt werden kann.

Die Größe $\frac{p}{2s}$ in der Klammer ist bei Dampfkesseln immer nur klein im Vergleich zu 1, denn wenn man auch einen Ueberdruck des Dampfes von 10 Atmosphären, also pr. Quadratcentimeter $p = 10,3 \text{ kg}$ annimmt, wie er nur selten überschritten wird, so ist $\frac{p}{2s} = 0,01$, da man für Schmiedeseisen eine zulässige Spannung von 500 kg pr. Quadratcentimeter unbedenklich zulassen kann. Man erkennt hieraus, daß für Dampfkessel die Stärke anstatt nach (5) auch nach der einfachern Formel (1) mit hinreichender Sicherheit bestimmt werden kann, umsomehr, als man wohl immer der durch eine dieser Formeln gefundenen Blechdicke noch eine gewisse erfahrungsmäßige constante Größe mit Rücksicht darauf hinzufügt, daß auch ohne innere Pressung der Kessel durch sein eigenes Gewicht einer gewissen Anstrengung ausgesetzt ist und daß auch die hinreichende Sicherheit noch vorhanden sein soll, wenn die Blechstärke durch Kosten verkleinert worden ist. Diese constante Größe nimmt v. Reiche zu 2 mm an, während die Formel, welche dem frühern preussischen Kesselregulativ zu Grunde gelegt war, eine Constante gleich 0,1 Zoll = 2,6 mm enthielt. Diese letztere Formel von Brix war, wenn p in Atmosphären ausgedrückt wird,

$$\begin{aligned} \delta &= (2,7182^{0,003p} - 1) r + 0,1 \text{ Zoll} \\ &= (2,7182^{0,003p} - 1) r + 2,6 \text{ mm} \dots \dots \dots (6) \end{aligned}$$

so daß hierbei also nach (4) eine zulässige Materialspannung s angenommen ist, welche sich aus $\frac{1}{s} = 0,003$ zu $s = 333,3$ Atmosphären = 345 kg pr. Quadratcentimeter ergibt. Anstatt der Formel (6) kann man für Dampfkessel genügend genau mit Bezug auf (5) auch:

$$\delta = 0,003 pr + 2,6 \text{ mm} = 0,0015 pd + 2,6 \text{ mm} \dots \dots (6^a)$$

setzen, wenn d den Durchmesser in Millimetern und p die Spannung in Atmosphären bedeutet. In Frankreich ist die Kesselwandstärke durch

$$\delta = 0,0018 pd + 3 \text{ mm}$$

mit der Beschränkung vorgeschrieben, daß δ nicht größer als 15 mm sein

darf. Dieser Vorschrift entspricht mit Bezug auf (5) eine zulässige Materialspannung:

$$s = \frac{1}{2.0,0018} = 277,8 \text{ Atm.} = 286 \text{ kg pr. Quadratcentimeter.}$$

Mit Rücksicht auf die gute Wärmedurchlässigkeit erscheint die Beschränkung der Stärke für Kesselmäntel auf 15 mm zweckmäßig und es empfiehlt sich zu dem Ende, übermäßig große Kesseldurchmesser zu vermeiden. Man wählt dieselben in der Regel nicht über 1,8 m groß.

Wenn die Kessel aus Gußeisen bestehen, so können dieselben Formeln mit entsprechend geänderten Werthen der Spannung s und der Constante beibehalten werden. Das frühere preussische Kesselregulativ, in welchem noch Bestimmungen über Wandstärken enthalten waren, schrieb die Metalldicke gußeiserner Siederöhren nach der Formel:

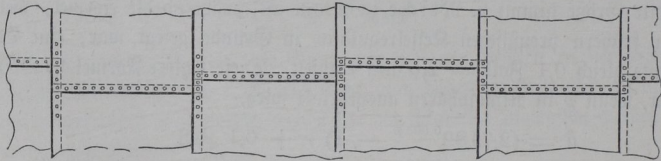
$$d = (2,7182^{0,01 p} - 1) r + \frac{1}{3} \text{ Zoll} = (2,7182^{0,01 p} - 1) r + 8,7 \text{ mm}$$

vor, welcher eine zulässige Spannung von 100 Atm. = 103 kg pr. Quadratcentimeter entspricht und wofür man annähernd:

$$\delta = 0,005 p d + 8,7 \text{ mm}$$

setzen kann. In Frankreich müssen gußeiserne Siederöhren die fünffache Wandstärke von schmiedeisernen gleicher Weite erhalten, welche demselben Drucke ausgesetzt sind.

Fig. 500.



Da die Dampfkessel aus einzelnen Blechplatten durch Vernietung hergestellt werden, so wird jede Tafel durch die Reihe der Nietlöcher verschwächt, so zwar, daß bei der üblichen Nietstärke von 20 mm und der Nietentfernung

von 50 mm der etwaige Bruchquerschnitt eines Bleches nur $\frac{50 - 20}{50} = 0,6$

der vollen Platte beträgt. Da man aber die einzelnen Längsnähte der auf einander folgenden Kesselringe niemals in dieselbe Gerade verlegt, sondern nach Fig. 500 gegen einander versetzt, so wird der Einfluß der Verschwächung des ganzen Kessels dadurch herabgezogen und diese wird bei der Anordnung der Fig. 499, bei welcher die Naht des einen Ringes erst mit der des vierten folgenden zusammenfällt, nur $\frac{1}{3}$ von 0,4, also 0,133 betragen.

Die von anderen Autoren für die Blechstärke der Dampfkessel angegebenen Formeln geben nicht wesentlich andere Resultate als die vorstehend angeführten, und es mögen nur einige derselben hier angeführt werden.

Lamé (s. dessen *Traité de l'Elasticité*) und Rankine (s. dessen *Manual of applied Mechanics*) finden:

$$\delta = r \left(\sqrt{\frac{s+p}{s-p}} - 1 \right),$$

wonach, da s viel größer ist als p ,

$$\frac{s+p}{s-p} = 1 + \frac{2p}{s} + 2 \left(\frac{p}{s} \right)^2,$$

sowie:

$$\sqrt{\frac{s+p}{s-p}} = 1 + \frac{p}{s} + \frac{1}{2} \left(\frac{p}{s} \right)^2$$

und daher ebenfalls:

$$\delta = \frac{rp}{s} \left(1 + \frac{p}{2s} \right)$$

gesetzt werden kann.

Einer Abhandlung über die Festigkeit der Röhren von G. Winkler*) zufolge ist annähernd zu setzen: für offene Röhren

$$\delta = \frac{rp}{s} \left(1 + \frac{5}{6} \frac{s}{p} \right)$$

und für Röhren, welche an den Enden verschlossen sind:

$$\delta = \frac{7}{8} \frac{rp}{s} \left(1 + \frac{91}{112} \frac{p}{s} \right).$$

Nach der Festigkeitslehre von Grasshof dagegen ist annähernd

$$\delta = \frac{rp}{s} \left(1 + \frac{3}{2} \frac{p}{s} \right)$$

anzunehmen. v. Reiche giebt die Anweisung, die Stärke nach der Formel:

$$\delta = \frac{d}{1000} (2 + p) + 0,2 \text{ cm}$$

festzustellen, worin d und δ in Centimetern und p in Atmosphären gegeben sind, indem dieser Formel eine zulässige Spannung gleich 500 Atmosphären und die Annahme zu Grunde liegt, daß der Druck zufällig um 2 Atmosphären wachsen und die Blechstärke durch Rosten um 2 mm abnehmen kann. Diese Formel giebt dieselbe Blechstärke wie diejenige (6^a) für einen Ueberdruck p , welcher aus:

$$0,0015 pd + 2,6 = 0,001 d (2 + p) + 2 \quad \text{zu} \quad p = 4 - \frac{1200}{d},$$

also z. B. für

$$d = 1200 \text{ mm} \quad \text{zu} \quad p = 3$$

sich ergibt. Für höhere Pressungen giebt die Reiche'sche Angabe kleinere, für geringere Pressungen größere Blechdicken als die Briz'sche Formel.

Beispiel. Für einen Dampfkessel von 1,5 m Durchmesser und einen Ueberdruck von $p = 5$ Atm. erhält man nach (6^a) die erforderliche Blechdicke zu:

*) Siehe *Civilingenieur*, Band 6.

$$d = 0,0015 \cdot 5 \cdot 1500 + 2,6 = 13,9 \text{ mm,}$$

nach der Formel von v. Reiche:

$$d = \frac{150}{1000} (2 + 5) + 0,2 = 1,25 \text{ cm} = 12,5 \text{ mm.}$$

Stellt man die Bedingung, daß die Blechdicke nicht größer als 15 mm sein darf, so erhält man den größten zulässigen Kesseldurchmesser bei 5 Atmosphären Ueberdruck nach Briq zu:

$$d = \frac{15 - 2,6}{0,0015 \cdot 5} = 1,653 \text{ m}$$

und nach v. Reiche:

$$d = 1000 \frac{1,5 - 0,2}{7} = 1,857 \text{ m.}$$

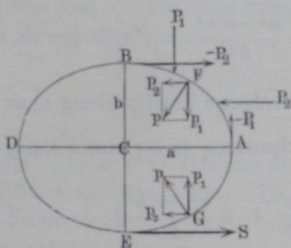
§. 266. **Wandstärke der Feuerröhren.** Die durch die Kessel gehenden Rauch- und Feuerröhren werden durch den Dampfdruck auf Zerknicken in Anspruch genommen. Würde es möglich sein, diese Röhren genau nach der Form von Kreiscylindern darzustellen und würde die Pressung ringsherum gleichmäßig gegen die Ase wirken, so würde das Material lediglich einer Druckspannung ausgesetzt sein, welche in derselben Weise zu berechnen wäre, wie die im vorhergehenden Paragraphen ermittelte Zugspannung der Kessel mit innerm Druck. Da es aber niemals möglich ist, den Querschnitt der Feuerröhren genau kreisrund zu gestalten, da insbesondere durch das Ueberblatten der Blechränder an der Nietfuge immer eine Abweichung von der kreisförmigen Querschnittsgestalt sich einstellt, so wird das Material außer der rückwirkenden Spannung noch einer gewissen Biegungsspannung ausgesetzt, welche um so größer ausfällt, je mehr die Querschnittsform von einem genauen Kreise abweicht. Die Feuerröhren werden daher, wenn sie zu geringe Widerstandsfähigkeit haben, niemals durch Zerdrücken, sondern immer durch Zerknicken zerstört, indem der äußere Dampfdruck die vorhandene Abweichung des Querschnitts von der genauen Kreisform zu vergrößern strebt. In dieser Beziehung ist die Anstrengung der Feuerröhren wesentlich ungünstiger als diejenige der Siederöhren mit innerm Druck, da bei diesen der Dampfdruck immer bestrebt ist, eine Abweichung von der genau kreisförmigen Gestalt des Umfangs zu verringern und diese vortheilhafteste Form der größtmöglichen Widerstandsfähigkeit herzustellen. Es wird daher auch gerade bei den Feuerröhren von besonderer Wichtigkeit sein, dieselben möglichst genau kreisrund herzustellen, und in dieser Beziehung sind die geschweißten Feuerröhren, wie dieselben in allen Röhrenkesseln Anwendung finden und wie sie neuerdings in großen Durchmesser für die Flammrohrkessel ausgeführt werden, den genieteten Röhren vorzuziehen. Feuerröhren von andern als kreisförmigen, etwa von elliptischem Querschnitte, sollte man daher niemals anwenden, wenn nicht durch die Construction eine besondere Versteifung

vorgesehen ist, wie sie z. B. bei den Flammröhren der Gallowaykessel, Fig. 482 III, durch die eingesetzten Quersieder erreicht wird.

Eine genaue Berechnung der größten in dem Materiale der Feuerröhren auftretenden Spannung ist, wenn überhaupt möglich, mit großen Schwierigkeiten verbunden, man kann aber zu einem allgemeinen Einblick in die dafür geltenden Verhältnisse durch die folgende annähernde Rechnung gelangen.

Es habe etwa der Querschnitt eines nicht runden Feuerrohres die Form einer Ellipse $ABDE$, Fig. 501, mit den Halbachsen $AC = a$ und

Fig. 501.



$BC = b$, und mit p werde der Ueberdruck des Dampfes auf die äußere Fläche pr. Quadratcentimeter bezeichnet. Die sämtlichen normal auf die Oberflächenelemente wirkenden Druckkräfte p seien in je zwei in die Axenrichtungen fallende Componenten p_1 und p_2 zerlegt gedacht, so hat man nach einem bekannten Gesetze der Hydrostatik den Gesamtdruck auf den Quadranten AFB nach der einen oder andern Richtung gleich dem

Drucke des Dampfes gegen die Projection der Fläche AFB auf eine zur Druckrichtung senkrechte Ebene anzunehmen. Betrachtet man daher ein Röhrenstück von der axial gemessenen Länge gleich 1 cm und dem Querschnitte AFB , so ist in der Richtung der kleinen Axe BC eine Druckkraft $P_1 = ap$ und in der Richtung der großen Axe AC eine Kraft $P_2 = bp$ anzunehmen, und zwar hat man diese Kräfte in den Schwerpunkten der Projectionen, also beziehungsweise in den Abständen $\frac{a}{2}$ und $\frac{b}{2}$ von der Mitte wirksam zu denken.

Durch diese Kräfte werden nun in den Querschnitten A und B rückwirkende Spannungen s_a und Biegungsspannungen s_b hervorgerufen. Bezeichnet δ die Blechstärke, so ist die Kraft $P_1 = ap$ von dem Querschnitte bei A aufzunehmen, so daß die Druckspannung daselbst

$$s_a = \frac{ap}{\delta}$$

ist. Der Querschnitt bei B dagegen hat eine Kraft $P_2 = bp$ zu äußern, welche die geringere Druckspannung $\frac{bp}{\delta}$ hervorruft.

Um auch die Biegungsspannung in der am meisten gefährdeten Stelle bei A zu bestimmen, hat man das statische Moment der vier auf das Stück AFB wirkenden Kräfte $P_1, P_2, -P_1$ und $-P_2$ für den Punkt A zu:

$$M = P_1 \frac{a}{2} + P_2 \frac{b}{2} - P_2 b = P_1 \frac{a}{2} - P_2 \frac{b}{2} = p \frac{a^2 - b^2}{2},$$

welches Moment nach den Regeln der relativen Festigkeit gleich dem Widerstandsmomente $\frac{1}{6} \delta^2 s_b$ des rechteckigen Querschnitts bei A von der Breite 1 cm und der Höhe δ zu setzen ist. Man erhält daher die größte Biegungs-
spannung bei A aus:

$$\frac{1}{6} \delta^2 s_b = p \frac{a^2 - b^2}{2}$$

zu

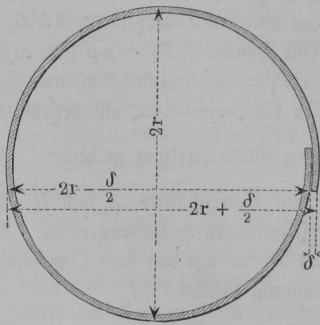
$$s_b = 3 p \frac{a^2 - b^2}{\delta^2}.$$

Diese Spannung s_b zusammen mit der berechneten Druckspannung $s_d = \frac{ap}{\delta}$ giebt daher die größte rückwirkende Faserspannung an der innern Kante von A zu:

$$s = s_d + s_b = p \left(\frac{a}{\delta} + 3 \frac{a^2 - b^2}{\delta^2} \right),$$

welcher Werth natürlich mit $a = b = r$ in denjenigen $s = p \frac{r}{\delta}$ über-

Fig. 502.



geht, übereinstimmend mit dem für innerlich gedrückte Röhren gefundenen.

Was die Verschiedenheit von a und b bei den Feuerröhren betrifft, so ist bei genieteten Röhren auch bei der sorgfältigsten Ausführung nach Ausweis der Fig. 502 $b = a - \frac{\delta}{4}$ *).

Mit diesem Werthe für b und unter Vernachlässigung von $\frac{\delta^2}{16}$ erhält man daher die größte Faserspannung:

$$s = p \left(\frac{a}{\delta} + 3 \frac{2 a \delta}{4 \delta^2} \right) = 2,5 p \frac{a}{\delta} = 2,5 p \frac{r}{\delta},$$

also zwei und einhalbmal so groß als die Zugspannung innerlich gepresster Röhren, und zwar stellt sich diese Spannung in der Naht, also an der durch

*) v. Reiche giebt hierfür $a - \frac{\delta}{2}$ an.

die Nietlöcher geschwächten Stelle des Blechs ein. Daraus und weil die Festigkeit gegen Druck bei Schmiedeeisen kleiner ist als gegen Zugkräfte ergibt sich, daß die Feuerröhren aus bedeutend stärkeren Blechen hergestellt werden müssen als die Siederöhren, und daß gemeinhin die Feuerröhren geringere Widerstandsfähigkeit haben als der Kesselmantel. Letzteres ist auch durch die Kesselexplosionen zur Genüge festgestellt, da bei der Explosion eines Flammrohrkessels noch fast immer eine der Flammröhren zusammengedrückt worden ist.

Die Versuche, welche Fairbairn über die Festigkeit der von außen gedrückten Röhren angestellt hat, haben übrigens ergeben, daß die Gefahr eines Zerknickens auch mit der Länge dieser Röhren wächst und es ist diesen Versuchen die empirische Formel:

$$\delta = \sqrt{\frac{pl d}{0,1646}} \quad \text{oder} \quad l = \frac{0,1646 \delta^2}{p d}$$

angepaßt*), worin δ in Millimetern, dagegen l und d in Metern und p in Atmosphären anzunehmen sind. Da hiernach ein Feuerrohr um so sicherer ist, je kleiner die Länge l gewählt wird, so hat man nach Fairbairn diese Röhren auch durch Ringe von Eisen versteift, mit denen die Röhren äußerlich in gewissen Abständen umgürtet werden, oder die Verbindungen der einzelnen Rohrtheile nach Art der Figuren 479 und 480 angeordnet. Diese Versteifungen, durch welche jedes Rohr gewissermaßen in eine Anzahl kürzerer Röhren zerlegt wird, sind sehr zweckmäßig, da sie hauptsächlich durch ihre relative Festigkeit wirken und die oben mit s_b bezeichnete Biegungsspannung aufzunehmen vermögen.

Nach Rankine soll man den zulässigen Ueberdruck p in Atmosphären zu:

$$p = 659720 \frac{\delta^2}{l d}$$

also die Stärke

$$\delta = 0,0012312 \sqrt{pl d} \text{ Zoll}$$

annehmen, wenn auch l und d in Zollen gemessen werden. In Frankreich giebt man den einem äußern Drucke ausgesetzten Röhren die doppelte Stärke von Röhren für innern Druck unter übrigens gleichen Umständen. Die für die früheren Vorschriften in Preußen maßgebende Formel:

$$\delta = 0,0067 d \sqrt[3]{p} + 0,05 \text{ Zoll}$$

giebt bedenklich kleine Wandstärken, welche eine genügende Sicherheit nicht gewähren dürften.

*) S. Zeitschr. d. B. d. Ing., 1867, Heft 11.

Nach v. Reiche soll man die Wandungen zu

$$\delta = 8 \text{ mm für Durchmesser von } 0,4 \text{ bis } 0,8 \text{ m}$$

und

$$\delta = 6 \text{ mm für Durchmesser unter } 0,4 \text{ m}$$

wählen und die erforderliche Verstärkung durch Eisenringe so treffen, daß diese letzteren allein das Biegemoment M aufzunehmen vermögen, welchem das zwischen zwei Ringen befindliche Rohrstück ausgesetzt ist.

Beispiel. Für das Feuerrohr eines 8 m langen Kessels, welches 0,6 m Durchmesser hat und einem Ueberdrucke von 5 kg pr. Quadratcentimeter (5 Atm.) ausgesetzt ist, soll die Blechstärke bestimmt werden.

Nach der den Fairbairn'schen Versuchen entsprechenden Formel ergibt sich ohne Anwendung von Verstärkungsringen:

$$\delta = \sqrt{\frac{p l d}{0,1646}} = \sqrt{\frac{5 \cdot 8 \cdot 0,6}{0,1646}} = 12,0 \text{ mm.}$$

Will man die Bleche nicht stärker als 8 mm machen, so hat man den Ringen einen Abstand von einander zu geben, welcher nicht größer ist als

$$l = \frac{0,1646 \cdot 8^2}{5 \cdot 0,6} = 3,51 \text{ m.}$$

Setzt man das Rohr aus fünf Schüssen von je 160 cm Länge zusammen, so hat man das auf Biegung in der Nietnaht wirkende Moment

$$M = p l \frac{a^2 - b^2}{2} = 5 \cdot 160 \frac{a^2 - b^2}{2} = 400 (a^2 - b^2)$$

und wenn man

$$a = b + \frac{\delta}{2} = b + 0,4 \text{ cm und } b = \frac{d}{2} = 30 \text{ cm}$$

annimmt, so wird

$$M = 400 (2 \cdot 30 \cdot 0,4 + 0,4^2) = 400 \cdot 24,16 = 9664 \text{ kgcm.}$$

Verbindet man die Rohrstücke durch zwei Eisen von 1,5 cm Dicke und 6,5 m Länge der Schenkel, wie sie bei derartigen Röhren üblich sind und zieht nur die Tragkraft der ebenen Flanschen in Betracht, so erhält man deren größte Biegespannung s_b durch:

$$M = 9664 = \frac{1}{6} 2 \cdot 1,5 \cdot 6,5^2 \cdot s_b \text{ zu } s_b = 459 \text{ kg pr. Quadratcentimeter,}$$

eine Spannung, welche unbedenklich zugelassen werden darf.

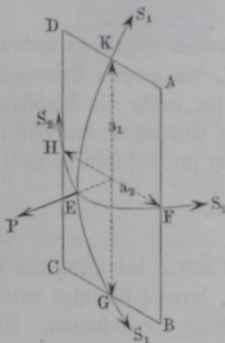
§. 267. **Endflächen der Dampfkessel.** Die Böden oder Stirnplatten der Dampfkessel pflegt man in der Regel nicht als ebene Flächen darzustellen, weil ebene Wände sehr leicht dem Durchbiegen unterworfen sind, sondern man wölbt diese Böden meistens nach der Gestalt von Kugelschalen, deren Halbmesser etwa gleich dem Durchmesser des Kessels gewählt wird, so daß die Höhe derselben, wie man leicht erkennt, zu

$$h = d - d \sqrt{\frac{3}{4}} = 0,13 d$$

sich bestimmt. Zuweilen giebt man diesen Schalen auch wohl zum Durchschnitt eine flache Ellipse, deren große Axe gleich dem Kesseldurchmesser d ist und für welche die halbe kleine Axe durch die Höhe h dargestellt wird. Diese Form eignet sich besonders für die gekrempten Böden, welche unter Vermeidung der Eckisenringe durch direct aus dem Bleche aufgebogene Ränder mit dem Kesselmantel vernietet werden. Halbkugelförmige Böden, wie sie wohl in früherer Zeit in Gebrauch waren, werden der schwierigen Darstellung wegen jetzt nicht mehr verwendet. Auch pflegt man aus demselben Grunde die Flammrohrkessel meistens mit nahezu ebenen, nur am Umfange umgebogenen Böden zu versehen, weil die Verbindung der nicht concentrisch zum Außenmantel angeordneten Flammröhren mit den Böden sonst schwieriger herzustellen ist. Bei diesen Kesseln ist auch die gewölbte Bodengestalt weniger nöthig, insofern die eingenieteten Feuerröhren als wirksame Anker einer Ausbiegung der Bodenplatten sich widersetzen.

Um wenigstens annähernd die Beanspruchung dieser gewölbten Böden zu ermitteln, denkt man sich aus einer solchen Platte durch zwei Paare zu ein-

Fig. 503.



ander rechtwinkliger Ebenen nach AB, DC und AD, BC , Fig. 503, ein sehr kleines Stück $ABCD$ herausgeschnitten, dessen Seiten als geradlinig betrachtet werden können und die Längen a_1 und a_2 haben mögen. Bezeichnet wieder p den Dampfdruck pr. Flächeneinheit, so kann man den Druck auf dieses Stück senkrecht zur rechteckigen Grundfläche $ABCD$ zu $P = a_1 a_2 p$ annehmen. Denkt man zwei den Schnittebenen parallele und mitten zwischen denselben gelegene Ebenen durch das Blechstück gelegt, welche das letztere in den Bögen GEK und FEH durchschneiden, so kann man sich vorstellen, daß in den End-

punkten G, K, F, H dieser Bögen tangential an dieselben Spannkraften S_1, S_1, S_2 und S_2 wirken, welche die Anstrengungen der vier Schnittflächen BC, AD, AB und CD darstellen und diese vier Spannungen müssen dem Dampfdruck P in E das Gleichgewicht halten. Bezeichnet man nun mit r_1 den Krümmungshalbmesser der Curve GK und mit r_2 denjenigen der Curve FH und sind α_1 und α_2 die Mittelpunktswinkel der beiden Schnittlinien GK und FH , so ist leicht zu erkennen, daß die beiden Spannungen S_1 eine Mittelkraft geben:

$$P_1 = 2 S_1 \sin \frac{\alpha_1}{2},$$

welche wegen der Kleinheit von α_1 zu $P_1 = S_1 \alpha_1$ angenommen werden kann. In gleicher Weise ist die Mittelkraft der beiden anderen Spannungen S_2 durch $P_2 = S_2 \alpha_2$ gegeben und man hat daher für das Gleichgewicht:

$$P_1 + P_2 = S_1 \alpha_1 + S_2 \alpha_2 = P = a_1 a_2 p.$$

Da man ferner $a_1 = r_1 \alpha_1$ und $a_2 = r_2 \alpha_2$ hat, so folgt auch:

$$S_1 \frac{a_1}{r_1} + S_2 \frac{a_2}{r_2} = a_1 a_2 p.$$

Ist nun s die zulässige Materialspannung, so hat man bei der Blechdicke δ :

$$S_1 = a_2 \delta s \quad \text{und} \quad S_2 = a_1 \delta s,$$

womit die vorstehende Gleichung übergeht in:

$$\frac{a_1 a_2 \delta}{r_1} s + \frac{a_1 a_2 \delta}{r_2} s = a_1 a_2 p,$$

oder

$$\delta = \frac{p}{\frac{s}{r_1} + \frac{s}{r_2}}.$$

Diese Formel läßt sich für jede beliebig gekrümmte Kesselform anwenden, wenn man nur für r_1 den kleinsten und für r_2 den größten Krümmungshalbmesser an der betreffenden Stelle einsetzt, für welche die Blechstärke δ ermittelt werden soll. Für die kugelförmigen Endflächen der Kessel ist $r_1 = r_2 = r$ zu setzen, so daß diese Gleichung für dieselben übergeht in:

$$\delta = \frac{pr}{2s},$$

und man schließt daraus, daß für kugelförmige Böden das Blech nur halb so stark nöthig ist als für cylindrische Röhren, deren Halbmesser mit dem Krümmungshalbmesser der kugelförmigen Wölbung übereinstimmt. Wenn man daher für die letztere, wie angeführt wurde, den Durchmesser d des Kesselmantels zum Krümmungshalbmesser annimmt, so wäre die Blechdicke in beiden Theilen gleich groß zu machen. In der Regel aber pflegt man die Böden der Kessel aus stärkeren Platten herzustellen als den Mantel, und zwar hauptsächlich mit Rücksicht auf die bedeutende Anstrengung, welcher die Böden beim Krempen oder Aus schmieden der Ränder ausgesetzt werden.

Vergleiche hiermit eine Abhandlung von Lamé in den Comptes rendus de l'Académie des Sciences, T. 30, oder das Polytechn. Centralblatt, Jahrgang 1850, Nr. 19.

Ebene Kesselwände. Da die ebenflächigen Kesselwandungen bei §. 268. gleicher Dide viel weniger Druck aushalten können als gekrümmte Wände, so werden erstere thunlichst vermieden und, wo ihre Anwendung geboten ist, durch Anker oder Blechzwickel nach Fig. 504 versteift.

Die genaue Untersuchung der durch den Dampfdruck auf Biegung beanspruchten Platten ist mit großen Schwierigkeiten verbunden (s. Navier's Mechanik der Baukunst, §. 641 u. s. w.) und es muß hier die folgende annähernde Behandlung genügen. Es sei $ABCD$, Fig. 505, eine rechtwinkelige Blechtafel von der Länge $AD = a$, der Breite $AB = b$ und der Dide δ , welche ringsum von einem Rahmen oder von Nietreihen eingefaßt ist und pr. Quadratcentimeter einen Ueberdruck gleich p Kilogramm auszuhalten hat. Denkt man dieses Blech in Querstreifen von der Länge b

Fig. 504.

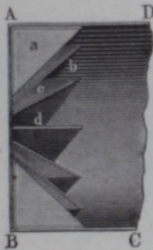
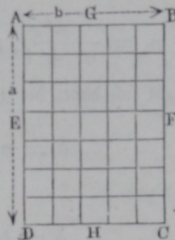


Fig. 505.



und Breite 1 cm zerschnitten, deren Enden in AD und BC festgehalten sind und nimmt an, daß die Spannung dieser Streifen durch einen Theil p_1 des Druckes erzeugt werde, so hat man, unter s diese Spannung für jeden Quadratcentimeter verstanden, für einen solchen Streifen wie für einen gleichmäßig belasteten und an den Enden eingespannten Balken (s. Thl. I):

$$bp_1 \frac{b}{12} = \frac{1}{6} \delta^2 \cdot s,$$

woraus:

$$\delta = b \sqrt{\frac{p_1}{2s}} \dots \dots \dots (1)$$

folgt.

Denkt man sich dagegen das Blech in Längestreifen wie GH von der Länge a zerlegt, so findet man in derselben Weise:

$$\delta = a \sqrt{\frac{p_2}{2s}} \dots \dots \dots (2)$$

wenn $p_2 = p - p_1$ denjenigen Theil von p bedeutet, welcher die Spannung in diesen Längstreifen erzeugt.

Da die Durchbiegung dieser Streifen in den beiden Fällen nach Thl. I beziehungsweise durch

$$\frac{1}{8} \frac{b^4 p_1}{48 WE} \quad \text{und} \quad \frac{1}{8} \frac{a^4 p_2}{48 WE}$$

ausgedrückt wird und die eine Durchbiegung ebenso groß sein muß wie die andere, so hat man auch:

$$b^4 p_1 = a^4 p_2 \quad \text{oder} \quad p_1 = \frac{a^4}{b^4} p_2,$$

und hieraus folgt mit

$$p = p_1 + p_2 = p_1 \left(1 + \frac{b^4}{a^4} \right) = p_2 \left(1 + \frac{a^4}{b^4} \right)$$

auch:

$$p_1 = \frac{a^4}{a^4 + b^4} p \quad \text{und} \quad p_2 = \frac{b^4}{a^4 + b^4} p.$$

Hiermit ergibt sich daher die gesuchte Blechstärke nach (1) zu:

$$\delta = a \sqrt{\frac{a^2 b^2}{a^4 + b^4} \frac{p}{2s}} \quad \dots \quad (3)$$

und nach (2) zu:

$$\delta = b \sqrt{\frac{a^2 b^2}{a^4 + b^4} \frac{p}{2s}} \quad \dots \quad (4)$$

Man wird natürlich die Blechstärke nach (3) oder (4) ermitteln, je nachdem a oder b den größern Werth hat. Für quadratische Bleche erhält man mit $a = b$:

$$\delta = \frac{a}{2} \sqrt{\frac{p}{s}} \quad \dots \quad (5)$$

Setzt man, wie für die Röhren mit innerm Druck in der Formel von Brix gesehen, $\frac{1}{s} = 0,003$, so erhält man für rechteckige Platten, deren größere Seite a ist:

$$\delta = 0,0387 a \sqrt{\frac{a^2 b^2}{a^4 + b^4} p} \quad \dots \quad (6)$$

und für quadratische Platten:

$$\delta = 0,0274 a \sqrt{p} \quad \dots \quad (7)$$

Diese Formeln können Verwendung finden zur Bestimmung der Blechstärken, welche den geraden Wänden der Feuerbüchsen von Locomotiv- und Locomobilkesseln zu geben sind. Zur Versteifung dieser Wände werden be-

kanntlich hierbei je eine Wand der innern Feuerbüchse und des äußern Feuerlastens durch Stehbolzen mit einander vereinigt (vergl. Thl. III, 2), welche nach Art der Fig. 506 durch beide Bleche hindurchgeschraubt und an den Enden vernietet werden. Diese Stehbolzen haben dem auf die beiden Flächen wirkenden Dampfdrucke durch ihre absolute Festigkeit zu widerstehen und sind daher in hinreichender Anzahl und entsprechender Stärke anzuordnen. Bei den Locomotivkesseln werden die Stehbolzen in der Regel in einer Stärke von 20 mm ausgeführt und in parallelen, sich rechtwinklig kreuzenden Reihen von 100 bis 120 mm Abstand von einander angebracht. Die Weite des zwischen den beiden Platten vorhandenen, mit Wasser gefüllten Zwischenraumes pflegt 80 bis 100 mm zu betragen. Nach den Versuchen von Fairbairn*) ist die Tragkraft eiserner Platten mit eisernen Stehbolzen

Fig. 506.

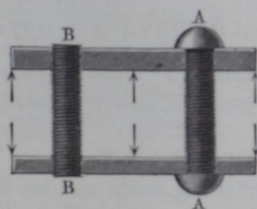
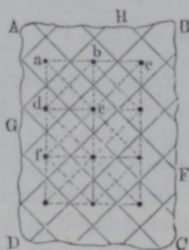


Fig. 507.



etwa doppelt so groß als diejenige kupferner Platten und Stehbolzen, auch ist die Festigkeit der Stehbolzen mit Köpfen A, Fig. 506, größer als die der einfachen Schrauben B.

Denkt man sich das durch Stehbolzen in *a, b, c, d*, Fig. 507, unterstützte Blech *ABCD* parallel zu den Diagonalen *ae* und *bd* in Streifen wie *AF* und *GH* getheilt, so kann die für quadratische Platten gefundene Formel (5):

$$\delta = \frac{a}{2} \sqrt{\frac{p}{s}}$$

zur Bestimmung der Blechstärke Verwendung finden, vorausgesetzt, daß man für die Länge *a* die Diagonale $e\sqrt{2}$ des Quadrats einführt, dessen Seite gleich der Entfernung *e* von zwei Stehbolzenreihen ist. Hiermit folgt also:

$$\delta = \frac{e}{2} \sqrt{\frac{2p}{s}} = e \sqrt{\frac{p}{2s}} \dots \dots \dots (8)$$

und daher mit $\frac{1}{s} = 0,003$:

*) Siehe Useful information for Engineers.

$$\delta = 0,0387 e \sqrt{p} \text{ Centimeter} (8^a)$$

Dieser Ausdruck stimmt mit der von Briz*) gefundenen Formel vollkommen überein. Die Dicke der inneren, dem Feuer ausgesetzten Platten pflegt man wohl um 25 Proc. größer zu machen.

Für die Stehbolzen, von denen jeder einer Zugkraft $e^2 p$ ausgesetzt ist, hat man aus $\frac{\delta_1^2 \pi}{4} s = e^2 p$ den Durchmesser:

$$\delta_1 = e \sqrt{\frac{4p}{\pi s}} (9)$$

also mit $\frac{1}{s} = 0,003$:

$$\delta_1 = 0,0619 e \sqrt{p} (9^a)$$

Nach Briz soll man

$$\delta_1 = 0,0619 e \sqrt{p} + 0,125 \text{ Zoll} = 0,0619 e \sqrt{p} + 0,35 \text{ cm}$$

machen, wenn wie bisher, p in Kilogrammen pr. Quadratcentimeter angegeben wird, wofür man auch genügend genau die Zahl der Atmosphären (Ueberdruck) setzen kann.

Die ebene Deckplatte der Feuerbüchse erhält durch eine Anzahl von neben einander aufgenieteten Tragrippen eine Verstärkung, welche nach den Regeln der relativen Festigkeit zu beurtheilen ist.

Ueber die Berechnung der Nietverbindungen ist bereits in Thl. I das Nähere angeführt und daselbst auch bemerkt, daß man mit Rücksicht auf die Dichtigkeit der Fugen bei Dampffesseln die Nieten in geringem Abstände neben einander anordnen muß. Gewöhnlich werden die Blechränder direct über einander gelegt und nach Fig. 508 durch eine einzige Reihe von Nieten (einfache Nietung) verbunden. Man pflegt in diesem Falle für die Blechstärke δ meistens den Nietdurchmesser $d = 2 \delta$ oder auch $1,5 \delta + 4 \text{ mm}$, die Entfernung der Nieten $e = 2 d + 10 \text{ mm}$ und den Abstand vom Blechrande $a = 1,5 d$ anzunehmen. Bei diesen Verhältnissen wird das Blech durch die Nietlöcher daher im Verhältniß $\frac{d + 10}{2d + 10}$, also für die meist üblichen Nietstärken von 20 mm im Verhältniß von 0,6 geschwächt.

Für besonders starke Beanspruchung wählt man auch die doppelte Nietung, Fig. 509, bei welcher man zwei Nietenreihen A und B anordnet und zwar in der Regel so, daß die Entfernung AB von zwei benachbarten Nieten beider Reihen dieselbe Größe $e = 2 d + 10 \text{ mm}$ wie bei der einfachen Nietung erhält. Für die Entfernung der Löcher in derselben Reihe wählt man dabei

*) Verhandlungen des Vereins z. Bef. d. Gewöl., 1849.

passend $e_1 = 3d + 20$ mm, in Folge deren eine Verschwächung des Blechs durch die Nietlöcher im Verhältniß $\frac{2d + 20}{3d + 20}$, also für $d = 20$ mm im Verhältniß von 0,75 eintritt. Die doppelte Nietung gewährt daher den Vortheil einer geringern Verschwächung des Blechs, ein Nachtheil ist aber

Fig. 508.

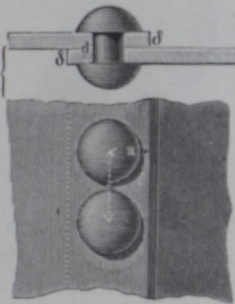
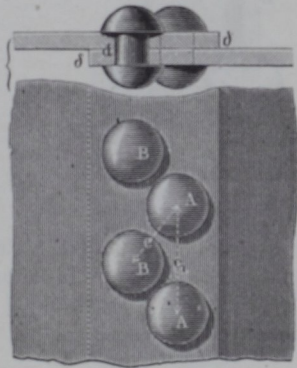


Fig. 509.



in dem Vorkommen einer größern Anzahl von Nietlöchern zu erblicken, wodurch entsprechend mehr Gelegenheit zu Undichtigkeiten geboten ist. Letztere Bemerkung gilt auch für die einfache Laschennietung, Fig. 510, welche öfter

Fig. 510.

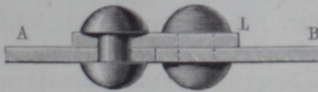
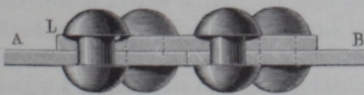


Fig. 511.



Anwendung findet und in noch höhern Grade für die doppelte Laschennietung, Figur 511, welche für Dampfessel wohl nur ausnahmsweise verwendet wird. Bei diesen Verbindungen werden die einzelnen Blechtafeln A und B stumpf gegen einander gestoßen und durch die darüber gelegte Deckplatte oder Lasche L vereinigt. Daß diese

Lasche zuweilen für die Querverbindung der Flammröhren eine T- oder A-förmige Gestalt annimmt, um als hervorragende Rippe die Steifigkeit des Rohrs zu vergrößern, wurde schon in §. 266 bemerkt.

Treffen zwei Platten rechtwinkelig gegen einander, wie z. B. die Böden und die Mantelbleche, so bewirkt man die Verbindung entweder durch ein Eckeisen *E*, Fig. 512, von etwa 10 bis 12 mm Dicke und 60 bis 65 mm

Fig. 512.

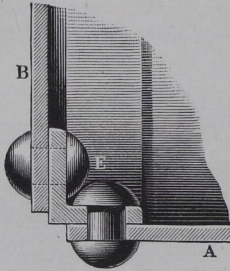
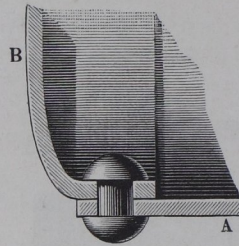


Fig. 513.



Länge der Schenkel, oder man versieht den Boden *B* nach Fig. 513 mit einem umgestülpten Rande. Im Uebrigen muß hinsichtlich der Ausführung und Construction der Dampfessel auf die betreffenden Handbücher der Constructionslehre verwiesen werden.

§. 269. Speiseapparate. Zu einem Dampfessel gehören noch besondere Apparate zum Speisen des Kessels mit Wasser, zur Ableitung des Dampfes, zum Reguliren der Dampferzeugung, zum Sicherstellen vor dem Zerspringen des Kessels u. s. w.; von ihnen wird nun die Rede sein.

Das Speisen eines Dampfessels muß so gleichförmig wie möglich vor sich gehen, in nicht zu großen Mengen auf einmal und mit möglichst reinem und warmem Wasser erfolgen. Aus letzterm Grunde wärmt man das Wasser durch besondere im Fuchse oder Schornsteine u. s. w. angebrachte Röhren an, auch verwendet man hierzu bei Condensationsmaschinen einen Theil des Condensationswassers, während man bei Maschinen ohne Condensation häufig Vorwärmer anordnet, in denen das Speisewasser durch den abgehenden Dampf auf 80 bis 90° C. vorgewärmt werden kann. Wird in dem Kessel Dampf von niedrigem Drucke erzeugt, dessen Spannung den Atmosphärendruck nur $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{5}$ Atmosphäre übertrifft, so genügt zur Einführung des Wassers in den Kessel ein einfaches Rohr; bei einem Kessel mit Dämpfen von Hochdruck hingegen muß das Speisewasser durch eine Pumpe zugeedrückt werden, weil eine bloße Speiseröhre zu hoch ausfallen würde.

Das Speiserohr geht von oben durch den Kesselraum hindurch und endigt etwa 0,15 m über dem Kesselboden, möglichst entfernt von dem eigent-

lichen Feuerherde. Um das Speisen mit Wasser zu reguliren, d. i. um immer so viel Wasser zuzuleiten, als durch Dampfbildung verbraucht wird, wendet man zuweilen einen Schwimmer an, der mit dem Wasserspiegel im Kessel steigt und sinkt und dabei den Zutritt des Wassers zum Kessel versperrt oder herstellt.

Die Einrichtung eines Speiseapparates für Dampfkessel mit Dämpfen von niedrigem Drucke führt Fig. 514 vor Augen. Hier ist *A* der Wasser-

Fig. 514.

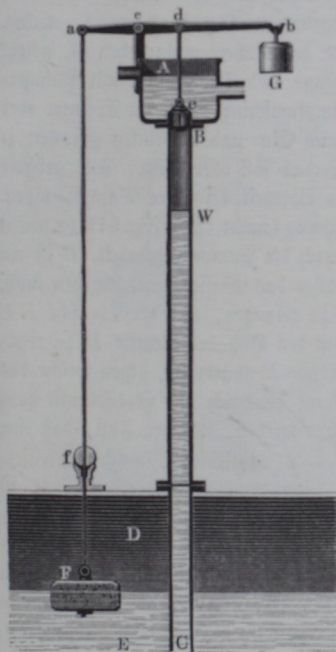
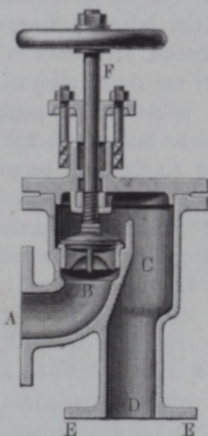


Fig. 515.



behälter, welchem das Wasser zugeführt wird, *BC* die etwa 3 m lange Speiseröhre, *D* der Dampf und *E* das Wasser im Kessel, sowie *F* der Schwimmer aus Kalk- oder Sandstein, der etwas mehr als zur Hälfte ins Wasser eintaucht, was dadurch erreicht wird, daß der Schwimmer

an dem um *c* drehbaren Hebel *ab* hängt, dessen anderes Ende bei *b* durch ein Gewicht *G* von entsprechender Größe den Schwimmer theilweise ausgleicht. Mit diesem Hebel steht bei *d* das Einlassventil *e* in Verbindung. Wenn nun der Wasserspiegel und mit ihm der Schwimmer sinkt, so wird der Hebel *ab* mittelst des bei *f* durch eine Stopfbüchse gehenden Kupferdrahtes *aF* nieder- und folglich bei *d* aufgezogen, und somit *e* gehoben, so daß nun neues Wasser eintreten kann; wenn hingegen *F* mit dem Wasser steigt, so erhält *G* das Uebergewicht, es geht der Hebel bei *d* nieder und

verschließt daher den Eintritt des Wassers in den Kessel durch das Ventil *e*. Die Stopfbüchse bei *f*, welche leicht zu einem Festklemmen des Drahtes *aF* Veranlassung giebt und dadurch die Wirksamkeit des Apparates beeinträchtigt oder gänzlich aufhebt, kann man dadurch ganz umgehen, daß man bei *f* ein oben offenes Rohr aufsetzt, in welchem das Wasser bis zu der durch den Dampfdruck bestimmten Höhe *W* sich erhebt und in welchem der Draht *aF* frei spielen kann.

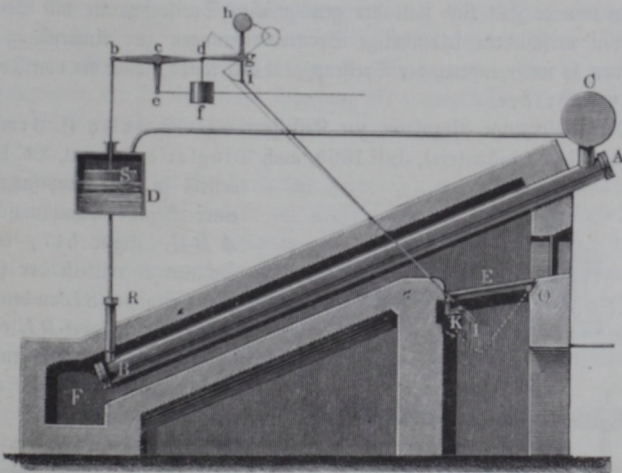
Bei den Hochdruckmaschinen ist die Einführung des Speisewassers schwerer, weil sich hier ein bedeutender Dampfdruck entgegensetzt; deshalb wird auch hierzu eine besondere Pumpe, die sogenannte Speisepumpe, nöthig. Diese Pumpe, über welche in Thl. III, 2, das Nähere nachzusehen ist, besteht meistens aus einer einfach wirkenden Saug- und Druckpumpe mit Plungerkolben, welche von der zugehörigen Dampfmaschine durch ein Excenter oder eine Kurbel bewegt wird und ein bequemes Ein- und Ausrücken gestattet, je nachdem die Speisung vorgenommen werden soll oder nicht. Für größere Kesselanlagen verwendet man auch mit Vortheil besondere Dampfpumpen. Die Speiseröhre, welche hierbei in Anwendung kommt, ist in Fig. 515 (a. v. S.) abgebildet. Bei *A* wird das Wasser durch die Pumpe zugebracht, *B* ist ein Ventil, das Speiseventil, durch welches das Wasser hindurchgehen muß, um in die eigentliche Speiseröhre *CD* zu gelangen, mit der Flansche *EE* sitzt die Röhre auf dem Kessel auf. Um den Hub des Ventils *B* zu reguliren, ist in dem Deckel *C* eine Stellschraube *F* angebracht, gegen welche das Ventil beim Oeffnen anschlägt, auch kann hierdurch das Speiseventil ganz geschlossen und die Speisung unterbrochen werden, für den Fall, daß eine Pumpe mehrere Dampfkessel versorgt. Das Speiseventil, welches gewissermaßen als ein zweites Steigventil der Pumpe angesehen werden kann, ist nöthig, um die Speisepumpe, wenn erforderlich, öffnen zu können.

Die Speisevorrichtung wird in der Regel nicht durch die Maschine, sondern durch den Heizer regulirt, der nach dem Stande des Wassers in dem Kessel die Speisepumpe ein- oder ausrückt. Man hat zwar auch bei Hochdruckmaschinen Schwimmer zum Selbstreguliren des Speisens angewendet, da sie aber zu viel Aufsicht erfordern und ihren Dienst oft versagen, so zieht man das Reguliren mit der Hand gewöhnlich vor. Da das Speisen des Kessels nicht ununterbrochen, sondern periodisch geschieht, so hat man die Speisepumpe immer für eine viel größere Wassermenge zu bemessen als der Kessel verdampft. Meistens macht man die Pumpe so groß, daß sie das Drei- bis Sechsfache der Verdampfung befördern kann, um einen etwa zu tief gesunkenen Wasserstand schnell wieder auf die richtige Höhe bringen zu können.

Anmerkung. Bei den Henjchel'schen Dampfkesseln wird das Speisen des Kessels mit Wasser durch einen Schwimmer regulirt. Die ganze Anlage eines

solchen Kessels führt Fig. 516 vor Augen. *AB* ist eine 0,15 bis 0,30 m weite und circa 3 bis 6 m lange Siederöhre, und neben derselben liegen nach Befinden noch mehrere vollkommen gleiche Röhren. Unten bei *B* tritt das Speisewasser ein, und *C* ist die horizontale Röhre, worin der erzeugte Dampf gesammelt wird. Die im Feuerraume sich bildende warme Luft umgiebt bei ihrer Bewegung durch den unter 24° Neigung sich niederziehenden Canal *EF* die Siederöhren vollständig und gelangt unten bei *F* in den Schornstein. Der Kofel *E* ist um eine horizontale Aze *O* drehbar und wird am andern Ende durch den obern Arm eines kleinen Winkelhebels *K* unterstützt. Ferner ist *R* eine von den Röhren, welche das Speisewasser den einzelnen Siederöhren zuführen. Zum Reguliren dieses Zuführens dient ein mit Blech eingefasster Stein *S*, der auf dem in einem gußeisernen Gefäße *D* eingeschlossenen Speisewasser schwimmt. Zu dem Ende ist der

Fig. 516.



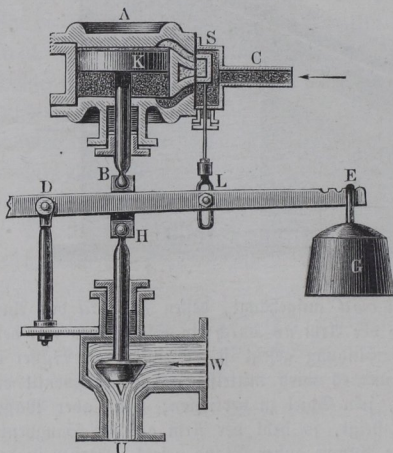
Schwimmer *S* an dem Winkelhebel *bed* aufgehängt, dessen Arm *cd* das Ausgleichsgewicht *f* trägt, während der Arm *ce* durch ein Stängelchen mit dem Saugventil der Speisepumpe in Verbindung gesetzt ist. Wenn es an Wasser in der Speiseröhre fehlt, so sinkt *S* und es wird mittelst *ce* das Saugventil der Speisepumpe in den Stand gesetzt, sein Spiel zu verrichten; wenn aber Wasser im Ueberfluß vorhanden ist und *S* steigt, so hebt der Arm *ce* das Saugventil in die Höhe und es ist dadurch die Pumpe außer Stand gesetzt, Wasser in den Kessel zu drücken. Sollte endlich der Wasserspiegel unter eine gewisse Höhe herabsinken, so würde das Armende *d* den Arm *dg* eines um *g* drehbaren und mit einem Gegengewichte *h* versehenen Winkelhebels *dgi* emporheben und dabei eine Stange *il* aufziehen, welche mittelst eines längern Schlieses am andern Ende den untern Arm des Winkelhebels *K* erfährt; dabei würde der obere Arm dieses Hebels unter dem äußersten Ende des Kofes weggleiten, dieser nun, seiner Stütze beraubt, niederfallen und den Brennstoff in den Aschenfall ausschütten und dadurch

die Gefahr einer Ueberhitzung beseitigt sein. Als Vorzug dieses früher mehrfach angewandten Kesselsystems hebt sein Erfinder Henschel die energische Verdampfungsfähigkeit desselben hervor, in Folge deren nur die geringe Heizfläche von 0,4 qm für jede Pferdekraft nöthig sein soll. Die Abwartung und Reinigung soll leicht und die Sicherheit groß sein. Als Nachtheil wird dagegen von anderer Seite die kleine Wasserfläche angeführt, in Folge deren der Wasserstand sehr großen Schwankungen unterworfen ist und die Dämpfe viel unverdampftes Wasser mechanisch mit sich fortreißen. Hierzu kommt, daß die obere Fläche der Siederöhren äußerlich bald von Flugasche bedeckt ist und die Ablagerung von Kesselflein gerade an den stark erhitzten Unterflächen der Sieder eintritt. Dies mögen die Gründe sein, weshalb dieses Kesselsystem heute wohl kaum noch ausgeführt wird, so daß es auch in §. 261 bei der Besprechung der gewöhnlichen Kesselanlagen nicht besonders angeführt worden ist.

In neuerer Zeit sind statt der gewöhnlichen Speiseapparate mit Speisepumpen verschiedene selbstthätige Speisevorrichtungen zur Anwendung gekommen, so unter anderen der Speiseapparat von Auld, sowie der von Solly und von Briere.

Der selbstthätige Regulator zur Kesselspeisung von Solly (s. Armengaud's Génie industriel, Juli 1865, auch Dingler's Journal, Bd. 178)

Fig. 517.



besteht in der Hauptsache in einer kleinen Dampfmaschine *ABC*, Figur 517, deren Schieber *S* mittelst der stellbaren Stangen *SL* an den um *D* drehbaren Hebel *DE* eines Schwimmers angeschlossen ist, und deren Kolben *K* mittelst der Stangen *KB* und *HV* das Ventil *V* aufhebt und niederläßt. Das Gewicht *G* dient zur Ausgleichung für den (in der Abbildung nicht dargestellten) Schwimmer im Innern des Dampfessels.

Wenn beim Mangel an Wasser im Kessel der Schwimmer niedergeht, so steigt der Hebel desselben auf der Seite des Gewichtes *G* und es hebt der Arm *DE* den Schieber *S* mittelst der Stange *LS* empor. Bei der hierbei eintretenden obern Stellung des Schiebers kann der Dampf von *C* durch die Dampfkammer hindurch und unter den Kolben *K* strömen, welcher nun sammt dem Eintrittsventil vom Dampfdruck emporgehoben wird. Hierdurch wird die

Verbindung zwischen der bei *W* angeschlossenen Speisepumpe und der bei *U* nach dem Kessel führenden Speiseröhre hergestellt und dem Speisewasser der Zutritt in den Kessel gestattet. Ist später das Speisewasser im Uebermaß zugeflossen und der Schwimmer auf eine gewisse Höhe gestiegen, so zieht der nun sinkende Hebelarm *DE* den Schieber wieder herab und der jetzt über den Kolben *K* tretende Dampf schiebt denselben sammt dem Ventil *V* nieder, wobei der weitere Zufluß des Speisewassers wieder aufgehoben wird.

Ein anderer selbstthätiger Speiseapparat von *Brière* ist beschrieben in *Armengaud's Génie industriel*, 1866, sowie in *Dingler's Journal*, Bd. 180.

Diese, sowie die vielen sonst noch angegebenen Vorrichtungen zur selbstthätigen Speisung haben sich keine nennenswerthe Verbreitung verschaffen können, da sie wegen ihrer meist complicirten Einrichtung häufig ihren Dienst versagen. Man ist vielmehr allgemein dazu übergegangen, eine so wichtige Angelegenheit, wie die regelrechte Speisung der Dampfkessel ist, der directen Obhut des Kesselwärters zu überweisen.

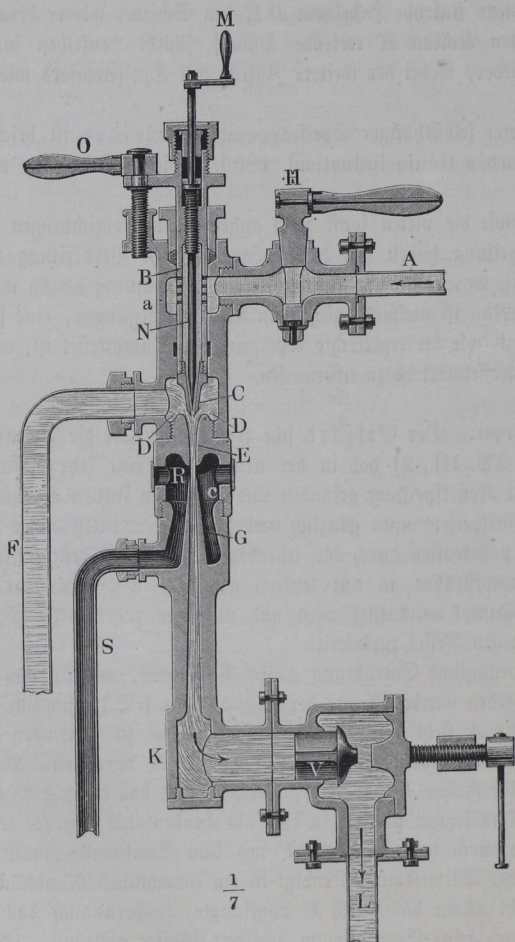
Injectoren. Der *Giffard'sche* Injector oder die Dampfstrahl- §. 270. pumpe (s. Thl. III, 2) hat in der neuern Zeit eine sehr verbreitete Anwendung zur Kesselspeisung gefunden und in vielen Fällen die bisher angewandten Kesselspeisepumpen gänzlich verdrängt. Vermitteltst dieses Apparates wird das Speisewasser durch die lebendige Kraft eines dem Kessel entströmenden Dampfstrahls in den letztern gedrückt, wobei der zur Wirkung kommende Dampf condensirt wird und mit dem zugeführten Speisewasser vermengt in den Kessel zurücktritt.

Die ursprüngliche Einrichtung dieses Apparates, wie sie ihm von dem Erfinder gegeben wurde, ist aus der Fig. 518 (a. f. S.) ersichtlich.

Das Rohr *A* steht mit dem Dampfraume des zu speisenden Kessels in Verbindung und führt bei geöffnetem Hahne *H* durch eine Anzahl von Löchern in die Röhre *BC* Dampf, welcher durch das conische Mundstück *C* ausbläst. Das letztere mündet in eine als Condensator dienende Kammer *D* aus, welche durch das Saugrohr *F* mit dem Speisewasserbehälter in Verbindung steht. Diese Kammer endigt in ein conoidisches Mundstück *E*, durch welches nicht allein das durch *F* angefangte, sondern auch das aus dem Dampfe durch seine Condensirung gebildete Wasser abströmt. Eine andere dem Mundstücke *E* gegenüberstehende Auffangdüse *G* nimmt den aus *E* kommenden Wasserstrahl auf, um denselben in die sich allmählig erweiternde Röhre *K* und durch das Speiseventil *V* hindurch in das Rohr *L* zu leiten, welches mit dem Wasserraume des Kessels in Verbindung steht. Auf diese Weise treibt der bei *C* austretende Dampf das Wasser in einem continuir-

lichen Strahle in den Kessel. Zur Regulirung der Dampfausströmung dient der in eine conische Spitze auslaufende Dorn *N*, welcher vermöge des auf

Fig. 518.



ihm befindlichen Schraubengewinde durch Umdrehung der Kurbel *M* entsprechend verstellt werden kann, während durch eine andere Schraube *O* die Röhre *BC* verschoben werden kann, um hierdurch den ringförmigen Zwischenraum genau zu reguliren, der zwischen der Dampfblüse *C* und dem Boden

der Kammer *D* dem Speisewasser den Zutritt gestattet. Das von der Auffangdüse *G* nicht aufgenommene Wasser findet einen Abfluß nach der Kammer *R* und dem Abflußrohre *S* (Sabberröhr), doch fließt während des regelrechten Betriebes durch *S* kein Wasser ab, sondern nur beim Ingangsetzen des Apparates, oder wenn die Spannung des Dampfes unter das erforderliche Maß herabgegangen sein sollte.

Die von dem Dampfe bei seiner Condensation abgegebene Wärme dient dazu, das angezogene Speisewasser vorzuwärmen, so daß diese Wärme nicht verloren geht, was dagegen der Fall wäre, wenn man etwa die Dampfstrahlpumpe als Hebevorrichtung zur Beförderung von Wasser in einen hochgelegenen Behälter benutzen wollte. Eine solche Verwendung ist, weil die aufgewendete Wärme zum größten Theile verloren geht, immer eine sehr unvortheilhafte.

Da für die Wirkung des Dampfes dessen Condensation von wesentlichem Einflusse ist, so erklärt es sich, warum diese Wirkung um so unsicherer wird, je wärmer das hinzutretende Speisewasser ist und es gelingt daher nicht, mit Injectoren der ältern durch Fig. 518 dargestellten Einrichtung Wasser in den Kessel zu drücken, wenn die Temperatur des Wassers höher als etwa 40° ist. Ebenso ist bei diesen älteren Vorrichtungen die erreichbare Saughöhe immer nur gering, meistens noch weniger als 1 m, was sich dadurch erklärt, daß in der Kammer *R* die Spannung herrscht, welche den Dämpfen zu eigen ist, deren Temperatur mit derjenigen des in die Auffangdüse tretenden Flüssigkeitsgemisches übereinstimmt. In neuerer Zeit hat man durch Verbesserungen des Injectors, insbesondere durch Verwendung von zwei besonderen Düsen hinter einander die gedachten Uebelstände wesentlich beseitigt, wie im Folgenden gezeigt werden wird.

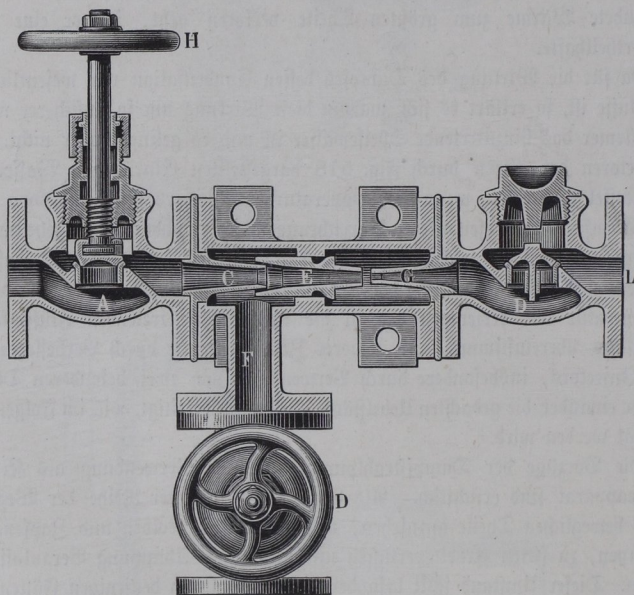
Die Vorzüge der Dampfstrahlpumpe in ihrer Verwendung als Kesselspeiseapparat sind ersichtlich. Als Vortheil ist in erster Reihe der Wegfall aller beweglichen Theile anzusehen, welche, wie die Kolben und Zapfen der Pumpen, zu steten Arbeitsverlusten und allmäliger Abnutzung Veranlassung geben. Dieser Umstand fällt besonders ins Gewicht in denjenigen Fällen, in welchen eine Dampfmaschine gar nicht vorhanden ist, von der die Speisepumpe betrieben werden könnte, also wenn der Dampfkessel dazu dient, Dämpfe für Zwecke der Heizung, Destillation u. s. w. zu erzeugen. In solchen Fällen mußte man früher lediglich zum Zwecke der Kesselspeisung besondere Dampfmaschinen aufstellen. Dies war auch für Locomotiven und Dampfschiffe nöthig, um die Kessel während des Stillstandes speisen zu können, wogegen die Anwendung des Injectors eine Speisung zu jeder Zeit und unabhängig von dem Betriebe der Dampfmaschine ermöglicht.

Ein Uebelstand, mit welchem die älteren Injectoren behaftet waren, bestand darin, daß die Wirksamkeit des Apparates eine genaue Regulirung des

Dampf- und Wasserzutritt erforderte, wozu die beiden Schrauben *O* für den Wassereintritt und *M* für den Dampfzutritt vorgesehen waren. Insbesondere setzte das Ingangsetzen des Apparates eine gewisse Geschicklichkeit und Uebung von Seiten des Kesselwärters voraus. Diesen Mangel zu beseitigen und insbesondere die Handhabung des Apparates möglichst zu erleichtern, hat man neuerdings die Einrichtung mannigfach verändert, in welcher Beziehung hier nur einige Anordnungen angeführt werden mögen.

Der Injecteur von Schau, Fig. 519, enthält eine fest eingesetzte unbewegliche Dampfdüse *C* und eine ebenfalls unbewegliche Wasserdüse *E*, welcher

Fig. 519.

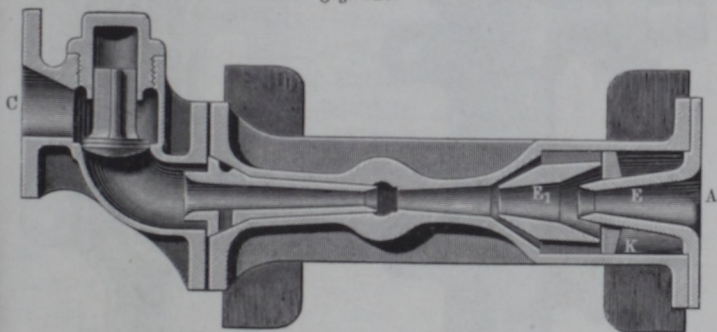


die Auffangdüse *G* gegenübersteht. Die Regulirung des Dampfzutritts geschieht hierbei mittelst des Ventils *A*, welches in bekannter Art durch eine Schraubenspindel an dem Handrade *H* bewegt wird, und ein ähnliches Ventil *D* dient zur Regulirung des zugeführten Speisewassers, welches durch das Rohr *F* in den Apparat tritt. Dieser Injecteur wird gewöhnlich so tief aufgestellt, daß das Wasser aus einem höher gelegenen Behälter von selbst zufließt, eine Saugwirkung also nicht erfordert wird. Bei den Locomotiven befindet sich der Apparat daher in der Regel unter dem Führerstande, also unterhalb des tiefsten Wasserstandes im Tender.

Der Injector von Friedmann, Fig. 520, unterscheidet sich hiervon hauptsächlich durch die Anbringung einer zweiten Wasserdüse E_1 , der das Wasser aus der Kammer K zufließt, in welche es durch ein in der Figur sich von unten anschließendes Rohr geleitet wird. Der Dampf tritt durch die Düse A ein und wird durch ein in dem Dampfrohre angebrachtes Ventil regulirt. Auch dieser Injector ist ein nicht saugender.

Von besonderm Interesse sind die Rörting'schen Universalinjectoren, welche durch die Anwendung von zwei Düsen gekennzeichnet sind, die das Wasser nach einander zu durchströmen gezwungen wird, so daß es zweimal

Fig. 520.



einer Beschleunigung durch den Dampf ausgesetzt ist. Auch diese Injectoren werden entweder als saugende oder nichtsaugende ausgeführt. Ein saugender Rörting'scher Injector ist durch Fig. 521 I, II, III (a. f. S.) dargestellt. Der durch H zugeführte Dampf tritt beim Anlassen des Apparates zunächst durch die Düse D , indem zuerst nur das kleinere Ventil v der beiden Dampfeinlaßventile v und v' geöffnet wird. Dieser in geringer Menge durch v tretende Dampf wird bei seinem Austritte durch die Düse D condensirt und saugt in Folge des dadurch entstehenden luftverdünnten Raumes das Wasser aus dem an J angeschlossenen Rohre an, um es in die Auffangedüse F zu drücken. In dem ersten Augenblicke, wenn das Ventil v soeben sich zu öffnen begonnen hat, ist diesem Wasser der Austritt durch M und den Hahn E hindurch gestattet; bei einer weitem Eröffnung von v aber, wie sie durch langsame Bewegung des Hebels A im Sinne des Pfeils bewirkt wird, verschließt der mittelst der Schubstange Z bewegte Hahn E dem Wasser den Austritt ins Freie und es ist dasselbe daher genöthigt, durch den Canal N empor und in die zweite Auffangedüse F' zu treten. Zu gleicher Zeit ist jetzt durch weitere Drehung des Hebels A und der Axe B das Ventil v' geöffnet, so daß der durch die zweite Dampfdüse D' austretende Dampf das Wasser in

Fig. 521 I.

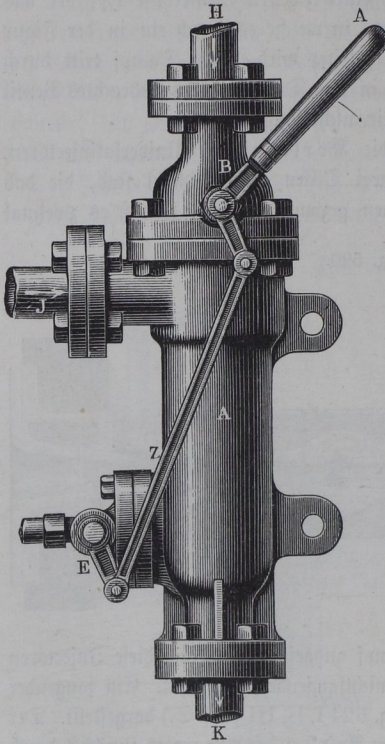


Fig. 521 II.

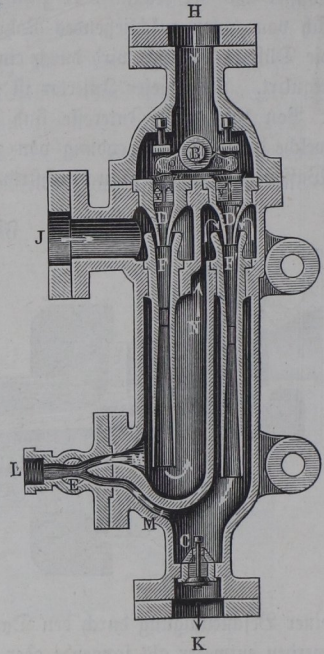
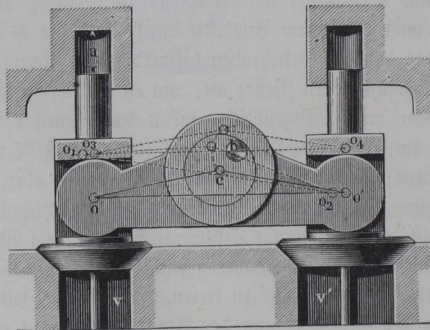


Fig. 521 III.



die zweite Auffangedüse F' wirft. Dieses Wasser findet anfänglich noch einen Ausgang ins Freie durch den Canal M' , dessen Oeffnung jedoch kurz darauf durch weitere Drehung des Hahns E verschlossen wird. In diesem Augenblicke wird das Speiseventil C durch den gegen dasselbe treffenden Wasserstrahl geöffnet und das Wasser strömt nunmehr als ununterbrochener Strahl in den Kessel, so lange der Dampf hinzugelassen wird, welcher fortwährend durch die beiden Düsen D und D' gleichzeitig eintritt.

Um die Bewegung der beiden Ventile v und v' und des Hahns E in der hier gedachten Art leicht und bequem hervorzurufen, ist folgende Einrichtung getroffen. Der zur Bewegung der beiden Ventile v und v' angeordnete doppelarmige Hebel oo' ist excentrisch auf die Ase B des Handhebels gesetzt, so zwar, daß c , Fig. 521 III, den Mittelpunkt für das Auge dieses Hebels oo' darstellt, während die Drehaxe des Händels A ihren Mittelpunkt in b hat. Es ergibt sich nun, daß bei einer Rechtsdrehung des Händels A und seiner Ase B um b der Mittelpunkt c sich erhebt, und zwar wird hierbei nur das kleinere Ventil v wegen des geringern Dampfdrucks sich öffnen, während das größere Ventil v' vom Dampfe noch niedergehalten wird. Der Hebel oo' stellt sich daher in die schräge Lage $o_1 o_2$. Sobald indessen das Ventil v um eine gewisse Größe gehoben ist, welche gleich dem freien Spiele a ist, das der Stift von v oberhalb in seiner Führung findet, ist bei weiterer Drehung des Händels das Ventil v an jeder ferneren Hebung verhindert und es muß nun v' erhoben werden, indem der Hebel oo' sich aus der Lage $o_1 o_2$ in diejenige $o_3 o_4$ stellt. Auf diese Weise wird die gedachte Bewegung der Ventile einfach durch langsames Rechtsdrehen des Händels erzielt, denn die in Fig. 521 I dargestellte Verbindung der Ase B des Händels A mit der des Hahnes E durch die Zugstange Z veranlaßt, daß auch dieser Hahn die angegebene Bewegung macht, sobald der Händel A umgelegt wird. Durch die Anwendung von zwei Düsen ist der Injector befähigt worden, vorgewärmtes Wasser von einer Temperatur von 65 bis 70° C. speisen zu können, während Injectoren mit nur einer Düse erfahrungsmäßig nur ungenügend oder gar nicht arbeiten, sobald das Speisewasser eine Temperatur über 30° C. hat. Man kann sich diese Erscheinung etwa in folgender Art erklären. Bei allen Injectoren spielt die Condensation des zur Wirkung kommenden Dampfes in dem Apparate eine wichtige Rolle, nicht nur weil das dadurch entstehende Vacuum die Möglichkeit des Saugens gewährt, sondern auch, weil die Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf ausströmt, durch die Beseitigung des Gegendruckes gesteigert wird. Nun ist, wie die nachfolgende Rechnung ergeben wird, zur Speisung einer bestimmten Wassermenge eine Dampfmenge von solcher Größe erforderlich, daß dadurch die Anfangstemperatur etwa um 40° C. erhöht wird. Wird nun diese Dampfmenge bei den einblüsigem Apparaten im vollen Betrage dem eintretenden Wasser zugeführt,

so wird dessen Temperatur, wenn sie anfänglich 40 bis 50° beträgt, dadurch auf etwa 80 bis 90° erhöht, welche Temperatur dem Siedepunkte 100° nahe liegt, welcher zu der in der Condensationskammer herrschenden atmosphärischen Pressung gehört. Das Wasser verliert dadurch wesentlich an seiner Fähigkeit, den Dampf zu condensiren.

Dagegen wird bei den Rörting'schen Apparaten durch die erste kleinere Düse auch nur ein entsprechend kleiner Theil der Gesamtdampfmenge zugeführt, so daß die Temperaturerhöhung geringer und zwar ungefähr nur zu 10° ausfällt, wenn man etwa nur den vierten Theil des Dampfes durch die erste Düse treten läßt. Dies würde voraussetzen, daß der Querschnitt der größern Düse etwa dreimal so groß, wie der der kleinern ist. Das zutretende Wasser würde also in diesem Falle noch um etwa 30° wärmer sein können als bei Anwendung von nur einer Düse, ohne die Fähigkeit zu condensiren in geringerem Maße zu haben. Wenn nun das Wasser nach der zweiten Düse gelangt, so wird zwar daselbst durch den neu hinzutretenden Dampf eine weitere Erwärmung des Wassers stattfinden, welche dessen Temperatur bis zu 100° und vielleicht noch darüber erhöht; dies ist in der zweiten Kammer aber auch angängig, denn da hier der Druck bereits größer ist als der atmosphärische, so liegt auch der Condensationspunkt in dieser Kammer höher, z. B. für einen Druck von 2 Atmosphären nach der Tabelle §. 235 bei 120,6°. In dieser Weise mag man es sich erklären, warum erfahrungsmäßig die mit zwei Düsen arbeitenden Apparate wärmeres Wasser zu speisen vermögen als die eindüftigen.

Auch die mögliche Saughöhe soll bei diesen Apparaten größer und nach der Angabe der Verfertiger beim Ansaugen kalten Wassers bis zu 6 m, unter Umständen sogar bis zu 7 m angenommen werden können. Die Anwendung von zwei Düsen scheint auch den Apparat in gewissem Sinne zu einem selbstregulirenden zu machen, indem bei einer geringer gewordenen Dampfspannung die erste Düse entsprechend weniger Wasser nach der zweiten schafft, durch welche jetzt auch weniger Dampf zur weitem Beförderung austritt. Bei den Injectoren mit einer Düse muß dagegen den Schwankungen des Dampfdruckes entsprechend eine Regulirung der Eintrittsöffnung für das Wasser vorgenommen werden.

Die Fähigkeit der Dampfstrahlpumpen, warmes Wasser befördern zu können, ist von nicht zu unterschätzender Bedeutung, da hierdurch die Möglichkeit gegeben ist, durch Anwendung von Vorwärmern einen Theil der Wärme des abgehenden Dampfes bei Auspuffmaschinen oder der Rauchgase bei Condensationsmaschinen für den Kessel wieder nutzbar zu machen.

Eine angenäherte Theorie des Injectors ist in Thl. III, 2, Cap. IV, gelegentlich der Besprechung der Saugstrahlpumpe gegeben. Unter Zuhülfe-

nahme der mechanischen Wärmetheorie läßt sich diese Theorie noch in der folgenden Weise vervollständigen.

Es werde aus dem Dampfkessel, in welchem die Spannung p und die zugehörige Temperatur t herrscht, in einer beliebigen Zeit 1 kg Dampf- und Wassermischung dem Injector zugeführt und es möge x die Gewichtsmenge des in dem Gemische enthaltenen Dampfes bedeuten. Bezeichnet dann wieder q die Flüssigkeitswärme und q die innere, sowie r die äußere latente Wärme des Dampfes (s. §. 234), so enthält das betreffende Gemisch die innere Wärme $q + xq$. Das Gemisch hat bei der Spannung p das Volumen $\sigma + xu$, wenn wie früher mit $\sigma = 0,001$ cbm das spezifische Volumen des Wassers und mit u das Volumen von 1 kg Dampf der Spannung p bezeichnet wird. Wenn dieses Volumen aus dem Kessel getreten ist, so ist eine äußere Arbeit gleich $p(\sigma + xu)$ geleistet, deren Wärmewerth durch $Ap(\sigma + xu)$ dargestellt ist, unter $A = \frac{1}{424}$ W.·E. das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit verstanden. Man hat daher die ganze in dem austretenden Dampfgemische enthaltene Energie, ausgedrückt in Wärmemaß zu:

$$Q = q + xq + Ap(\sigma + xu) = q + xr + Ap\sigma,$$

wenn nach §. 234:

$$q + Apx = r$$

gesetzt wird.

Gelegt nun, es werde ein Gewicht Wasser gleich M Kilogramm auf die Höhe h angefaugt und daher das Gewicht $1 + M$ Kilogramm Wasser, dessen Volumen $\sigma(1 + M)$ ist, in den Kessel gepreßt. Hierzu gehört, da der Atmosphärendruck p_0 dabei die Arbeit $L_a = M\sigma p_0 - Mh$ verrichtet, ein Arbeitsaufwand von:

$$L = \sigma(1 + M)p - L_a = \sigma p + M[\sigma(p - p_0) + h].$$

Tritt nun das von dem Injector beförderte Wasser von dem Gewichte $1 + M$ mit einer Temperatur t_1 in den Kessel, so ist die in diesem Wasser enthaltene Flüssigkeitswärme $(1 + M)q_1$, und da das Speisewasser M bei der ursprünglichen Temperatur t_0 eine Flüssigkeitswärme Mq_0 enthielt, so ist von der anfänglich in dem Dampfe enthaltenen Wärme Q an das beförderte Wasser der Ueberschuß:

$$(1 + M)q_1 - Mq_0 = q_1 + M(q_1 - q_0) = Q_0$$

übergegangen. Demzufolge muß die Wärmemenge:

$$Q - Q_0 = q - q_1 + xr + Ap\sigma - M(q_1 - q_0)$$

in Arbeit verwandelt sein, und man hat dieselbe gleich dem Wärmewerthe AL

derjenigen Arbeit L zu setzen, welche zur Beförderung des Wassers in den Kessel aufgewendet werden mußte. Die Gleichsetzung liefert:

$$q - q_1 + xr + A p \sigma - M (q_1 - q_0) \\ = A \sigma p + A M [\sigma (p - p_0) + h],$$

woraus man für das angesaugte Wasser den Ausdruck:

$$M = \frac{q - q_1 + xr}{q_1 - q_0 + A [\sigma (p - p_0) + h]}$$

erhält.

In diesem Ausdruck ist außer M noch die Flüssigkeitswärme q_1 des aus dem Injector nach dem Kessel tretenden Wassers unbekannt, und man kann daher aus dieser Formel die durch 1 kg Dampf beförderte Speisewassermenge M nur dann bestimmen, wenn die Temperatur t_1 dieses Wassers etwa durch Beobachtung festgestellt ist, indem man aus dieser Temperatur nach (78) in §. 234 die zugehörige Flüssigkeitswärme bestimmen kann. Jedenfalls erkennt man aus dieser Formel, daß die Saughöhe h nur einen sehr untergeordneten Einfluß auf die Größe von M haben wird, da das Glied $A[\sigma(p - p_0) + h]$ nur klein ist im Vergleich zu $q_1 - q_0$. Dagegen ist wegen des hohen Werthes von r die Größe von x , d. h. der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes von wesentlichem Einflusse und es muß unter sonst gleichen Umständen das beförderte Wasser um so größer ausfallen, je trockener der Dampf ist, d. h. je näher x der Einheit liegt. Daß bei einer höhern Temperatur t_1 des in den Kessel tretenden Wassers die Menge desselben natürlich kleiner ist, zeigt die Formel ebenfalls.

Beispiel. Es möge angenommen werden, der Dampf im Kessel habe eine Spannung von 5 Atmosphären und trete mit 10 Proc. Wasserbeimengung in den Injector, welcher das Wasser von 10° C. auf eine Höhe gleich 3 m anzusaugen habe. Durch Beobachtung sei ferner die Temperatur des Wasserstrahls zu 50° festgestellt. Wie groß ist in diesem Falle die durch 1 kg des verwendeten Dampfes beförderte Wassermenge?

Nach der Tabelle des §. 235 hat man für $p = 5$, $t = 152,22$, $r = 499,19$, $q = 153,74$ und nach (78) in §. 234 ist die Flüssigkeitswärme für 10° C. $q_0 = 10,0$ und für 50° C. $q_1 = 50,09$. Mit diesen Werthen und $x = 0,9$, $p = 5 \cdot 10\,336$ kg, $p_0 = 10\,336$ kg und $A = \frac{1}{424}$ folgt:

$$M = \frac{153,74 - 50,09 + 0,9 \cdot 499,19}{50,09 - 10,0 + \frac{1}{424} (0,001 \cdot 4 \cdot 10\,336 + 3)} \\ = \frac{552,92}{40,09 + 0,10} = 13,75 \text{ kg.}$$

Der geringe Einfluß der Saughöhe h ist daraus ersichtlich. Wäre dagegen der Dampf ganz trocken, so erhielte man für dieselbe Temperatur $t_1 = 50^\circ$ die Wassermenge:

$$M = \frac{153,74 - 50,09 + 499,19}{40,19} = \frac{602,84}{40,19} = 15,0 \text{ kg.}$$

Es ist leicht zu erkennen, daß man aus der etwa durch Messung festgestellten Wassermenge M , welche durch jedes Kilogramm Dampf in den Kessel gedrückt wird, einen Rückschluß auf die Größe von x , d. h. auf die dem Dampfe beige- mengte Wassermenge machen könnte.

Vorwärmer. Die Erwärmung des Speisewassers in dem Injector §. 271. geschieht auf Kosten des aus dem Kessel zugeführten Dampfes und es ist demnach mit dieser Vorwärmung des Speisewassers ein Gewinn oder eine Ersparniß an Wärme nicht verbunden. Das Letztere ist nur der Fall, wenn es möglich ist, dem Speisewasser eine höhere Temperatur durch solche Stoffe zu ertheilen, deren Wärme ohnedies unbenutzt bleiben würde. Solche Körper sind die durch den Schornstein abziehenden Gase und bei Maschinen ohne Condensation die abgehenden Dämpfe. Man hat vielfach Apparate angewendet, welche den Zweck haben, die sonst verloren gehende Wärme dieser Stoffe theilweise dadurch nutzbar zu machen, daß man sie zum Vorwärmen des Speisewassers verwendet.

Der hierdurch erreichbare Gewinn an Wärme ist leicht zu beurtheilen. Nimmt man eine mittlere Temperatur der Atmosphäre und des für die Kesselspeisung vorhandenen Wassers von 12° an, so ist die jedem Kilogramm dieses Wassers zuzuführende Wärme, um es in Dampf von etwa 5 Atmo- sphären Spannung zu verwandeln, nach der Tabelle in §. 234 zu:

$$q + r - 12 = 153,74 + 499,19 - 12 = 640,93 = \text{rot. } 640 \text{ W.}^{\circ}\text{C.}$$

gegeben, wenn man die Flüssigkeitswärme des Wassers von 12° C. zu 12 Wärmeeinheiten annimmt. Demnach ist mit jeder Erwärmung des Speisewassers um 1° C. eine Ersparniß von $\frac{1}{640} = 0,00156$ oder etwa

$\frac{1}{6}$ Proc. der ganzen für den Dampfkessel gebrauchten Wärme verbunden. Wenn man daher durch den abgehenden Dampf der Maschine, dessen Temperatur 100° beträgt, eine Anwärmung des Wassers auf etwa 90° C., also um 78° , erreichen kann, so ist hiermit eine Ersparniß von $78 \cdot 0,00156 = 0,121$ oder etwa 12 Proc. der aufzuwendenden Wärme verbunden. Hieraus erklärt sich genügend der Vortheil, welchen die Vorwärmer für Maschinen ohne Condensation gewähren. Die Kosten, welche deren An- bringung verursacht, fallen nicht ins Gewicht, besonders wenn man erwägt, daß in Folge derselben die ganze Kesselanlage in Anbetracht der geringern Wärmeentwicklung entsprechend kleiner sein kann. Daß die abgehenden Dämpfe jederzeit genügende Wärme abgeben können, um eine Vorwärmung wie die vorausgesetzte, erreichen zu lassen, ergibt sich ohne weiteres aus dem hohen Werthe der latenten Wärme des Wasserdampfes. Denn wenn auch

der ursprünglich ganz trockene Wasserdampf in Folge der Expansion und Abkühlung durch die Cylinderwandung bis etwa zu $\frac{1}{4}$ seines Gewichtes mit tropfbarem Wasser behaftet sein würde, so wäre in 1 kg des Gemisches von einer Atmosphäre Spannung doch immer noch die innere Wärme um

$$\frac{3}{4} \varrho = \frac{3}{4} 496,3 = 372 \text{ W.} \cdot \text{C.}$$

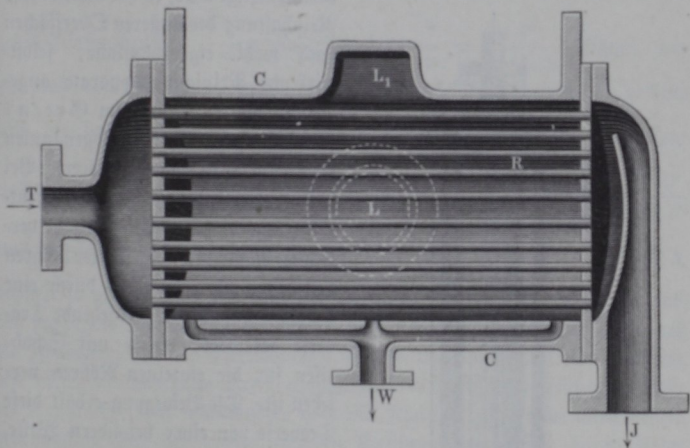
größer als in 1 kg Wasser von 100°, und diese Wärme wäre für die Vorwärmung des neu einzuführenden Speisewassers verwendbar.

Um dem Wasser die Wärme des abgehenden Dampfes mitzutheilen, kann man den letztern einfach durch das Speisewasser hindurchleiten, wobei eine entsprechende Dampfmenge sich condensirt, doch ist diese zwar einfache Methode nicht empfehlenswerth, weil der abgehende Dampf dabei eine gewisse Wasserfäule im Vorwärmer überwinden muß, wodurch der schädliche Gegendruck in der Maschine vergrößert wird. Auch müßte in diesem Falle das gewärmte Wasser einen freien, der Atmosphäre ausgesetzten Wasserspiegel haben, und die Speisepumpe würde dieses heiße Wasser nicht ansaugen können, der betreffende Vorwärmer müßte daher höher aufgestellt werden als die Pumpe, um das Wasser von selbst zuschießen zu lassen. Aus diesen Gründen zieht man es vor, die Vorwärmer in Gestalt von Behältern oder Gefäßen, meistens von Röhrenform, anzuordnen, welche in die Druckleitung der Speisepumpe eingeschaltet werden, so daß die letztere das Wasser durch dieselben hindurch zu drücken hat. Das Wasser kommt hierbei nicht in directe Berührung mit dem Dampfe, sondern empfängt die Wärme durch die Gefäßwandung hindurch, deren entgegengesetzte Seite dem Dampfe ausgesetzt ist. Hierbei sind die das Wasser aufnehmenden Röhren entweder in einem geschlossenen Gefäße untergebracht, welches mit dem Dampfableitungsrohre in Verbindung steht und sich aus diesem mit Dampf füllt, oder man bedient sich der wirksamern Circulationsapparate, durch welche der Dampf ununterbrochen hindurchgeleitet wird. Die erstere Anordnung findet namentlich auf Locomotiven Anwendung, bei denen der abgehende Dampf noch den wichtigen Zweck der Zugbeförderung durch das Blasrohr zu erfüllen hat, während man bei feststehenden Dampfkesseln meistens Circulationsvorwärmer anwendet.

Ein Vorwärmer, wie er von Rörting für Locomotiven angewendet wird, ist durch Fig. 522 dargestellt. In den gußeisernen Cylinder *C* wird abgehender Dampf der Maschine durch das seitlich angebrachte Rohr *L* und den Canal *L*₁ geleitet, ohne durch den Apparat zu circuliren. Der vom Dampfe erfüllte Raum ist von einer großen Anzahl enger Kupferröhren *R* durchzogen, durch welche das bei *T* aus dem Tender kommende Wasser fließt, um durch die bei *J* angegeschlossene Leitung dem Injector zugeführt zu werden.

Das im Innern des Vorwärmers aus dem Dampfe sich bildende Condensationswasser fließt durch die Oeffnung *W* ab. Diese Vorwärmer werden etwas höher aufgestellt als die Injectoren, so daß die letzteren nicht zu saugen nöthig haben.

Fig. 522.

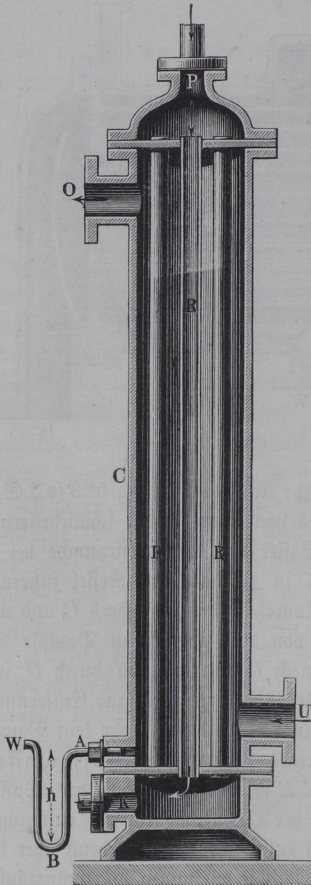


Einen Circulationsvorwärmer für stehende Anlagen zeigt Fig. 523 (a. f. S.). Der stehende Cylinder *C* ist hier ebenfalls von einer Anzahl schmiedeeiserner Röhren *R* durchzogen, in welche das Wasser von der Speisepumpe bei *P* hineingedrückt wird, um unterhalb bei *K* in die nach dem Kessel führende Speiseleitung zu gelangen. Der Raum innerhalb des Cylinders *C* und um die Röhren *R* herum wird fortwährend von dem abgehenden Dampfe der Maschine durchzogen, indem derselbe durch *U* eintritt, um durch *O* ins Freie zu gelangen. Ein bei *A* angebrachtes Abfahrrohr dient zur Entfernung des gebildeten Condensationswassers. Damit durch dieses Rohr kein Dampf entweicht, kann man behufs Bildung eines sogenannten Wasserfackes diesem Rohre die heberförmige Gestalt *ABW* geben, so daß das Wasser durch die Mündung *W* abfließt, während der Dampf dadurch nur entweichen könnte, wenn er einen der Wasserfäule *h* entsprechenden Ueberdruck über die Atmosphäre ausüben würde. Um einen möglichst wirksamen Wärmeaustausch zu erlangen, pflegt man bei diesen Vorwärmern eine Gegenströmung anzuwenden, indem man die Bewegung des Wassers derjenigen des Dampfes entgegengesetzt gerichtet vornimmt.

Man hat auch zuweilen das Speisewasser durch die Feuergase des Kessels vorgewärmt, am einfachsten dadurch, daß man das Speisewasser durch ein

Rohr hindurch drückt, welches in einem der Feuerzüge gelagert ist. Häufig auch wird in dem Fuchse ein besonderer Vorwärmer aufgestellt, welcher meistens aus einem System enger Röhren besteht, durch die das Speisewasser hindurch gehen muß. Da diese Röhren sich leicht mit Ruß oder Flugasche

Fig. 523.



bedecken, wodurch ihre Wirksamkeit beeinträchtigt wird, so hat man behufs Reinhaltung der äußeren Oberflächen auch wohl eigenthümliche, selbstwirkende Reinigungsapparate angewendet, wie z. B. bei dem Green'schen Vorwärmer oder sogenannten Economiser (Kohlen-Sparer). Bei diesem Apparate, welcher im Wesentlichen aus einer größern Anzahl verticaler, in Reihen aufgestellter Röhren besteht, werden dieselben durch eine langsam auf- und niedergehende Traverse gereinigt, welche mit Schabseisen für die einzelnen Röhren versehen ist. Die Bewegung erhält diese Traverse von einer besondern Welle, die durch einen Riemen von der zugehörigen Dampfmaschine umgedreht wird.

Diese Apparate werden insbesondere für Condensationsmaschinen empfohlen, bei denen das Speisewasser dem 35 bis 40° warmen Condensationswasser entnommen wird. Die Temperaturerhöhung, welche dem Wasser durch die abgehenden Rauchgase ertheilt werden kann, wurde schon oben besprochen (§. 262).

Die durch die Vorwärmer erreichbare Erwärmung des Speisewassers hängt nicht bloß von der Größe der Wärmefläche ab, welche für jedes Kilogramm des in bestimmter Zeit, etwa in der Minute durch den Vorwärmer geführten Wassers angeordnet ist, sondern auch von der Zeit, während welcher das Wasser sich in dem Vorwärmer aufhält, d. h. von der Geschwindigkeit, mit der es sich durch den Vorwärmer bewegt. In dieser Beziehung sind

weite und kurze Röhren wirksamer als enge und lange von gleicher Oberfläche, wie sich aus folgender Betrachtung ergibt. Hat ein Rohr den Durchmesser d und die Länge l , und geht durch dasselbe in jeder Secunde die Wassermenge Q hindurch, so ist die Geschwindigkeit dieses Wassers durch

$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$ gegeben, und daher bestimmt sich die Zeit des Verweilens für

jedes Wassertheilchen in dem Rohre zu $t = \frac{l}{v} = \frac{l\pi d^2}{4Q}$. Nimmt man

ein Rohr von doppeltem Durchmesser $2d$ und derselben Oberfläche an, welches also die halbe Länge $\frac{l}{2}$ erhalten muß, so bestimmt sich für dieses Rohr

und dieselbe Wassermenge Q die Durchgangsgeschwindigkeit zu $v_1 = \frac{Q}{\pi d^2}$

und die Zeitdauer der Vorwärmung zu $t_1 = \frac{l}{2v_1} = \frac{l\pi d^2}{2Q} = 2t$, d. h.

doppelt so groß als bei der einfachen Weite d . Das weitere Rohr hat auch den doppelten Rauminhalt des engeren und man kann daher auch sagen, daß die Zeitdauer, während welcher das Wasser in dem Vorwärmer verbleibt, mit dessen Rauminhalte direct proportional ist. Eine hinreichende Größe des Rauminhalts ist insbesondere noch mit Rücksicht auf die bei allen Kesseln gebräuchliche Art der intermittirenden Speisung erforderlich, da in Folge dieser Art des Betriebes in den kurzen Zeitabschnitten des eigentlichen Speisens natürlich entsprechend größere Wassermengen durch den Vorwärmer gehen, als der Kessel in derselben Zeit verdampft.

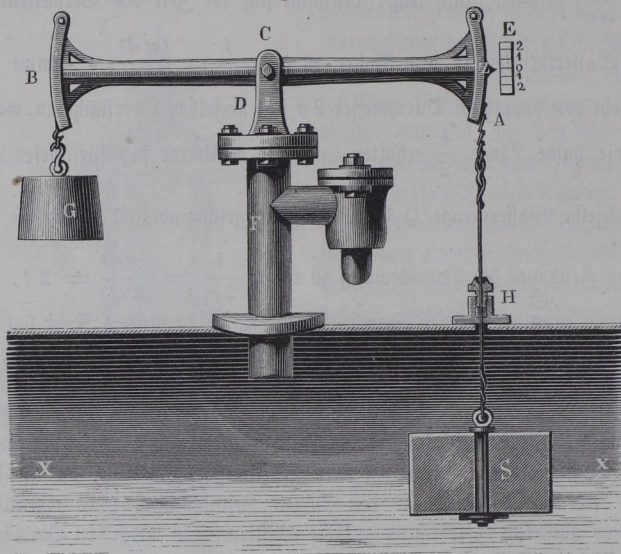
Wasserstandszeiger. Bei jedem Dampfkessel müssen ferner Apparate §. 272. angebracht sein, welche über den Stand des Wassers in demselben die nöthige Auskunft geben. Es sind dies Schwimmer, Probirhähne und Wasserstandsrohren.

Der Schwimmer oder das Schwimmniveau besteht aus einem doppelarmigen Hebel ABC , Fig. 524 (a. f. S.), an welchen einerseits ein eiserner oder steinerer Schwimmer S , andererseits aber ein Gewicht G angehängt ist. Die Drehungsaxe C , Fig. 525, ist entweder schneidig wie bei einem Wageballen, oder sie wird durch zwei Stahlspitzen gebildet, welche AB mittelst einer eingesetzten Ruß erfassen. Das Lager D wird häufig auf den Speiseapparat F aufgesetzt. Um den Stand des Schwimmers genau anzugeben, wird ein Zeiger Z an den Hebel angelegt, der über einer festen Scala E hinläuft. Uebrigens ersieht man noch aus der Figur in XX den Wasserspiegel und in H die Stopfbüchse für den Kupferdraht, woran der Schwimmer hängt. Diese Stopfbüchse, welche bei zu festem Anziehen, sowie in Folge von Staub oder Rost leicht ein Festklemmen der Schwimmerstange

veranlaßt, ist die Hauptursache, warum Schwimmer häufig ihren Dienst versagen.

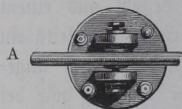
Die Probir- oder Wasserstandshähne geben nur dann den Wasserstand im Dampfkessel mit einiger Sicherheit an, wenn die Wallungen des

Fig. 524.



Wassers in demselben nicht sehr groß sind, was jedoch nur bei großen Kesseln und bei niedrigem Dampfdrucke der Fall ist. Von diesen Hähnen hat man stets zwei (zuweilen sogar drei), der eine mündet etwa 5 cm unter und der andere

Fig. 525.



eben so viel über dem mittlern Wasserstande ein; so lange daher der Wasserspiegel zwischen diesen Mündungen steht, wird bei Eröffnung durch den einen Wasser und durch den andern Dampf ausströmen. Man hat horizontale und auch verticale Wasserstandshähne; jene münden an der Stirnfläche, diese aber an der Decke des Kessels aus. Fig. 526 zeigt in A die Seitenansicht und in B die vordere Ansicht von den Hähnen der ersten Art. In Fig. 527 hingegen sind die zwei verticalen Wasserstandshähne A und B mit dem nöthigen Holzschlüssel C abgebildet. Man ersieht, daß B über und A unter dem Wasserspiegel XX einmündet. Zuweilen wendet man anstatt der Probirhähne auch Probirventile an. Die Erkennung des Wasserstandes durch die Probirhähne ist immer mit gewissen Schwierigkeiten verbunden, weil der

austretende Dampf in der Regel viel Wasser mechanisch mitreißt und weil das austretende Wasser vermöge seiner hohen Temperatur eine lebhafte Dampfbildung zeigt.

Am sichersten erkennt man den Wasserstand an einer Wasserstands-
röhre. Die Einrichtung eines solchen Wasserstandszeigers ist aus Fig. 528
zu ersehen. *A* ist die Glasröhre, *B* und *C* sind die metallenen Verbindungs-
röhren, wovon die untere in den Wasser- und die obere in den Dampfraum
einmündet. *F* und *G* sind zwei durch eine Stange *H* verbundene Hebel,

Fig. 528.

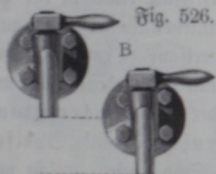
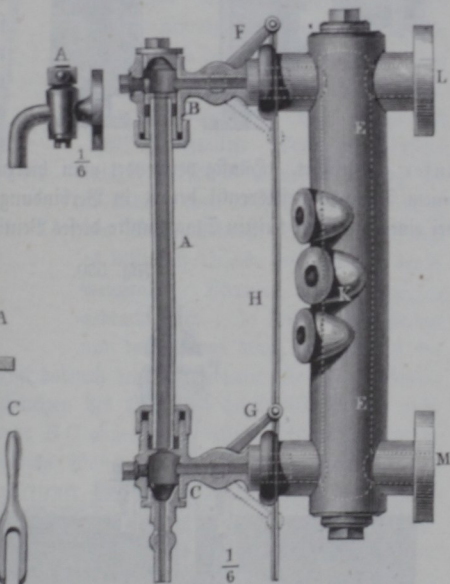
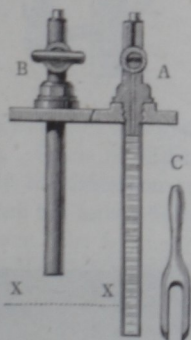


Fig. 527.



wodurch die Hähne in Bewegung gesetzt und die Verbindung der Glasröhre mit dem Kessel hergestellt und aufgehoben werden kann; endlich sind noch in der Röhre *EE*, welche die beiden bei *L* und *M* in den Kessel einmündenden Hahnstücke mit einander verbindet, die Ansatzstücke *K* für drei Probirventile angebracht.

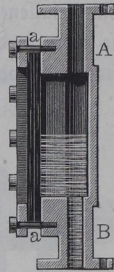
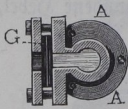
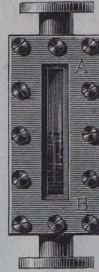
Wegen der Zerbrechlichkeit und wegen des leichten Verstopfens und Trübe-
werdens werden die Wasserstandsrohren nicht so oft angewendet, als sie es
in anderer Beziehung verdienen; dagegen empfiehlt Scholl in seinem „Führer
des Maschinisten“ einen Wasserstandszeiger, von dem Fig. 529 I (a. f. S.)
einen horizontalen, sowie Fig. 529 II einen verticalen Durchschnitt und

Fig. 529 III die vordere Ansicht vorstellt. Das Ganze bildet einen Messingfaßten *AB*, der von unten mit dem Wasser- und von oben mit dem Dampf- raume im Kessel in Verbindung steht, und nur von vorn durch zwei dicke Glas tafeln *G* begrenzt wird.

Fig. 529 II.

Fig. 529 III.

Fig. 529 I.

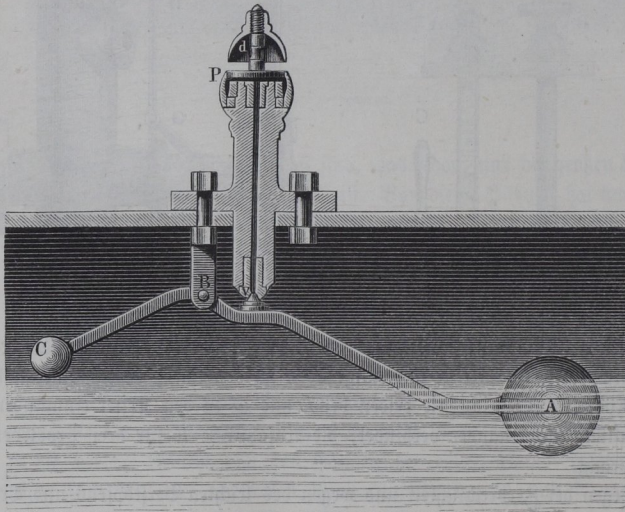
 $\frac{1}{6}$ 

Auch bringt man in der neuern Zeit statt der Glas tafeln Glasprismen zur Anwendung.

Um den Kesselwärter für den Fall eines zu tief gesunkenen Wasserstandes aufmerksam zu machen, hat man verschiedene Alarm- oder Signalvorrichtungen, sogenannte Speise-

rufer ausgeführt. Häufig verwendet man hierzu Schwimmer, welche mit einem Dampfaustrittsventil derart in Verbindung gebracht werden, daß sie bei einem gewissen tiefsten Standpunkte dieses Ventil öffnen und dem Dampfe

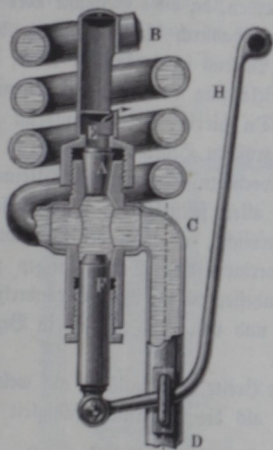
Fig. 530.



dadurch den Zutritt zu einer Dampfpfeife gestatten, deren Tönen den Wärter aufmerksam machen soll. Eine solche Einrichtung zeigt Fig. 530. Der Schwimmer besteht hierbei aus einer hohlen Metallkugel *A*, welche innerhalb

des Kessels an dem doppelarmigen Hebel *ABC* aufgehängt ist, so daß das Gegengewicht *C* zur Ausgleichung dient. Eine Stopfbüchse ist hierbei vermieden, indem der Hebel *AB* direct mit dem kleinen Regelventil *v* versehen ist, welches für gewöhnlich den Dampf abschließt und ihn nur beim Eintreten des tiefsten Wasserstandes nach der Dampfpfeife *P* strömen läßt.

Fig. 531.



In anderer Art wirkt der Blac'sche Alarmapparat, Fig. 531. Derselbe besteht aus einem Kupferrohr *BCD*, welches unterhalb bis unter den tiefsten Wasserstand des Kessels führt und oben durch einen Pfropfen *A* aus einer Metalllegirung verschlossen ist, welche bei 100° C. schmilzt. Wenn der Wasserspiegel im Kessel so tief sinkt, daß die Mündung von *D* frei wird, so fließt das Wasser aus der Röhre *CD* ab und es füllt sich dieselbe mit Dampf, durch welchen der Pfropfen zum Schmelzen gebracht wird. In Folge dessen strömt nun der Dampf durch eine über *A* be-

findliche Dampfpfeife und zeigt dadurch den entstandenen Mangel an Kesselwasser an. Damit ein Schmelzen des Pfropfens durch das Wasser nicht eintrete, ist das Schlangrohr *BC* angeordnet, dessen Abkühlungsfläche so groß ist, daß das darin befindliche Wasser nur eine Temperatur von 40 bis 50° annimmt. Um bei eingetretener Schmelzung des Pfropfens den Dampf am fernern Entweichen zu verhindern und einen neuen Pfropfen einzusetzen, dient der Hebel *H*, durch dessen Bewegung der Kolben *F* erhoben und die Oeffnung unterhalb *A* verschlossen wird. Die Nothwendigkeit der Erneuerung des schmelzbaren Pfropfens nach einer eingetretenen zu tiefen Senkung des Wasserstandes macht diese Vorrichtung zu einer unbequemen und aus diesem Grunde seltener verwendeten.

Sicherheitsventile. Zu den wichtigsten Sicherheitsvorrichtungen der §. 273. Dampfkessel gehören die Sicherheitsventile, das sind Ventile, welche sich nach außen öffnen, sobald der Druck des Dampfes im Innern des Kessels eine bestimmte Größe übersteigt und welche einen hinreichend großen Querschnitt erhalten müssen, um bei diesem Drucke die sich neu bildenden Dämpfe austreten zu lassen, damit eine weitere Steigerung der Dampfspannung hierdurch vermieden wird. Ist die Dampfspannung wieder auf den normalen Betrag

gefunken, so müssen sich die Sicherheitsventile von selbst wieder schließen. Zur Erreichung dieser Zwecke wird ein Sicherheitsventil von außen mit einer Kraft verschlossen gehalten, die gleich derjenigen ist, mit welcher der Dampf das Ventil zu öffnen strebt, sobald die Kesselspannung den höchsten zulässigen Werth erlangt hat. Diese Belastung kann zwar durch unmittelbar auf das Ventil gelegte Gewichte ausgeübt werden, da diese Gewichte aber in den meisten Fällen sehr groß ausfallen und dadurch die Behandlung des Ventils, insbesondere die Möglichkeit eines Lüftens sehr erschwert wird, so zieht man der directen oder unmittelbaren Belastung in der Regel diejenige durch einen ungleicharmigen Hebel vor. Da hierbei der Dampfdruck an einem kleinen und die Belastung an einem größern Hebelsarme wirkt, so ist hierdurch die Anwendung einer dem Hebelverhältnisse entsprechend kleinern Belastung ermöglicht. Während man bei allen feststehenden Dampfkesseln die Belastung des Hebels durch Gewichte erreicht, ist man bei Locomotiv- und Schiffskesseln wegen der hierbei unvermeidlichen Schwankungen zur Anwendung von Federn genöthigt, welche indessen wegen ihrer Veränderlichkeit weniger zuverlässig sind als Gewichte, und von Zeit zu Zeit in Bezug hierauf einer Prüfung zu unterwerfen sind.

Bei allen Sicherheitsventilen hat man die Breite der Sitzfläche, auf welcher das Ventil aufruhet, so gering zu machen als die Widerstandsfähigkeit des

Fig. 532.

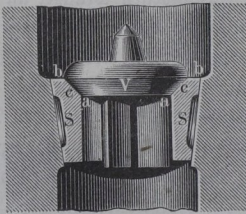
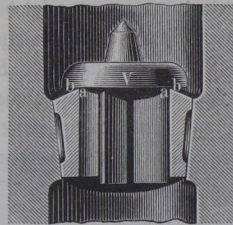


Fig. 533.



Materials es gestattet, weil erfahrungsmäßig breite Sitzflächen niemals gut dicht halten. Der Grund hiervon kann darin gefunden werden, daß der dichte Abschluß eines Ventils mit einer Sitzfläche von der Breite *ab*, Fig. 532, niemals in dem innern Kreise *aa*, sondern erst an einer mittlern Stelle *cc* stattfindet, folglich die eigentlich von dem Dampfe gedrückte Fläche größer ist als die Deffnung *aa* des Ventilsitzes *S*, welche man bei der Bestimmung der Ventilbelastung zu Grunde legt, sofern diese Bestimmung durch Rechnung geschieht und nicht etwa, wie dies in Amerika üblich ist, auf Grund von directen Versuchen erfolgt. Auch giebt eine breite Sitzfläche leicht Veranlassung zur Ablagerung von Unreinigkeiten, welche durch die Ventilplatte

dann festgedrückt werden und den dichten Schluß verhindern. Aus dem Grunde ist man von der Form conischer Sicherheitsventile nach Art der Fig. 532 gänzlich zurückgekommen und führt die Berührungsläche zwischen dem Ventile und seinem Sitze immer nur in geringer Breite von 1 bis 2 mm aus, wie Fig. 533 zeigt. Durch die Gesetzgebung einzelner Staaten ist sogar die Breite der Sitzfläche auf ein bestimmt vorgeschriebenes Maß eingeschränkt, wie z. B. in Belgien, wo die Breite der Sitzfläche für Sicherheitsventile zu 2 mm vorgeschrieben ist und in Frankreich, wo diese Breite zu $\frac{1}{30}$ des

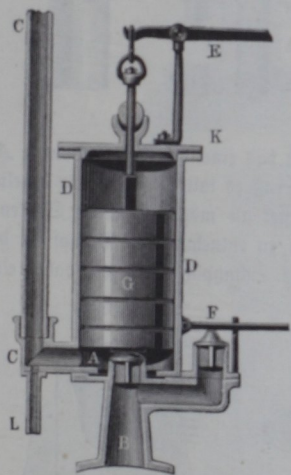
Ventildurchmessers und für Ventile unter 30 mm Durchmesser zu 1 mm bestimmt ist. Damit bei so geringen Auflagerflächen und der oft bedeutenden Belastung die genügende Widerstandsfähigkeit erreicht werde, hat man für das Ventil sowohl, wie für seinen Sitz harte Metallringe zu verwenden.

Ein Sicherheitsventil mit unmittelbarer Belastung, welches man übrigens aus dem schon angeführten Grunde nur für geringe Spannungen anwenden wird, ist durch Fig. 534 dargestellt. Das auf dem Kessel befindliche Rohrstück *B* trägt oberhalb die beiden Ventile *A* und *F*, von denen das erstere *A*, durch die unmittelbar aufgelegten Gewichtsscheiben *G*, das

andere *F* dagegen durch einen Hebel belastet ist. Die Gewichte *G*, welche in einem verschlossenen und dem Kesselheizer unzugänglichen Gehäuse untergebracht sind, können mit Hülfe des Hebels *E* und der daran hängenden Stange *H* wohl gelüftet werden, gestatten aber keine mißbräuchliche Ueberlastung. Die durch das Ventil *A* austretenden Dämpfe werden durch das Abgangsrohr *C* abgeführt.

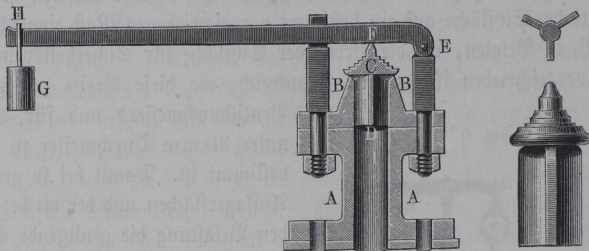
Ein Ventil mit Hebelbelastung dagegen zeigt Fig. 535 (a. f. S.). Das mit drei Führungsstegen oder Rippen *D* versehene Ventil ruht mittelst der eben abgedrehten Platte *C* auf dem zugespitzten Ventilsitze *B* und empfängt die gehörige Belastung mittelst des um *E* drehbaren Hebels *EH*, welcher bei *H* das Gewicht *G* trägt und bei *F* auf den stiftförmigen Ansatze des Ventils drückt. Zur gehörigen seitlichen Führung des Hebels dient die Gabel *K*.

Fig. 534.



Das früher in Preußen geltende Regulativ schrieb vor, daß das anzubringende Sicherheitsventil verschließbar war, so daß es von dem Kesselwärter nur gelüftet, nicht aber überlastet werden konnte. Demgemäß ist die Ein-

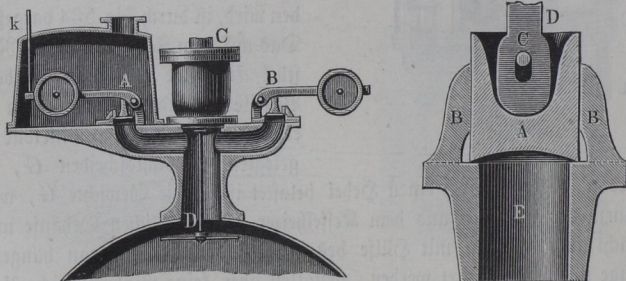
Fig. 535.



richtung der Fig. 536 so getroffen, daß das eine der beiden Ventile A in einen Kasten eingeschlossen ist, so jedoch, daß es mittelst der Kette k gelüftet werden kann. Hierbei ist, um den Kessel an möglichst wenig Stellen zu durchbrechen, das Absperrventil für den zu entnehmenden Dampf in demselben Gehäuse bei C angebracht. Die Schutzplatte D soll dabei einem

Fig. 536.

Fig. 537.



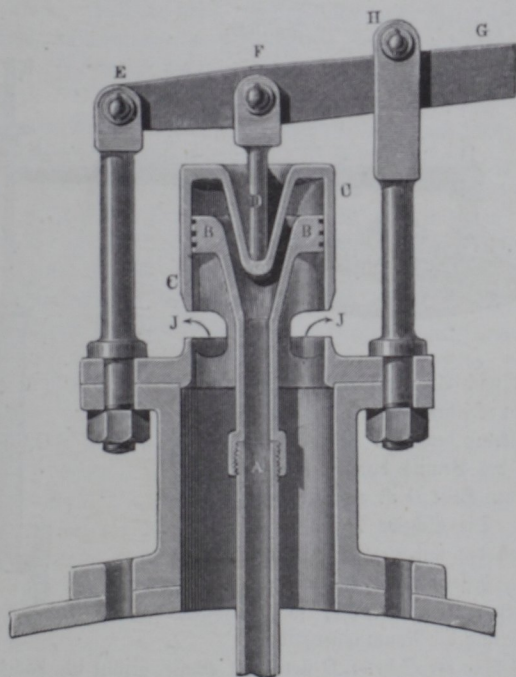
Mitführen von mechanisch beigemengtem Wasser entgegenwirken. Um das Sicherheitsventil vor einer mißbräuchlichen Ueberlastung zu sichern, kann man nach Fairbairn den Hebel im Innern des Kessels aufhängen.

Bei den hier angegebenen Ventilen ist die erforderliche Führung des Ventiltellers durch drei oder vier Stege bewirkt, welche genau in den ausgebohrten Ventilsitz passen. Da diese Stege eine nicht unbedeutende Verengung des Durchgangsquerschnitts für den Dampf im Gefolge haben, so hat man auch die Anordnung nach Fig. 537 so getroffen, daß die Führungs-

siege *B* nach außen verlegt sind, wodurch der ganze Querschnitt der Bohrung *E* als freie Durchgangsöffnung zur Wirkung kommt.

Mehrfache Beobachtungen und Versuche an Sicherheitsventilen haben gezeigt, daß sich dieselben während der Dampfausströmung nur wenig heben, so daß die frei gewordene Austrittsöffnung keineswegs so groß wird, wie es bei dem Ventilquerschnitte möglich ist. Insbesondere hat v. Burg gefunden, daß sich die gewöhnlichen Sicherheitsventile nur $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{3}$ Linie eröffnen (s. dessen Abhandlung über die Wirksamkeit der Sicherheitsventile, Wien 1863). Auf Grund der Ergebnisse seiner Versuche schließt derselbe, daß die

Fig. 538.

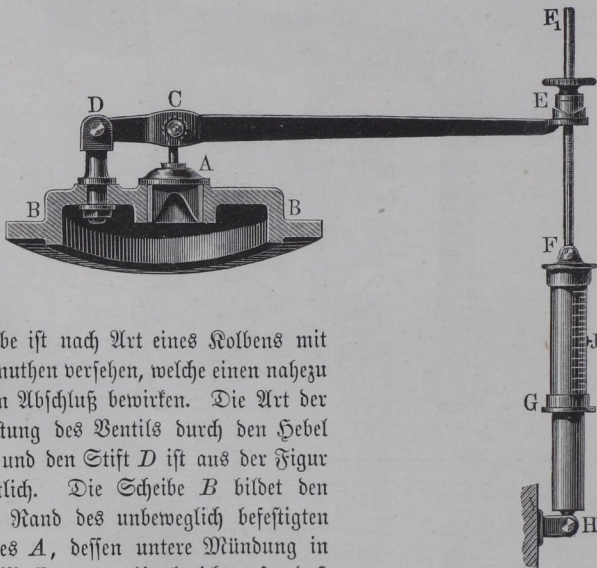


Sicherheitsventile nur als Regulatoren für den Heizer anzusehen sind. Auch fand er durch seine Versuche bestätigt, daß sich die Sicherheitsventile schon öffnen, bevor der Dampfdruck diejenige Größe erreicht hat, für welche die Belastung berechnet ist. Hiermit stimmen auch die Ergebnisse der Versuche von Baldwin*) überein. Dabei zeigt sich ferner, daß die Dampfspannung

*) Polytechn. Centralblatt 1867.

im Kessel trotz der Eröffnung des Ventils größer wird, was der geringen Eröffnung und wohl dem Umstande zuzuschreiben sein wird, daß der hydraulische Druck des durch das Ventil strömenden Dampfes geringer sein muß als der hydrostatische Druck des im Kesselnern in Ruhe befindlichen. Diese Uebelstände möglichst zu vermeiden, sind verschiedene Ventilconstructions angegeben worden, so unter andern von Hartley, Bodmer, Klotz, Lindner &c. Die von Bodmer angewandte Einrichtung ist in Fig. 538 (a. v. S.) dargestellt. Hierbei hat der eigentliche Verschlusskörper *C* die Form eines innerlich genau ausgebohrten Hohlcyinders erhalten, welcher an der unbeweglich angebrachten Scheibe *B* auf- und niedergleiten kann. Diese

Fig. 539.



Scheibe ist nach Art eines Kolbens mit Ringnuthen versehen, welche einen nahezu dichten Abschluß bewirken. Die Art der Belastung des Ventils durch den Hebel *EG* und den Stift *D* ist aus der Figur ersichtlich. Die Scheibe *B* bildet den obern Rand des unbeweglich befestigten Rohres *A*, dessen untere Mündung in den Wasserraum hinabreicht, so daß diese Röhre und der Raum innerhalb des Ventils *C* über der Scheibe *B* stetig mit Wasser gefüllt ist, das der Dampf empordrückt. Die Eröffnung des Ventils bei übermäßiger Dampfspannung geschieht daher nicht durch den Druck des Dampfes selbst, welcher durch die feste Scheibe *B* aufgenommen wird, sondern durch den Druck des Wassers gegen den Ventildeckel, und zwar ist dieser Druck gar nicht abhängig von der Geschwindigkeit des bei *J* ausströmenden Dampfes. Die Eröffnung des Ventils erfolgt daher sofort bis zur vollen Hubhöhe, welche durch den Bolzen *H* in der Führungsgabel begrenzt ist, indem, wie in der

Figur angegeben, der Hebel EG durch den Druck des Wassers gegen H gepreßt wird. Die Wirkungsweise dieser Ventile wird gerühmt.

Wegen der Erschütterungen und Stöße kann die Belastung der Sicherheitsventile bei Locomotiven nicht durch Gewichte bewirkt werden, man wendet daher hierzu Federn an. Die Einrichtung eines gewöhnlichen Sicherheitsventils mit Federbelastung ist aus Fig. 539 ersichtlich. Das Ende E des Hebels DCE , woran das Sicherheitsventil A aufgehängt ist, umfaßt eine Schraubenspindel FF_1 , deren unteres Ende F mit einer in den beiden über einander verschieblichen Hülfsen FG und HJ eingeschlossenen Schraubensfeder verbunden ist. Da diese Feder andererseits bei H angeschlossen ist, so wirkt die in derselben vorhandene, durch die Schraubenmutter E auf ein bestimmtes Maß gebrachte Spannung einer Rüstung des Hebels entgegen. Ein an der untern Hülse HJ bei J befestigter Stift, welcher durch einen Schlit der äußern Hülse FG hindurchtritt, läßt an einer auf der letztern angebrachten Eintheilung die Größe der Belastung erkennen, welche mit Hülfe der Mutter E hervorgerufen ist. Diese Eintheilung ist durch Versuche festzustellen.

Da die Spannung der Feder mit zunehmender Ausdehnung der letztern wächst, so ist bei dieser Anordnung auch die Kraft veränderlich, mit welcher das Ventil niedergehalten wird. Diesen Fehler zu beseitigen, sind verschiedene Mittel angegeben worden, das beste derselben ist die von Meggenhofen angewandte Aufhängung der Feder, Fig. 540 (a. f. S.), welche den Zweck hat, den Hebelarm für die Federkraft in dem Maße zu verkleinern, in welchem die Spannung der Feder zunimmt. Hierbei ist die Feder vermöge des Winkelhebels KLN mit dem Ventilhebel CE verbunden und zwar derart, daß die Feder mittelst des Hakens FL an den Zapfen L und der Hebel durch den Haken MN an den Zapfen N dieses Winkelhebels angeschlossen ist, dessen Drehpunkt K durch zwei um den festen Punkt H drehbare Lenker KH gestützt wird. In dem geschlossenen Zustande des Ventils steht der Arm LN vertical und in der Richtung EH , der zu LN senkrechte Arm LK also horizontal. Bei der Erhebung des Ventils dagegen nimmt das ganze System die in der Figur punktirt gezeichnete Lage an, indem die Federhülse FH sowohl wie die Lenkschienen KH eine geringe Drehung um H erleiden. Es ist ersichtlich, wie hierdurch der beabsichtigte Zweck erreicht wird, mit eintretender Erhebung des Ventilhebels den Arm für den Zug der Feder zu verkleinern. Wenn es auch nicht möglich ist, die Anordnung so zu treffen, daß für alle möglichen Stellungen das Product aus der Federspannung in ihren Hebelarm dieselbe constante Größe annimmt, so läßt sich die Gleichheit dieser Momente doch für die äußersten Lagen erreichen, und es sind dann die Abweichungen dieses Productes für Zwischenstellungen nur unerheblich*).

*) S. Polytechn. Centralblatt 1853.

In den Ausführungen pflegt man übrigens den Zapfen *K* in einem Schlitze des Armes *KL* durch eine Stellschraube in geringem Grade verschiebbar zu machen, um eine genaue Einstellung vornehmen zu können.

Auch für Locomotiven hat Kirchweyer die Anwendung der Gewichtsbelastung durch die in Fig. 541 dargestellte Anordnung zu ermöglichen

Fig. 540.

Fig. 541 I.

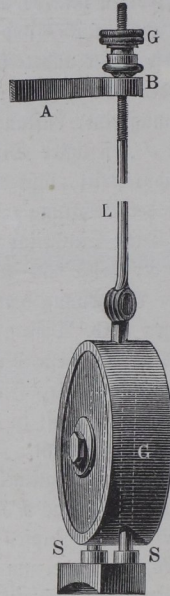
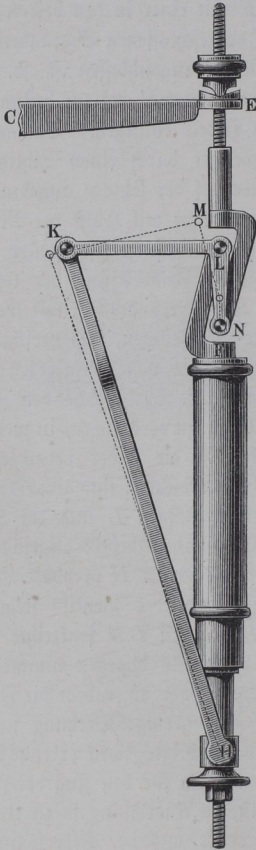
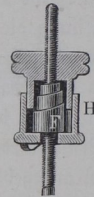


Fig. 541 II.



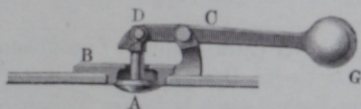
gesucht. Hierbei ist die das Gewicht *G* tragende Stange *L* bei *B* an den Ventilhebel mit Hilfe einer kleinen Feder *F*, Fig. 541 II, angeschlossen, zu deren Aufnahme die Kapsel *H* eingerichtet ist. Das Gewicht *G* selbst ist mittelst eines Gelenkes an die Stange *L* gehängt und unterhalb durch zwei Führungsstifte *S*

geleitet, welche auf dem Kessel befestigt sind und für welche die Löcher in dem Gewichte mit Gummi gepolstert sind.

Noch kann bemerkt werden, daß man bei Kesseln, welche nur für geringe Dampfspannungen berechnet sind, eine besondere Sicherheitsvorrichtung gegen

ein Zerdrücken durch den äußern Atmosphärenndruck anzuordnen hat, welches möglicherweise stattfinden kann, wenn etwa durch Condensation des Dampfes im Innern des Kessels ein luftleerer Raum entsteht. Diese Sicherheitsvorrichtung besteht in dem kleinen Luftventile *A*, Fig. 542, welches während des Betriebes durch den Dampf geschlossen gehalten wird, sich dagegen nach innen öffnet, um der äußern Luft den Eintritt in den Kessel zu gestatten, sobald daselbst der Druck so weit unter den atmosphärischen gesunken ist, daß

Fig. 542.



der Ueberdruck des letztern das kleine Gewicht *G* zu heben vermag. Solche Luftventile, welche für alle Destillationsapparate und für die Niederdruckkessel mit geringer Wandstärke nothwendig sind, finden

bei Kesseln für höhere Spannungen keine Anwendung, da hier die größere Wandstärke die Gefahr eines Zerdrücktwerdens ausschließt.

In Betreff der den Sicherheitsventilen zu gebenden Größe ist zu bemerken, daß die freie Durchgangsöffnung derselben nach Abzug der durch die Führungsstege bewirkten Verengung genügend groß sein muß, um bei der im Kessel herrschenden Spannung mindestens diejenige Dampfmenge austreten zu lassen, welche der Kessel höchstens, d. h. bei der stärksten Befuerung, zu entwickeln vermag. Hieraus ergibt sich, daß diese freie Ventilöffnung um so größer zu nehmen ist, je größer die Heizfläche des Kessels ist, so daß jeder Quadratmeter Heizfläche des Kessels ein bestimmtes Maß freier Ventilöffnung mindestens erfordert. Dieses Maß kann um so kleiner sein, je höher der Ueberdruck im Kessel ist, da mit diesem Ueberdrucke die Geschwindigkeit und das Gewicht des ausströmenden Dampfes wächst. Für die Ermittlung der mindestens erforderlichen Ventilöffnung kann man daher von den Gleichungen Gebrauch machen, welche unter Zugrundelegung der mechanischen Wärmetheorie für die Ausflußgeschwindigkeit und Menge des aus einer Öffnung in die freie Atmosphäre strömenden Dampfes entwickelt werden können. Die Entwicklung dieser Formeln soll hier nicht durchgeführt werden, es möge genügen, in dieser Hinsicht die hierher gehörigen Resultate einer Tabelle anzuführen, welche von Zeuner*) berechnet worden ist. Hierin sind *D* und *W* die Gewichte Dampf und beziehungsweise Wasser in Kilogrammen, welche pr. Secunde durch eine Mündung des Ventils gleich 1 qm ausströmen, wenn die unter *p* angegebene Dampfspannung (totale Spannung) im Kessel vorherrscht.

*) Zeuner, Grundzüge der mechan. Wärmetheorie, S. 414.

Ausfluß trockenen gesättigten Wasserdampfes in die
Atmosphäre:

<i>p</i> Atm.	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
<i>D</i> kg	291,9	367,5	412,9	444,9	469,5	489,3	505,8	520,0	532,4	543,4	553,1	562,1	570,2
<i>W</i> kg	12,3	24,8	35,4	44,5	52,6	59,7	66,1	72,0	77,5	82,4	87,1	91,4	95,5

Um daher die durch ein Ventil von der freien Oeffnung *f* ausströmende Dampfmenge zu bestimmen, hat man die für *D* angegebene Zahl mit *f* zu multipliciren und dann das erhaltene Product gleich derjenigen Dampfmenge zu setzen, welche der Kessel im ungünstigsten Falle, d. h. bei der stärksten Befuerung entwickeln könnte. Der Sicherheit wegen, sowie mit Rücksicht darauf, daß das Ventil sich meistens nur wenig hebt, wird man die freie Ventilöffnung in der Regel viel größer annehmen.

In dieser Hinsicht bestimmt man noch vielfach die Größe der Sicherheitsventile nach Maßgabe derjenigen Bestimmungen, welche früher in Preußen hierfür Geltung hatten, obwohl in den derzeitigen Verordnungen des Deutschen Reiches die Vorschrift über eine bestimmte Größe des Sicherheitsventils fallen gelassen ist. Es möge daher jene frühere Bestimmung nach Umrechnung in metrische Maße hier angegeben werden. Danach war für jeden Quadratmeter der Heizfläche des Kessels eine freie Ventilöffnung erforderlich, welche in Quadratcentimetern betragen mußte:

	4,82	3,38	2,56	2,07	1,74	1,54	1,25	1,206	1,061	0,964	0,892	0,820	qcm
für:	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	Atmosph. Ueberdruck
	bis	bis	bis	bis	bis	bis	bis	bis	bis	bis	bis	bis	
	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	

Die französischen Verordnungen schreiben einen Ventildurchmesser nach der von *Thrémerh* empirisch bestimmten Formel:

$$d = 2,6 \sqrt{\frac{F}{p - 0,412}} \text{ cm}$$

vor, unter *F* die Heizfläche in Quadratmetern und unter *p* die Spannung in Atmosphären verstanden.

Für die Belastung des Ventils durch ein Gewicht *G*, das an dem Hebelarme *l* wirksam ist, hat man, wenn der Abstand des Ventils vom Drehpunkte des Hebels *a* genannt wird, die einfache Momentengleichung:

$$\frac{\pi d^2}{4} p \cdot a = Va + Hb + Gl,$$

worin p den Ueberdruck pr. Flächeneinheit, V das Gewicht des Ventils vom Durchmesser d und H das Gewicht des Hebels bedeutet, dessen Schwerpunkt in der Entfernung b vom Drehpunkte gelegen ist. Mittelfst dieser Gleichung kann man in einem vorliegenden Falle den Abstand l für ein anzuwendendes Gewicht, oder das für einen bestimmten Abstand l erforderliche Gewicht G berechnen. Bei der Anordnung des Hebels hat man besonders darauf zu achten, daß der Mittelpunkt des Drehzapfens für den Hebel mit dem Punkte, in welchem der Dampfdruck auf den Hebel wirksam wird, in einer horizontalen, d. h. zur Aze des Ventils senkrechten Geraden liege. Für die dem Dampfdrucke ausgesetzte Ventilfläche pflegt man den inneren Durchmesser der ringförmigen Auflagerfläche in Rechnung zu bringen, jedoch wurde schon oben bemerkt, daß diese Bestimmung mit einer gewissen Unsicherheit verbunden ist, und daß die dem Dampfdrucke thatsächlich ausgesetzte Fläche größer und zwar um so größer ist, je breiter die Sitzfläche des Ventils gemacht wird. Aus diesem Grunde erscheint die in Amerika übliche Bestimmung der erforderlichen Belastung durch directe Versuche gerechtfertigt, wobei das Sicherheitsventil einem durch ein Manometer gemessenen Drucke bis zu dem vorschrittmäßigen ausgesetzt und die Ventilbelastung durch Verschiebung des Gewichtes auf dem Hebel angemessen festgestellt wird.

Beispiel: Wenn bei dem im Beispiele des §. 264 berechneten Kessel die Spannung des Dampfes 5 Atmosphären (4 Atmosphären Ueberdruck) beträgt, so kann man die Größe des Sicherheitsventils wie folgt bestimmen.

Die Heizfläche wurde für diesen Kessel zu 25,7 qm bestimmt, entsprechend einer Verdampfung von 600 kg pr. Stunde für eine mäßige Anstrengung des Kessels. Bei starker Anstrengung dagegen würde diese Heizfläche nach der Tabelle im §. 264 im Stande sein, stündlich $25,7 \cdot 30 = 771$ kg Dampf zu erzeugen,

also in jeder Secunde $\frac{771}{60 \cdot 60} = 0,215$ kg. Zur Abführung dieses Dampfes wäre nach der vorstehenden Tabelle Zeuner's nur ein freier Querschnitt des Ventils f erforderlich, welcher sich aus:

$$0,215 = 444,9f \text{ zu } f = 4,83 \text{ qcm}$$

ergiebt. Nach den Vorschriften des frühern preussischen Kesselregulativs dagegen ergibt sich die vorgeschriebene freie Ventilöffnung zu mindestens

$$25,7 \cdot 1,206 = 30,99 \text{ qcm.}$$

Wählt man der letztern Vorschrift gemäß einen Ventildurchmesser von $d = 7$ cm, entsprechend einer Querschnittsfläche von $\frac{7^2 \pi}{4} = 38,48$ qcm, so verbleibt nach Abzug der Stege, deren Querschnitt 5 qcm betragen mag, noch eine freie Oeffnung von 33,48 qcm.

Der Ueberdruck des Dampfes auf die ganze Ventilfläche, einschließlich der Stege, beträgt bei 4 Atmosphären Ueberdruck daher:

$$38,48 \cdot 4 \cdot 1,03 = 158,54 \text{ kg.}$$

Wenn nun das Sicherheitsventil 1,2 kg und der Hebel 2 kg wiegt, und der Abstand des Drehpunktes von der Ventillage 5 cm, sowie vom Schwerpunkte des Hebels 25 cm beträgt, so hat man das 15 kg schwere Belastungsgewicht in einem Abstände l von der Drehaxe anzubringen, welcher aus:

$$158,54 \cdot 5 = 1,2 \cdot 5 + 2 \cdot 25 + 15 l$$

zu

$$l = \frac{736,7}{15} = 49,1 \text{ cm} = 0,491 \text{ m}$$

folgt.

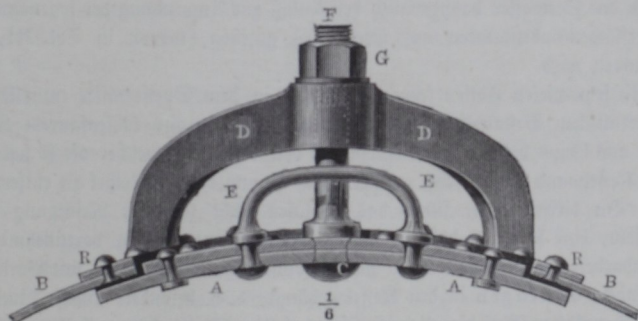
§. 274. Die übrige Kesselausrüstung. Außer den vorstehend besprochenen Kesselarmaturtheilen sind an jedem Kessel noch verschiedene Apparate und Vorkehrungen anzubringen, um einen regelmäßigen und gesicherten Betrieb zu ermöglichen. Zunächst hat man durch Anbringung eines zuverlässigen Manometers Sorge zu tragen, daß die in dem Kessel vorhandene Dampfspannung stets zu erkennen ist. Ueber die Einrichtung der verschiedenen Manometer ist bereits in der Einleitung gehandelt, und es genügt daher hier die Bemerkung, daß man in neuerer Zeit fast allgemein die Metall- oder Federmanometer anwendet, da dieselben jetzt in vorzüglicher Güte hergestellt werden und nicht mit den Unbequemlichkeiten behaftet sind, an welchen die offenen Quecksilbermanometer leiden, sobald dieselben für höhere Spannungen bemessen sind, zu denen man in neuerer Zeit allgemein übergegangen ist. Mit Rücksicht hierauf ist denn auch in dem Deutschen Kesselregulativ die früher in Preußen gültige Bestimmung fallen gelassen, welche das Vorhandensein eines offenen Quecksilbermanometers an jedem Dampfkessel forderte.

Daß man ferner an jedem Dampfkessel ein mit einer Absperrvorrichtung versehenes Dampfrohr zum Fortleiten des Dampfes nach der zu betreibenden Dampfmaschine anzubringen hat, ist selbstverständlich. Die Entnahme des Dampfes geschieht dabei möglichst an einer Stelle, wo die Wallungen des Wassers am wenigsten heftig auftreten, also thunlichst entfernt von der Feuerung, damit der fortgeführte Dampf möglichst wenig tropfbares Wasser mechanisch mit sich führt, womit immer ein erheblicher Verlust an Wärme verbunden ist. Diesem Zwecke, den Dampf so trocken als möglich zu erhalten, dient vorzüglich der Dampfdom, ein auf den Kessel aufgesetzter verticaler Cylinder, von dessen höchstem Punkte der Dampf entnommen wird. Bei der Anordnung eines Dampfdomes sollte man immer die Durchbrechung des Kessels auf das zum Uebergang des Dampfes unerläßliche Maß beschränken, nicht nur, um den Eintritt der Wasserwallungen in den Dom möglichst zu beschränken, sondern namentlich deshalb, um den Mantel des Kessels nicht durch eine unmäßig große Durchbrechung unnötigerweise zu verschwächen.

Vielfach hat man auch besondere Vorrichtungen angebracht, welche den Zweck haben, das Mitreißen von Wasser durch den austretenden Dampf möglichst zu vermeiden, oder welche dazu dienen, in dem Dampfrohre selbst das mitgeführte Wasser abzuscheiden (s. weiter unten). Die eingehende Betrachtung dieser Vorrichtungen, deren Wirksamkeit oft eine zweifelhafte ist, gehört nicht in den Rahmen dieses Werkes und es muß hinsichtlich der Einrichtung der mannigfach zu diesem Zwecke angegebenen Vorrichtungen auf die betreffende Fachliteratur verwiesen werden.

Behufs der Reinigung der Kessel und Bornahme etwa nöthig werdender Ausbesserungen im Innern derselben ist bei jedem Kessel, sofern derselbe vermöge seiner Anordnung und Abmessungen überhaupt ein Besteigen durch

Fig. 543.



Arbeiter gestattet, ein sogenanntes Mannloch anzubringen. Dasselbe ist eine meistens elliptisch geformte Oeffnung, deren Abmessungen zum Durchlassen eines Arbeiters zu 0,30 bis 0,32 m Breite und 0,37 bis 0,42 m Länge zu bestimmen sind. Der Verschluss dieser Oeffnung geschieht durch einen aus doppeltem Kesselblech zusammengenieteten Deckel A, Fig. 543, welcher durch den Dampfdruck selbst fest gegen den Kesselmantel B gepreßt wird, wobei man den dichten Abschluß durch einen zwischen A und B gelegten Hanfzopf oder eine Gummischnur erreicht. Durch zwei Bolzen CF und deren Schraubenmuttern G wird der Deckel mit Hülfe zweier Bügel D noch besonders angepreßt. Von wesentlicher Bedeutung ist die Verstärkung des durch die Oeffnung geschwächten Kesselblechs durch einen rings um diese Oeffnung angebrachten Ring R von hinreichend großem Querschnitte. Der nicht genügenden Versteifung der Mannlochöffnungen hat man in einzelnen Fällen das Vorkommen von Kesselexplosionen zugeschrieben. Auch in dem Dome bringt man zuweilen das Mannloch an, namentlich bei Locomotivkesseln.

Zum Ablassen des Wassers ist natürlich jeder Kessel mit einer an der tiefsten Stelle befindlichen Oeffnung zu versehen, welche in der Regel mit einem Hahne, zuweilen auch nur mit einer dampfdicht eingefetzten Schraube verschlossen ist. Dieser Ablasshahn kann auch zum sogenannten Ausblasen, d. h. zur Entfernung des Schlammes benutzt werden, welcher sich im Kessel mit der Zeit ansammelt, sobald zum Speisen desselben unreines Wasser verwendet wird, was wohl meistens der Fall ist. Wenn hierbei die in dem Wasser enthaltenen nichtflüchtigen Bestandtheile derart sind, daß sie nach der Verdampfung des Wassers eine schlammartige halbflüssige Masse bilden, so genügt es oft zum Reinhaltten des Kessels, wenn von Zeit zu Zeit der Ablasshahn während kurzer Dauer geöffnet wird. Dieses Ausblasen findet z. B. regelmäßig auf denjenigen Dampfschiffen statt, deren Kessel mit Seewasser gespeist werden. Bekanntlich haben die Nachtheile der Kesselverunreinigung durch das Seewasser hauptsächlich den Anlaß zur Anwendung der sogenannten Oberflächencondensatoren auf Seeschiffen gegeben, wovon in Thl. III, 2, gehandelt wird.

In sehr vielen Fällen jedoch bilden die in dem Speisewasser enthaltenen mineralischen Bestandtheile einen steinartig festen, aus kohlensaurem Kalk oder aus Gyps bestehenden Niederschlag, den Kesselstein, welcher oft so fest an der Kesselwand haftet, daß er nur durch Hammer und Meißel zu entfernen ist. In diesem Falle führt das Ablassen nicht zu einer Reinigung des Kessels, eine solche ist dabei vielmehr nur durch regelmäßig vorzunehmende Handarbeit zu erreichen. Man hat in solchem Falle auch wohl mit Vortheil besondere Einlagen in den Kessel gehängt, d. h. besondere Bleche, welche als Fangkästen für die niederfallenden festen Stoffe dienen sollen. Die Wirkung der verschiedenen Mittel, welche gegen den Kesselstein empfohlen und angewendet worden sind, ist entweder eine mechanische oder eine chemische. Mechanisch sollen z. B. Kartoffeln, Kleie, Lohc ꝛc. dadurch wirken, daß sie die Bildung fester Krusten verhindern und den Niederschlägen eine schlammartige Beschaffenheit ertheilen, so daß dieselben ausgeblasen werden können. Von den chemisch wirkenden Mitteln hat sich am besten noch das Chlorbarium bewährt, welches mit dem Gyps oder schwefelsaurem Kalk zu löslichem Chlorcalcium und zu schwefelsaurem Baryt sich verbindet, welcher letztere einem festen Ansetzen und Festbrennen nicht unterliegt.

Man hat auch vielfach mit großem Vortheil die Bildung des Kesselsteins dadurch beseitigt, daß man das Speisewasser von seinen festen Bestandtheilen befreit, noch ehe es dem Kessel zugeführt wird, und zwar geschieht diese Reinigung einfach dadurch, daß man das Speisewasser zuvor durch einen Behälter leitet, in welchem es mit heißem Dampfe zusammentrifft. In diesem Falle setzt sich der größte Theil der festen Bestandtheile schon in diesem Behälter ab.

Kesselprobe. Jeder Dampfkessel muß vor seiner Einmauerung oder §. 275. Ummantelung gesetzlich einer Probepressung unterworfen werden, welche nach den im Deutschen Reiche geltenden Vorschriften bis auf den doppelten Betrag des Ueberdrucks gesteigert wird, für welchen der Kessel bestimmt ist, sobald dieser Betriebsüberdruck nicht mehr als 5 Atmosphären beträgt. Kessel, welche für einen höhern Ueberdruck von n Atmosphären bestimmt sind, werden dagegen einer Probepressung von $n + 5$ Atmosphären Ueberdruck unterworfen. Bei dieser mit Wasser vorzunehmenden Prüfung muß der Kessel sich in soweit dicht verhalten, als das Wasser an einzelnen Stellen nur in Form von Nebel oder feinen Perlen durch die Fugen tritt, und es darf der Kessel in Folge der Pressung einer bleibenden Formänderung nicht unterworfen sein, d. h. er muß nach dem Aufhören des Druckes in seine anfängliche Form zurückgehen. Hiervon kann man sich in einfacher und zuverlässiger Weise dadurch überzeugen, daß man den Umfang des Kessels an einzelnen Stellen mit Hilfe eines guten, nicht dehnbaren Bandmaßes vor und nach der Probe mißt.

Die Vornahme der Pressung geschieht mit Hilfe einer kleinen, durch die Hand bewegten Druckpumpe, mit welcher man in den zuvor gänzlich gefüllten Kessel nach Verschuß aller Oeffnungen so lange noch Wasser einpumpt, bis ein auf dem Kessel angebrachtes Manometer den geforderten Probedruck anzeigt. Diese Bestimmung des Probedrucks durch ein Manometer ist zuverlässiger, als wenn man das Sicherheitsventil der Probepressung entsprechend belasten und die Pressung bis zum Oeffnen des Sicherheitsventils treiben wollte, da die Sicherheitsventile sich, wie in §. 273 angeführt wurde, in der Regel schon vor der Erreichung der Pressung öffnen, für welche die Belastung berechnet ist. Aus diesem Grunde ist die Prüfung in Deutschland nach einem Manometer vorgeschrieben, und zwar entweder nach einem hinlänglich hohen offenen Quecksilbermanometer, oder nach dem von dem prüfenden Beamten geführten amtlichen Controlmanometer. Es ist hierbei auch nicht unerheblich, daß das Manometer an dem Kessel selbst und nicht etwa an der Druckpumpe oder deren Leitungsröhre angebracht werde, da im letztern Falle die Pressung im Kessel wegen der Widerstände in der Zuleitung thatsächlich kleiner ist als das Manometer anzeigt.

Bei der Anstellung der Prüfung ist besonders darauf zu achten, daß das Einpressen des Wassers möglichst gleichmäßig und ohne Stoszwirkungen stattfinde, da durch letztere leicht ein Kessel zersprengt wird, welcher bei vorsichtiger Behandlung genügende Festigkeit hat. Aus diesem Grunde sollte man immer den Kolbendurchmesser der Druckpumpe möglichst klein machen. Auch hat man sich sorgfältig davor zu hüten, den Kessel, während derselbe unter Druck steht, irgend welchen Stoszwirkungen, z. B. durch Hammerschläge behufs des Berstimmens undichter Stellen ꝛc. auszusetzen. Diese Druckprobe mit Wasser ist

gänzlich gefahrlos, sobald in dem Kessel selbst nicht etwa einzelne Räume, z. B. der Dampfdom, mit Luft erfüllt bleiben. Wenn das letztere der Fall ist, so kann die Prüfung allerdings eine durch die Elasticität der eingeschlossenen Luft veranlaßte Explosion zur Folge haben. Es folgt hieraus die Regel, die Wasserfüllung, wenn möglich an der höchsten Stelle, also durch die Decke des Domes zu bewirken, oder für Entfernung der Luft an solchen höchsten Stellen Sorge zu tragen, welche, wie z. B. der Dom, zur Bildung von Luftsäcken Veranlassung geben können. Zuweilen kann man schon durch schiefe Lage des Kessels während der Probe solche Luftsäcke vermeiden.

Es ist nicht gut, die starke Pressung, unter welcher der Kessel sich während der Probe befindet, unnöthig länger andauern zu lassen als erforderlich ist, um sich von dem guten Zustande des Kessels zu überzeugen, da unter einem lange anhaltenden Drucke der Kessel leiden kann. In den meisten Fällen wird es genügen, den Probedruck 5 bis höchstens 10 Minuten im Kessel zu erhalten.

Nach Jobard soll man einen ganz mit Wasser angefüllten Dampfkessel so lange erhitzen, bis das Manometer 2 bis 3 Atmosphären Ueberdruck über den normalen Druck, den er künftig aushalten soll, anzeigt. Diese Prüfung, behutsam durchgeführt, ist wenigstens nicht so gefährlich, als eine Prüfung durch gespannte Dämpfe, gleichwohl aber eine angemessenere als die gewöhnliche Wasserprobe, weil der Kessel durch die Erwärmung in eine Spannung und in einen Zustand versetzt wird, der dem beim Gebrauche des Kessels nahe gleichkommt.

Trotz aller Proben und aller Sicherheitsmaßregeln kommt doch zuweilen noch ein Zerspringen oder Bersten der Kessel vor, und es wird dadurch nicht allein der Kessel und Ofen, sondern auch das Gebäude, nach Befinden auch die nebenstehende Maschine beschädigt, ja nicht selten eine bedeutende Verletzung oder Tödtung des Heizers, Maschinenwärters und anderer in der Nähe befindlicher Menschen herbeigeführt. Leider kennt man bis jetzt nur die allgemeinen Ursachen, welche diese Ereignisse herbeiführen, und ist nicht einmal im Stande, die Verhältnisse und Ursachen, durch welche viele der bis jetzt vorgekommenen Dampfkesselexplosionen entstanden sind, speciell nachzuweisen. Zu den allgemeinen Ursachen dieser Explosionen rechnet man:

1. Die übermäßigen Dampfspannungen, zumal wenn sie mit Erschütterungen oder Stößen des Kessels verbunden sind.
2. Wassermangel, wobei das Kesselblech rothglühend wird und entweder eine zu rasche Dampfentwicklung oder eine Zersetzung des Wasserdampfes eintritt.
3. Mangelhafte Construction, sowie schlechter oder unangemessener Zustand und zu starke Abnutzung des Kessels. Z. B. Mangel einer Verstärkung der Mannloch- und Dampfdomränder.

4. Schlechte Abwartung des Dampfkessels.
5. Loslösen des Kesselsteins von den Kesselwänden.
6. Zu schnelle Zuführung von Speisewasser nach vorausgegangenem Wassermangel, wobei sich die bloßgestellte Kesselfläche im Zustande des Rothglühens befindet und eine zu starke Dampfentwicklung eintritt.
7. Plötzliche Eröffnung des Sicherheitsventils, wobei der Gleichgewichtszustand des Wassers und Dampfes aufgehoben wird und das Kesselwasser in starke Wallungen geräth.
8. Stoßweise Dampfentwicklung bei rascher Abnahme des Drucks.

Man hat auch vorzüglich die atmosphärische Luft, welche durch das Speisewasser mit in den Kessel eingeführt wird, und welche bei Verührung mit dem sich aus dem zerfesten Wasser bildenden Knallgas heftig explodirt, als Hauptursache der Kesselexplosionen angesehen. Nach Anderen werden Kesselexplosionen herbeigeführt durch die Wallungen des Wassers und zumal durch die Bildung von Wasserhosen im Kessel, welche machen, daß statt Dampf, Wasser durch die Ventil- oder andere Oeffnungen auströmt.

Dieser Gegenstand läßt sich hier nicht weiter verfolgen, und wir müssen auf die im Folgenden mitgetheilte Literatur verweisen.

Schlussanmerkung. Die Literatur über Dampfkessel ist eine reichhaltige. Zahlreiche kleinere Aufsätze sind in allen technischen Zeitschriften enthalten. Von größeren Werken über diesen Gegenstand ist zunächst das schon mehrfach angeführte Werk zu erwähnen: „Anlage und Betrieb der Dampfkessel von v. Reiche, Leipzig 1872“, als dessen zweiter Theil von demselben Verfasser „Die Dampfkessel der Wiener Weltausstellung 1873“ erschienen ist. Sehr werthvolles Material enthalten die Ausstellungsberichte von Radinger über die Wiener Weltausstellung 1873 und über diejenige in Philadelphia 1876. Eine große Anzahl Zeichnungen verschiedener Kesselanlagen enthält das Werk *Traité des chaudières à vapeur* von d'Enfer, wovon eine deutsche Uebersetzung von Th. d'Estèr 1879 unter dem Titel: „Die Dampfkessel mit Rücksicht auf ihre industrielle Verwendung“ erschienen ist. Den Gegenstand allgemein und ausführlich behandelt Pécllet in seinem *Traité de la chaleur etc.*, II. Tom., 2. Edit., Paris 1843. In praktischer Beziehung sehr zu empfehlen ist: *Grouvelle et Jaunez, Guide du chauffeur et du propriétaire des machines à vapeur etc.*, 4. Edit., Paris 1858. Sehr ausführlich über Dampfkesselanlagen wird auch gehandelt in der dritten Abtheilung von Verdam's Dampfmashinenlehre, welche deutsch unter dem Titel „Die Grundsätze, nach welchen alle Arten von Dampfmashinen zu beurtheilen und zu erbauen sind“, erschienen ist. Ferner ist zu empfehlen: *Traité des machines à vapeur, par Bataille et Jullien*; oder das englische Original: *A Treatise on the Steam engine, by the Artizan-Club*, edited by J. Bourne, London 1846, neue Auflage 1861. Einen kurzen Unterricht über diesen Gegenstand erteilt Claudel in seinen *Formules, Tables etc.*, vorzüglich aber Scholl in seinem „Führer des Maschinisten“, und Baumgartner in seiner Anleitung zum Heizen der Dampfkessel. Ueber Brennmaterialersparniß von E. Bède, siehe *Civilingenieur*, Band 4. Versuche mit Dampfkesseln von E. Burnat, siehe *Civilingenieur*, Band 9. Ueber Sicherheit

der Kesselanlagen ist nachzulesen in den *Ordonnances du roi relat. aux appareils à vapeur etc.*, par C. E. Jullien, Paris 1843; ferner *Machines à vapeur, arrêtés et instructions*, Bruxelles 1844; auch in den Gesetzen und Verordnungen deutscher Staaten über die Anlage von Dampfkesseln und Dampfmaschinen, z. B. das Königl. Preuß. Regulativ oder die Oesterr. Verordnung (s. *polytechn. Centralblatt*, Bd. VI, 1845) hierüber. Ueber Dampfkesselexplosionen siehe *Annales des ponts et chaussées*, T. IV, Paris 1842 u. s. w.; *Verhandlungen des Preuß. Gewerbevereins*, Jahrg. 20 und 21, Berlin 1841 und 1842; *Annales des mines*, T. VII, Paris 1845 u. s. w.; *Dingler's polytechn. Journal*, Bd. 94; siehe die im folgenden Paragraphen citirten Abhandlungen von Arago. Von Dufour's Schrift: *Sur l'ebullition de l'eau et sur une cause probable d'explosion des chaudières à vapeur* giebt Herr Grimburg einen Auszug im *Civilingenieur* Bd. 11. Ueber Sicherheitsventile eine Abhandlung von Thrémercy in den *Annales des mines*, T. XX, 1841. Ueber Schornsteine siehe *Verhandlungen des Preuß. Gewerbevereins*, Jahrgang 19, Berlin 1840 u. s. w. Auch *Useful Informations for Engineers etc.*, by W. Fairbairn, London 1856.

Ueber die Gasfeuerung, namentlich für Dampfkessel, ist nachzulesen: Die *Wärmemesskunst* von Schinz. Angaben über die Heizung der Dampfkessel durch *Hohofengase*, sowie durch die *Flammöfen* u. s. w. enthält Claudel's Sammlung von *Formules, Tables etc.*, troisième édition, 1854. Vom wissenschaftlichen Standpunkte aus ist zu empfehlen: Th. Weiß: *Allgemeine Theorie der Feuerungsanlagen*, Leipzig 1862. S. auch *Compendium der Gasfeuerung* etc. von F. Steinmann, Freiberg 1868. Ferner *Theorie der Zugerzeugung durch Schornsteine* von Professor F. Grasshof, Berlin 1866; Separatabdruck aus der *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*.

Ueber Dampfkesselexplosionen, namentlich über die englische Association, welche die Verhinderung der Kesselexplosionen zum Zweck hat, handelt Prof. Hartig in einer besondern Monographie, welche in Leipzig 1867 bei Teubner erschienen ist. S. auch Blum, *die Dampfkesselexplosionen*, Chemnitz 1867. Ueber die Ursachen der Dampfkesselexplosionen handelt auch Herr C. Kayser in der *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, Bd. IX, X und XI. S. auch die Ursachen der Dampfkesselexplosionen u. s. w. von Dr. H. Scheffler, Berlin 1867.