Vierter Abschnitt.

Aërodynamik.

Erstes Kapitel.

Von dem Ausflusse der Luft aus Behältern.

§. **447. Einleitung.** Befindet sich in einem Behälter Luft in gewöhnlichem Zustande, also unter dem Drucke der Barometerhöhe $b = 28 \cdot 8$ Z. (§. 436), so wird durch eine z. B. in der Seitenwand angebrachte Öffnung die Luft weder aus dem Behälter heraus, noch die äufsere hinein treten, weil die vor der Öffnung liegenden Lufttheilchen von innen und aufsen gleich stark gedrückt werden, und daher unter sich im Gleichgewichte stehen. Wird dagegen die Luft im Behälter, wie z. B. durch einen genau passenden Kolben dergestalt zusammengedrückt, dafs ein damit in Verbindung gebrachtes Manometer (§. 440) die Höhe h und dadurch also auch den Überdruck über den Druck der Atmosphäre anzeigt; so wird der Druck gegen die Öffnung von innen nach aufsen $= b + h$ und von aufsen nach innen $= b$, folglich der Unterschied der Pressungen $= b + h - b = h$ seyn (d. h. durch diese Manometersäulenhöhe gemessen oder ausgedrückt), mit welcher die Luft nun aus dem Behälter (eben so, als ob sie unter dem Drucke h in den leeren Raum strömte) ausfliefsen wird.

§. **448.** Da aber nach §. 321 die (theoretische) Geschwindigkeit, mit welcher irgend eine tropfbare Flüssigkeit aus einer Öffnung ausfliefst, der Höhe der über der Öffnung stehenden Flüssigkeitssäule entspricht; so darf man im gegenwärtigen Falle (da die Luft- und Gasarten demselben Gesetze folgen) nur die Höhe h der manometrischen Flüssigkeit in eine dem Gewichte nach gleichgeltende Luftsäule h' von durchaus gleicher Dichte verwandeln, um für die theoretische Ausflufsgeschwindigkeit v der Luft den Ausdruck $v = \sqrt{2gh'}$ zu erhalten. Ist D die Dichte oder das specifische Gewicht der manometrischen Flüssigkeit, und d jene der unter dem Drucke $b + h$ in die freie Luft ausfliessenden Luft- oder Gasart, so ist $\frac{h'}{h} = \frac{D}{d}$ oder $h' = h\frac{D}{d}$, folglich, wenn m den entsprechenden Contractions- oder Reductionscoefficienten bezeichnet (indem hier eine ähnliche Erscheinung wie beim Ausfluſs des Wassers §. 321 Statt findet), so ist in Fuſsmaſs, indem h ebenfalls so genommen werden muſs:

$$v = m\sqrt{\left(2gh\frac{D}{d}\right)} = 7{\cdot}874\, m\sqrt{h\frac{D}{d}} \ldots (1$$

Ist ferner a der Querschnitt der Öffnung in Quadratfuſs, so ist, wenn h constant bleibt, die per Secunde ausflieſsende Luftmenge in Kubikfuſs:

$$M = 7{\cdot}874\, ma\sqrt{h\frac{D}{d}} \ldots (2$$

§. 449. Was nun den Contractionscoefficienten m betrifft, so ist dieser nach den neuesten Versuchen hierüber für

Öffnungen in dünnen Wänden . . . $m = {\cdot}65$,

„ mit cylindrischen Ansatzröhren $= {\cdot}93$,

für wenig conische Ansatzröhren . . . $= {\cdot}94$.

Ist das Manometer mit Quecksilber gefüllt und flieſst die Luft (welche also unter dem Drucke $b + h$ austritt) bei einer Temperatur von t Grad (des 100theiligen Thermometers) aus; so ist für atmosphärische Luft [§. 439, r)] $\frac{D}{d} = 25209\,\frac{1 + {\cdot}004\,t}{b + h}$, also gehen, wenn man Kürze halber $1 + {\cdot}004\,t = T$ setzt, die beiden vorigen Formeln 1) und 2) für die atmosphärische Luft in folgende über:

$$v = 1250\, m\sqrt{\left(h\frac{T}{b+h}\right)} \ldots (1'$$

und $$M = 1250\, ma\sqrt{\left(h\frac{T}{b+h}\right)} \ldots (2'$$

§. 450. In der Anwendung sind die Ansatzstücke, wie z. B. die Düsen bei Blasbälgen, Windleitungen u. s. w. längere, verjüngte Röhren, wofür man indessen der gröſsern Sicherheit wegen m auch nur mit $\cdot 93$ in Rechnung bringt. Ist d der Durchmesser einer solchen Düsenöffnung, so ist $ma = {\cdot}93 \times \frac{1}{4}d^2\pi = {\cdot}7305\, d^2$, folglich ist, wenn d in Fuſsen ausgedrückt wird:

$$M = 913\, d^2\sqrt{\left(h\frac{T}{b+h}\right)} \ldots (3 \quad \text{Kubikfuſs.}$$

Das nach dieser Formel berechnete Luftvolumen M besitzt die dem Drucke $b + h$ entsprechende Dichte; will man aber daraus jenes Volumen M' bestimmen, welches dieses Luftquantum unter irgend einem andern, z. B. unter dem Drucke h' annehmen würde, so hat man nach dem *Mariotte*'schen Gesetze $\frac{M'}{M} = \frac{b+h}{h'}$, woraus $M' = M\frac{b+h}{h'}$, d. i.

$$M' = 913\frac{d^2}{h'}\sqrt{[h(b+h)T]} \quad \ldots (4$$

folgt.

§. 451. Um ferner das Gewicht Q der in 1 Secunde ausfliessenden Luftmenge zu bestimmen, muſs man den Werth M mit dem Gewichte von 1 Kubikfuſs Luft unter dem Drucke von $b + h$ und der Temperatur t, d. i. (§. 439, a) mit $\cdot 03042\frac{b+h}{1+\cdot 004\,t}$ multipliciren, wodurch man, wenn für M der Werth aus 3) und wieder $1 + \cdot 004\,t = T$ gesetzt wird:

$$Q = 27\cdot 77\,d^2\sqrt{\left[\frac{h(b+h)}{T}\right]} \quad \ldots (5 \text{ Pfunde}$$

erhält, wenn wieder d, b und h in Fuſsen ausgedrückt werden.

§. 452. Flieſst anstatt atmosphärischer Luft irgend eine andere Gasart unter dem Drucke der Manometersäule h aus, und hat dieses Gas gegen die manometrische Flüssigkeit die Dichte e; so hängt die Ausfluſsgeschwindigkeit von der Höhe $\frac{h}{e}$ ab, und es ist die per Secunde ausflieſsende Gasmenge $M = ma\sqrt{2g\frac{h}{e}}$. Für ein anderes unter demselben Drucke und aus derselben Öffnung ausflieſsendes Gas, welches gegen die nämliche manometrische Flüssigkeit die Dichte e' besitzt, ist eben so $M' = ma\sqrt{2g\frac{h}{e'}}$, folglich $M : M' = \sqrt{e'} : \sqrt{e}$, d. h. die Volumina zweier Gasarten, welche unter demselben Drucke aus der nämlichen Öffnung ausflieſsen, verhalten sich verkehrt wie die Quadratwurzeln aus ihren Dichten (diese letztern mögen nun auf die atmosphärische Luft, die manometrische, oder eine sonstige Flüssigkeit bezogen werden).

Ist also eines der beiden Gase die atmosphärische Luft und n das specifische Gewicht des andern Gases (jenes der Luft $= 1$ gesetzt), so beträgt die Ausfluſsmenge des letztern Gases per Secunde, wenn der Druck constant bleibt, $M = M' \sqrt{\frac{1}{u}}$, d. i. (Form. 4)

$$M = 913 \frac{d^2}{h' \sqrt{u}} \sqrt{[h(b+h)T]} \ldots (6$$

Anmerkung. Die Ableitung der obigen Formeln für den Ausflufs der Luft gilt eigentlich streng genommen mehr oder weniger nur für den Fall, als der Unterschied zwischen dem Druck der Luft innerhalb und aufserhalb des Gefäfses nicht bedeutend ist, und dieser etwa nur (wie es in der Regel bei Gebläsen der Fall) bis $^1/_5$ beträgt. Im Allgemeinen genommen werden diese Formeln, indem dabei logarithmische Gröfsen vorkommen, complicirter, obschon sie auch dann noch, der eigenthümlichen Schwierigkeiten wegen, welche dieser Theil der Wissenschaft darbietet, nicht alle in der Wirklichkeit vorhandenen Umstände genau wieder geben.

Bezeichnet A den Querschnitt des Gefäfses, aus welchem das Gas ausfliefst, a jenen der Ausflufsöffnung, p den Druck der äufsern, P jenen der innern Luft auf die Flächeneinheit, so wie q das Gewicht der cubischen Einheit der innern Luft oder des Gases unter diesem Drucke P, und m den Contractionscoefficienten; so findet man nach der Theorie von *Navier* für die Ausflufsgeschwindigkeit, wenn l natürliche Logarithmen bezeichnet:

$$v = m \sqrt{\left\{ \frac{2P}{q} g \frac{l.\frac{P}{p}}{1 - \left(\frac{pa}{PA}\right)^2} \right\}} \ldots (7$$

also das Volumen des in der Zeiteinheit unter dem äufseren Drucke p gemessenen ausfliefsenden Gasss:

$$M = av \ldots (8$$

und unter einem andern Drucke p' gemessen:

$$M' = av \frac{p}{p'} \ldots (9$$

Ist die Ausflufsöffnung a gegen den Querschnitt A so klein, dafs man den Bruch $\left(\frac{pa}{PA}\right)^2$ gegen die Einheit auslassen kann, so hat man einfacher:

$$v = m \sqrt{\left[\frac{2P}{q} gl.\frac{P}{p}\right]} \ldots (6'$$

und wenn der Unterschied $P - p = z$ so klein wird, dafs man die höhern Potenzen von $\frac{z}{P}$ gegen die erste vernachläfsigen, also

$$l.\frac{P}{p} = l.\frac{P}{P-z} = -l\left(1 - \frac{z}{P}\right)$$

$$= -\left[-\frac{z}{P} - \frac{1}{2}\left(\frac{z}{P}\right)^2 - \text{etc.}\right] = \frac{z}{P} = \frac{P-p}{P}$$

setzen kann, auch:

$$v = m\sqrt{\left(2g\frac{P-p}{q}\right)},$$

welches sofort unsere obige Formel 1), nur in einer andern Form ist; denn bezeichnet h die Höhe der Manometersäule, welche den Druck $P-p$ anzeigt, ferner D die Dichte oder das specifische Gewicht dieser Flüssigkeitsäule, so wie d jene des Gases unter dem Drucke P, so ist $\frac{P-p}{q} = h\frac{D}{d}$, wodurch diese letztere Formel genau auch die Form der obigen 1) erhält.

Wäre $P < p$, so würde umgekehrt die äufsere Luft in das Gefäfs, und zwar mit einer Geschwindigkeit

$$v = m\sqrt{\left(2g\,.\,\frac{p-P}{q'}\right)} \ldots (10$$

hineinfliefsen, wenn q' das Gewicht der cubischen Einheit der äufsern Luft unter dem Drucke p bezeichnet.

§. 453. Um diese abgeleiteten Formeln noch verständlicher und practischer zu machen, mögen folgende Beispiele und Aufgaben dienen:

1. Mit welcher Geschwindigkeit strömt die atmosphärische Luft bei 10° C. Temperatur in einen absolut leeren Raum ein, wenn dabei keine Contraction Statt hat?

   Setzt man in der Formel 1') (§. 449) $b = 0$, $t = 10$, also $T = 1{\cdot}04$ und $m = 1$, so erhält man $v = 1250\sqrt{1{\cdot}04} = 1274\frac{3}{4}$ Fufs, während man bei 0 Grad Temperatur nur 1250 F. findet; ein Körper also, welcher sich im letztern Falle mit einer Geschwindigkeit von mehr als 1250 Fufs per Secunde in der Atmosphäre bewegen würde, müfste schon einen leeren Raum hinter sich zurücklassen.

   Wollte man die vorige Formel 10) benützen, so müfste man darin $P = 0$, $p = 766{\cdot}87\,b$, $g = 31$ und $q' = {\cdot}03042\,\frac{b}{1{\cdot}04}$ setzen, wodurch man $v = 1274{\cdot}95$ F. findet; da b aus der Rechnung ganz hinausfällt, so hat hier der Barometerstand auf die Geschwindigkeit v keinen Einflufs.

2. Aus einem Behälter fliefst atmosphärische Luft unter einem Drucke, für welchen die Quecksilbersäule des oben offenen Manometers constant 1·14 Zoll zeigt, durch eine Düsenöffnung von 2·85 Zoll Durchmesser und bei einer Temperatur von 13° C. in einen Raum aus, in welchem das Barometer 28 Zoll hoch steht; es soll die per Secunde ausfliefsende Luftmenge berechnet, und diese zugleich auf den mittlern Barometerstand von 28·8 Zoll reducirt werden.

   Setzt man in der Formel 6) $h = \frac{1{\cdot}14}{12} = {\cdot}095$, $b = \frac{28}{12} = 2{\cdot}333$, also $b + h = 2{\cdot}428$, $h' = \frac{28{\cdot}8}{12} = 2{\cdot}4$, $d = \frac{2{\cdot}85}{12} = {\cdot}2375$ und $t = 13$, also $T = 1{\cdot}052$; so findet man $M' = 10{\cdot}57$ Kubikfufs, daher per Minute

634 Kubikfuſs, ein Quantum, welches zur Speisung von etwa 4 Frisch feuer hinreichen würde.

Nach der schärfern Formel 6′) gerechnet, findet man wegen $P = 1861{\cdot}96$, $p = 1789{\cdot}11$ Pf., $l.\frac{P}{p} = {\cdot}0399131$, $q = {\cdot}07015$ sofort $r = 256{\cdot}28$, so wie damit aus 9) $M' = 11{\cdot}04$ Kubikfuſs, woraus in solchen Fällen die geringe Abweichung der beiden Formeln hinlänglich hervorgeht.

3. Wenn bei einer Windleitung das Manometer mit Wasser gesperrt ist, so ist die Frage, wie hoch in demselben die Wassersäule steigen müsse, wenn aus einer 2·28 Zoll im Durchmesser haltenden Düsenöffnung per Secunde 8 Kubikfuſs atmosphärische Luft in einen Raum ausströmen sollen, in welchem der Barometer $28\frac{1}{2}$ Zoll hoch steht, und die Temperatur 12° C. beträgt?

Bestimmt man aus der Formel 3) die Gröſse h, so hat man die Höhe der Quecksilbersäule, mit welcher die gesuchte Wassersäulenhöhe des Manometers gleichgeltend seyn muſs; ist daher H diese gesuchte Höhe, so muſs $H = 13{\cdot}597\,h$ seyn. Aus der genannten Gleichung 3) folgt aber $h = \frac{b\,M^2}{833569\,d^4\,T - M^2}$, und wenn man $b = 2{\cdot}375$, $M = 8$, $d = {\cdot}19$ und $t = 12$, also $T = 1{\cdot}048$ setzt, erhält man daraus $h = {\cdot}1414$, folglich $H = 1{\cdot}923$ Fuſs $= 23{\cdot}2$ Zoll.

4. Wie groſs muſs in einem zur Beleuchtung dienenden Gasometer die Öffnung seyn, damit stündlich 31660 Kubikfuſs Leuchtgas unter einem Drucke von 1·8 Zoll Wassersäule ausströmen, wenn die Öffnung mit keiner Röhre in Verbindung steht, und der mittlere Barometerstand zu 28·2 Zoll, so wie die Temperatur zu 15° C. angenommen wird?

Hier ist die Wassersäule im Manometer von $\frac{1{\cdot}8}{12} = {\cdot}15$ Fuſs mit einer Quecksilbersäule von $\frac{{\cdot}15}{13{\cdot}597} = {\cdot}01103$ F. gleichgeltend, daher $h = 01103$, $b = 2{\cdot}35$, $t = 15$, also $T = 1{\cdot}06$, $M = \frac{31660}{3600} = 8{\cdot}7945$ (für die Secunde), $m = {\cdot}65$, und das specifische Gewicht des Leuchtgases (§. 39) $u = {\cdot}556$, also aus der obigen Gleichung 2′)

$$a = \frac{M\sqrt{u}}{1250\,m\sqrt{\left(h\,\frac{T}{b+h}\right)}} = {\cdot}114692 \text{ Quadratfuſs.}$$

Für eine quadratförmige Öffnung müſste daher die Seite $= {\cdot}3387$, oder für eine kreisförmige der Durchmesser $= {\cdot}3821$ Fuſs betragen.

Zweites Kapitel.

Von der Bewegung der Luft in Röhrenleitungen.

§. **454.** Steht mit einem Luftbehälter, in welchem die Luft (durch irgend ein Mittel) beständig in gleicher Spannung erhalten wird, eine cylindrische Röhrenleitung, die in ein conisches Ansatzstück oder in eine Düse ausläuft, in Verbindung, so wird die Luft durch dieses Rohr und die Düsenöffnung in einem continuirlichen Strome ausfliefsen. So wie nun bei einer Wasserleitung, so wird auch hier die Luft durch Adhäsion an den Röhrenwänden einen Widerstand erleiden, welcher wie dort (§. 343) der Länge und dem innern Umfange der Röhre direct, dagegen dem Querschnitte derselben umgekehrt, so wie endlich auch noch dem Quadrate der Geschwindigkeit gerade proportional ist (indem man hier das Glied mit der ersten Potenz der Geschwindigkeit ohne Weiteres auslassen kann, weil sich die Luft immer schneller als das Wasser bewegt).

Ist H die Manometerhöhe am Luftbehälter, h jene eines unmittelbar vor der Ausflufsöffnung und zwar noch vor dem verengten Querschnitte angebrachten und mit dem erstern mit gleicher Flüssigkeit gefüllten Manometers, so wie b die Barometerhöhe der äufsern Luft; so stellt $H - h$ die Widerstandshöhe zur Überwindung der genannten Hindernisse in der Windleitung dar.

Ist ferner L die Länge, D der lichte Durchmesser der Röhrenleitung, d jener der Ausflufsöffnung, v die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft aus dieser verengten Öffnung austritt, v' die mittlere in der Röhre Statt findende Geschwindigkeit und ω jene am Ende der Röhre, unmittelbar vor dem conischen Ansatze; so ist nach der vorigen Bemerkung $H - h = n \frac{L D v'^2}{D^2} = n \frac{L v'^2}{D}$, wobei n ein Erfahrungscoefficient ist.

§. **455.** Da der Druck, folglich auch die Dichte der Luft in der Röhre von der Ein- gegen die Ausmündung hin allmählig abnimmt, so mufs dafür die Geschwindigkeit in demselben Verhältnifs zunehmen, so, dafs wenn man als einfachste Hypothese diese Abnahme der Röhrenlänge proportional setzt, wodurch sonach die Geschwindigkeit der Luft in arithmetischer Progression zunimmt, so findet die mittlere Geschwindigkeit in der halben Röhrenlänge Statt, an welcher Stelle der

Druck durch die Manometerhöhe $\frac{1}{2}(b + H + b + h) = b + \frac{1}{2}(H + h)$ gemessen wird. Da nun die Geschwindigkeit im umgekehrten Verhältnisse mit der Dichte, also auch des Druckes steht, der Druck aber an der Ausflufsöffnung durch $b + h$ gemessen wird, so ist
$u : v' = b + \frac{1}{2}(H + h) : b + h$, und daraus $v' = u \frac{b + h}{b + H'}$,
wenn man Kürze halber $\frac{1}{2}(H + h) = H'$ setzt; oder da α) $u = m \frac{d^2}{D^2} v$ ist, wenn m den dem Ansatzrohre entsprechenden Contractionscoefficienten bezeichnet, auch

$$v' = \frac{m\, d^2}{D^2} \frac{b + h}{b + H'} v \ldots (a$$

Da ferner unter übrigens gleichen Umständen v^2 mit h proportional ist, also $v^2 = n' h$ gesetzt werden kann, wenn n' wieder einen constanten Erfahrungscoefficienten bezeichnet; so ist

$$v'^2 = n' m^2 \frac{d^4}{D^4} \left(\frac{b + h}{b + H'}\right)^2 h$$

und daher die obige Widerstandshöhe, da den gemachten Beobachtungen zufolge der veränderliche Factor $n n' m^2 \left(\frac{b + h}{b + H'}\right)^2$ in so enge Grenzen eingeschlossen ist, dafs man dafür ohne Fehler einen constanten Mittelwerth, welchen wir mit k bezeichnen wollen, setzen kann:

$$H - h = k L \frac{d^4}{D^5} h \ldots (b$$

Anmerkung. Da der Coefficient k ohnehin nur durch die Erfahrung gefunden wird, so kann dabei auch zugleich jener Einflufs mit berücksichtigt werden, welcher aus der Störung, den der Luftstrom bei seinem Eintritte aus dem Behälter in die Röhrenleitung erleidet, hervorgeht, weil man sonst im zweiten Theile dieser letztern Gleichung noch die der Contraction entsprechende Widerstandshöhe $m^2 \frac{d^4}{D^4}\left(\frac{1}{m'^2} - 1\right) h$, wo m' den neuen Contractionscoefficienten bezeichnet, hinzufügen müfste.

Auch sollte streng genommen das am Ende der Röhrenleitung angenommene Manometer an einem Behälter angebracht seyn, in welchem das cylindrische Rohr einmündet, und aus welchem dann erst die Luft durch das conische Ansatzrohr ausströmt, während doch in der Anwendung dieses Manometer auf die Röhre selbst unmittelbar vor dem Ansatzstücke angebracht wird; dieses Manometer zeigt daher nicht die obige in Rechnung gebrachte Höhe h, sondern die etwas kleinere $h - h'$, wo $h' = m^2 \frac{d^4}{D^4} h$ die der unmittelbar unter dem Manometer Statt findenden Geschwindigkeit des Luftstromes zugehörige Höhe ist. (Denn da diese Geschwindigkeit

$= u$ ist, so ist $h' = \frac{u^2}{2g}$, und wenn δ die Dichte der Luft, Δ jene der manometrischen Flüssigkeit bezeichnet, so ist diese Höhe in einer eben solchen Flüssigkeitssäule ausgedrückt:

$$h' = \frac{u^2}{2g}\frac{\delta}{\Delta} = \frac{v^2}{2g} m^2 \frac{d^4}{D^4}\frac{\delta}{\Delta} = m^2 \frac{d^4}{D^4} h,$$

(wegen der obigen Gleichung α) und weil $v = \sqrt{2gh\frac{\Delta}{\delta}}$ ist.) Da aber d nicht leicht über $\frac{1}{3} D$ genommen wird, so ist dieser Unterschied so gering, dafs man ohne Weiters h statt $h - h'$ nehmen kann, und zwar um so mehr, als bei der Bestimmung des Erfahrungscoefficienten k dieser Einflufs ebenfalls (wenigstens zum Theile) mit berücksichtigt wird.

§. 456. Da man aus sehr vielen Versuchen (besonders den *Aubuisson*'schen) den erwähnten Coefficienten $k = \cdot 0238$ gefunden hat, so wird aus der obigen Gleichung b) die Widerstandshöhe

$$H - h = \cdot 0238\, L \frac{d^4}{D^5} h \ldots \text{(f}$$

und daraus

$$h = \frac{H}{1 + \cdot 0238 \frac{L d^4}{D^5}} = \frac{42\, H D^5}{L d^4 + 42\, D^5}.$$

Setzt man diesen Werth für h in die Formel 1) des §. 449, in welcher h dieselbe Bedeutung wie hier hat (wenn man nämlich auch hier ein Quecksilbermanometer voraussetzt), so erhält man für die Geschwindigkeit der ausströmenden Luft, wenn man bemerkt, dafs man den dort vorkommenden Contractionscoefficienten $m = 1$ setzen kann, indem auch dieser schon in dem Coefficienten 42 des vorigen Ausdruckes mit enthalten ist, sofort

$$v = 8101 \sqrt{\frac{T}{b+h}} \sqrt{\left[\frac{H D^5}{L d^4 + 42\, D^5}\right]},$$

und daher für die per Secunde ausfliefsende Luftmenge ($M = av = \frac{1}{4} d^2 \pi v$):

$$M = 6362 \sqrt{\frac{T}{b+h}} \sqrt{\left\{\frac{H D^5}{L + 42 \frac{D^5}{d^4}}\right\}} \ldots \text{(1}$$

Dabei bezieht sich diese Luftmenge auf den Druck (einer Quecksilbersäule von der Höhe) $b + h$; soll dieser auf einen andern Druck b' reducirt werden, so findet man die diesem Drucke entsprechende Luftmenge $M' = M \frac{b+h}{b'}$. Will man die Ausflufsmenge in Pfunden ausgedrückt haben, so mufs man den in (1 gefundenen Werth von M noch mit $\cdot 03042 \frac{b+h}{T}$ multipliciren.

Streng genommen ist der Factor $\frac{T}{b+h}$ veränderlich, und es sollte dabei h ebenfalls aus der obigen Formel erst berechnet werden; da jedoch für die gewöhnlich vorkommenden Fälle dieser Factor nur zwischen ·405 und ·443 variirt, so kann man dafür den Mittelwerth ·424 annehmen, und sonach für die am meisten vorkommenden Fälle genau genug:

$$M = 4142\cdot 6 \sqrt{\left\{\frac{H D^5}{L + 42 \frac{D^5}{d^4}}\right\}} \ldots (1'$$

setzen.

§. **457.** Läuft die Windleitung, ohne mit einem verengten Ansatzrohr versehen zu seyn, frei aus, so darf man in der vorigen Formel nur $d = D$ setzen, und nach den Versuchen von *Girard* den obigen Coefficienten 6362 nur mit ·989 multipliciren, wodurch man erhält:

$$M = 6292 \sqrt{\frac{T}{b+h}} \sqrt{\left[\frac{H D^5}{L + 42 D}\right]} \ldots (2$$

oder bei dem vorhin erwähnten Werthe von $\sqrt{\frac{T}{b+h}} = \cdot 424$ für sehr viele Fälle genau genug:

$$M = 4097 \sqrt{\left[\frac{H D^5}{L + 42 D}\right]} \ldots (2'$$

Vergleicht man bei einerlei Druck, Länge und Durchmesser der Röhrenleitung die in derselben Zeit ausfliefsende Luft- und Wassermenge; so hat man nach §. 345, Formel 6) für die per Secunde ausfliefsende Wassermenge, wenn H' die drückende Wassersäule ist:

$$m = 36\cdot 86 \sqrt{\left[\frac{H' D^5}{L + 35\cdot 5 D}\right]},$$

oder wenn man H' auf eine Quecksilbersäule H reducirt, wodurch $H' = 13\cdot 597 H$ wird, so ist auch:

$$m = 135\cdot 6 \sqrt{\left[\frac{H D^5}{L + 35\cdot 5 D}\right]},$$

folglich, da bei langen Leitungen $L + 42 D$ und $L + 35\cdot 5 D$ als gleichgeltend angenommen werden kann:

$$M : m = 6292 \sqrt{\frac{T}{b+h}} : 135\cdot 6,$$

oder wenn man als mittlere Werthe $T = 1\cdot 05$ und $b + h = 2\cdot 45$ setzt:

$$M : m = 4119 : 135\cdot 6 = 30\cdot 4 : 1,$$

d. h. unter übrigens gleichen Umständen und einerlei Druck gibt eine Röhrenleitung nahe $30\frac{1}{2}$ Mal so viel Luft als Wasser.

§. 458. Für irgend ein anderes Gas, dessen specifisches Gewicht gegen jenes der atmosphärischen Luft $= u$ ist, erhält man wieder die Ausflufsmenge M'' aus der Formel $M'' = \frac{M}{\sqrt{u}}$, wobei M die Ausflufsmenge für die atmosphärische Luft bezeichnet, und sofort aus der vorigen Gleichung 1) oder 2) zu finden ist.

Man vermeidet auch hier, wie bei Wasserleitungen, plötzliche und starke Biegungen, indem diese den Widerstand bedeutend vermehren. Nach *Aubuisson* wächst dieser im quadratischen Verhältnisse der Geschwindigkeit und des Sinus des Neigungswinkels. Eben so erzeugen auch Zusammenziehungen oder Verengungen im Rohre einen ganz ähnlichen Widerstand wie beim Wasser.

Beispiele. 1. Aus einem mit Leuchtgas gefüllten Gasometer strömt durch eine 400 Fufs lange und $^3/_5$ Zoll im lichten Durchmesser haltende Röhrenleitung das Gas mit einem Drucke aus, welcher nicht mehr als 1·284 Zoll Wassersäule beträgt; es soll nun die per Minute ausfliefsende Gasmenge bestimmt werden, wenn das specifische Gewicht des Gases $=$ ·559 ist, der Barometerstand 2·38 Fufs und die Temperatur 19° C. beträgt.

Setzt man in der obigen Formel 2), §. 457, $D =$ ·05, $L = 400$, H (welche Höhe auf eine Quecksilbersäule reducirt werden mufs) $= \frac{\cdot 107}{13\cdot 59} = \cdot 008$, $b = 2\cdot 38$ und h (welche Gröfse man hier ohne Fehler $= H$ setzen kann) $= \cdot 008$, $t = 19$, also $T = 1 + \cdot 004\, t = 1\cdot 076$; so erhält man für atmosphärische Luft per Secunde $M = \cdot 01053$, daher für das hier angenommene Leuchtgas $M' = \frac{M}{\sqrt{u}} = \frac{\cdot 01053}{\sqrt{\cdot 559}} = \cdot 014$ oder per Minute ·84 Kubikfufs.

Nach den Beobachtungen war die wirklich ausgeflossene Gasmenge ungefähr um $^1/_{20}$ geringer als die berechnete.

Benützt man die obige einfachere Formel 2'), so findet man $M' = \cdot 01366$, also per Minute nahe ·82 Kubikfufs.

2. Mit einem Gebläse, bei welchem das Quecksilbermanometer 2·1 Zoll Druck anzeigt, steht eine 172 Klafter lange, $4^1/_2$ Zoll im lichten Durchmesser haltende Windleitung in Verbindung; wie grofs mufs die am Ende dieser Leitung anzubringende Düsenöffnung seyn, damit per Secunde $3^1/_2$ Kubikfufs Luft ausströme, wenn der mittlere Barometerstand des betreffenden Ortes zu 27·6 Zoll und die mittlere Temperatur zu 8° R. angenommen werden kann?

Bestimmt man aus der obigen Gleichung 1) d^4, so wird, wenn man Kürze halber $\frac{T}{b+h} = A$ setzt:

$$d^4 = \frac{42\, M^2\, D^5}{(6362)^2\, A\, H\, D^5 - L\, M^2}.$$

Setzt man jetzt in diesen Ausdruck $L = 1032$, $M = 3\cdot 5$, $D = \cdot 375$,

$H = {}^{\cdot}175$, $b = 2{\cdot}3$ und hypothetisch $h = {}^{\cdot}1$, wodurch $b + h = 2{\cdot}4$ wird, ferner $t = 10$ (indem 8^0 R $= 10^0$ C.), also $T = 1{\cdot}04$; so findet man $A = {}^{\cdot}433333$, $d^4 = {}^{\cdot}0003779$, also, wenn man die vierte Wurzel auszieht, $d = {}^{\cdot}1394$ F. $= 1{\cdot}673$ Zoll.

Es würde übrigens so gut wie keinen Unterschied gemacht haben, wenn man anstatt des vorigen genauen Werthes von A den im §. 456 angegebenen genäherten Werth von ·424 gesetzt hätte.

Drittes Kapitel.

Von den Gebläsen.

§. 459. Erklärung. Unter Gebläsen versteht man jene Apparate oder Maschinen, mittelst welchen die atmosphärische Luft unter einem bestimmten Drucke und mit einer gewissen Geschwindigkeit in einem beständigen Windstrome in das Feuer einer Schmiedesse, eines Frischfeuers, Cupolofens, Hochofens u. s. w. geleitet oder geblasen wird.

Von den mehr oder weniger im Gebrauche befindlichen Gebläsen können die nachstehenden angeführt werden.

1. Die grofsen ledernen Blasbälge, welche jedoch, um einen nur einigermafsen gleichförmigen Windstrom zu geben, wenn nicht dreifach, doch wenigstens doppelt seyn müssen. In Fig. 274 ist ein dreifacher dargestellt, wobei durch die zwischen den beiden festen Scheidewänden ab, ef liegende bewegliche Scheidewand cd (an welcher zugleich die bewegende Kraft wirkt) die beiden Abtheilungen A und B, so wie durch ef und den beweglichen Deckel gh der Windraum oder eine Art Regulator gebildet werden. Von den angezeigten 4 Klapenventilen stellt jenes m die Communication zwischen der äufsern Luft und der Abtheilung A, jenes i die Verbindung zwischen den Abtheilungen A und B, jenes n die Communication zwischen B und C, so wie endlich das Ventil o, da dessen Öffnung noch mit einem durch die mittlere Abtheilung B führenden Schlauche versehen ist, die Communication zwischen den Abtheilungen A und C her.

   Beim Hinaufziehen der um ein Scharnier c drehbaren Scheidewand cd öffnen sich die Klappen m und n, indem sich der Raum A mit Luft füllt, während die in B befindliche Luft in den Regulator C überströmt; dabei sind die beiden übrigen Ventile i und o geschlossen. Beim Herabgehen dieser Wand cd dagegen schliefsen sich die Klappen oder Ventile m und n, während sich jetzt die beiden andern i und o öffnen, indem die Luft aus der Abtheilung A zum Theil in jene B und den Regulator C tritt; ist dabei der Deckel gh mit Gewichten beschwert, so wird die Luft aus dem letztern beständig, und zwar durch die Düse l ausgeblasen.

2. Das Kastengebläse, welches in einem (oder mehreren) hölzernen, parallelepipedisch hängenden Kasten *K* (Fig. 275) besteht, in welchem ein ebenfalls nur aus Holz verfertigter, mit 2 oder auch 4 nach ein-, d. i. aufwärts sich öffnenden Klappenventilen *a*, *a* versehener Kolben *A* luftdicht (wobei die Liederung durch hölzerne, öfter noch mit Wülsten aus Leinwand oder sämisch gegerbtem Leder belegten Leisten, die mittelst Federn gegen die sehr glatten ebenen Wände des Kastens gedrückt werden, hergestellt wird) auf und ab geschoben, und dadurch abwechselnd die im Kasten befindliche Luft zusammengepreſst, dabei durch eine oben angebrachte Ventilöffnung *b* in den Kasten *F*, und von da in die Windleitung *n* getrieben, und der Kasten wieder mit neuer Luft gefüllt wird. Um den dabei erzeugten absetzenden Wind in einen continuirlichen zu verwandeln, werden wenigstens zwei solche Kästen mit einander, und zwar so verbunden, daſs der eine Kolben *A* herabgeht während der andere *A'* aufsteigt; auch läſst man den Wind aus jedem Kasten in einen Regulator *F*, und von diesen aus erst in die Form oder Windleitung *n* ausströmen

Zum Heben des Kolbens ist der um *g* drehbare Hebel *E* in *o* gelenkartig in den obern Endpunct des Hebels *od* eingehängt, welcher sich um die in der Kolbenstange *B* befestigte Achse *c* drehen kann, während dessen unteres Ende *d* mit dem um *i* drehbaren Gegenlenker beweglich verbunden ist. Da jedes der drei genannten Stücke für jeden Kolben doppelt vorhanden ist, so befindet sich zwischen dem Hebelpaar *E* bei *w* eine Frictionsrolle, mit welcher der Umfang der mit der Welle *C* verbundenen excentrischen Scheibe *D* (von einer solchen Construction, um ein gleichförmiges Heben des Kolbens zu bewirken) fortwährend in Berührung ist.

Wird die Liederung, wie in Fig. 276, durch Wasser bewirkt, wobei ein Gefäſs *A* umgekehrt in ein anderes *B* zum Theil mit Wasser gefülltes gestürzt und darin auf- und abbewegt wird (wozu eine Führung mittelst Frictionsrollen *ii*, wie es bei Gasometern üblich ist, hergestellt werden kann); so erhält man das *Baader*'sche Gebläse. Zwei Röhren *r* und *s*, wovon die erstere mit einer aufwärts, die andere mit einer abwärts sich öffnenden Klappe (*a*, *b*) versehen ist, gehen durch das äuſsere Gefäſs *B* durch und münden in den obern Raum des innern Gefäſses *A* aus: erstere communicirt mit der atmosphärischen Luft, die letztere mit der Windleitung oder dem Regulator. Beim Aufziehen des innern Gefäſses füllt sich der entstehende Raum durch das Rohr *r* (wobei sich die Klappe *a* öffnet und jene *b* schlieſst) mit Luft, während diese beim Niedergehen dieses Gefäſses (in welcher Periode *a* geschlossen und *b* geöffnet ist) durch die Röhre *s* hinausgeblasen wird. Der Unterschied *mn* im Niveau des äuſsern und innern Wasserspiegels entspricht dabei der Statt findenden Luftpressung.

3. Das Trommelgebläse besteht aus einem horizontal liegenden, um dessen Achse oscillirenden Cylinder, welcher mit einer durch die ganze

Länge gehenden diametralen (und zwar verticalen) Scheidewand, die jedoch an der untern Seite noch einen gewissen Abstand von der Cylinderwand besitzt, um zwischen den beiden Abtheilungen eine Communication zu lassen, in zwei Hälften getheilt ist; zugleich sind die beiden Grundflächen dieses Cylinders jede mit 2 Ventilöffnungen in der Art versehen, dafs auf jede der beiden erwähnten Abtheilungen ein Einlafs- uad ein Auslafsventil kommt, wovon die beiden letztern (d. i. die Auslafsventile) in ein knieförmiges Rohr führen, welches durch einen ledernen Schlauch mit der Düse in Verbindung steht.

Durch eine oscillirende, den dritten Theil des Kreisumfanges betragende Bewegung der zur Hälfte mit Wasser gefüllten Tonne steigt das Wasser abwechselnd in dem einen Halbcylinder (wodurch die darin enthaltene Luft zusammengeprefst und durch das Auslafsventil hinausgetrieben wird) und fällt in dem andern (wobei der entstehende wasserleere Raum durch das Einlafsventil mit Luft gefüllt wird). In der Regel verbindet man auch hier zur Erzielung eines gleichförmigeren Windstromes zwei solche Tonnen mit einander.

4. Das Wassertrommelgebläse, welches in Gebirgsgegenden, wo hohe Wassergefälle zu Gebote stehen, öfter angewendet wird, besteht in einem Zuleitungscanal *A* (Fig. 277), welcher das Wasser durch eine wenigstens 5 Klafter hohe verticale Lutte oder Röhre *B*, die an ihrer verengten Stelle mit Seitenöffnungen *i i* versehen ist, durch welche die Luft eintreten kann, in ein umgekehrt im Wasser stehendes Gefäfs *D* leitet, von wo es auf einen Tisch *a* herabstürzt, wodurch die eingehüllte oder mitgerissene Luft frei wird, sich in dem obern Raume des innern Gefäfses *D* sammelt, und durch die Öffnung *C* in die Windleitung ausströmt.

5. Das auf demselben Principe beruhende Wassersäulengebläse von *Hentschel* besteht im Wesentlichen in mehreren über einander stehenden cylindrischen Gefäfsen, welche abwechselnd mit Luft und Wasser gefüllt werden, in welch letzterem Falle die Luft ausgetrieben und in einem verticalen Rohr gesammelt wird. (Einige Ähnlichkeit damit hat auch das Kettengebläse.)

6. Das von *Cagniard-Latour* angegebene Schraubengebläse *(Cagniardelle)* besteht im Wesentlichen aus einer modificirten Archimedischen, aus Eisenblech hergestellten Wasserschraube, welche in einer bis auf eine bestimmte Höhe mit Wasser gefüllten gemauerten Cisterne, und zwar in verkehrter Richtung (wefshalb auch die Achse der mit einem cylindrischen Blechmantel umhüllten Schraube vorne, d. i. an der offenen Basis höher als rückwärts, oder an der bis auf das Ausströmungsrohr geschlossenen Grundfläche) liegt, langsam umgedreht wird; dadurch geht die Mündung des Schraubenganges abwechselnd durch die Luft und das Wasser, und nimmt im erstern Falle eine gewisse Quantität Luft mit sich, welche durch den Schraubengang, den Mantel und das Wasser abgesperrt und durch die Umdrehung der Schraube immer weiter nach rückwärts in den engern

Raum geschoben und geprefst wird, und endlich sehr gleichförmig in die Windleitung ausströmt.

(Sehr viele Ähnlichkeit damit hat auch das in der neuesten Zeit versuchte Schneckengebläse.)

7. Das Centrifugal- oder Windradgebläse (Ventilator) besteht in einer horizontalen, mit radial stehenden oder auch etwas gekrümmten Flügeln (Fig. 278) versehenen Welle C und einer gufseisernen Trommel oder dem Gehäuse $ABab$, welche die jetzt durchgehends aus Eisenblech hergestellten Flügel entweder concentrisch oder gewohnlicher etwas excentrisch so nahe als möglich umgibt, und sowohl an jeder der beiden Grundflächen mit einer kreisrunden Öffnung rs, durch welche die Luft eindringt, als auch in einer gegen die Form oder Düse verjüngt zulaufenden Ausströmungsöffnung abc versehen ist. Durch eine schnelle Umdrehung der Welle C, wobei die 4 bis 6 vorhandenen Flügel per Minute von 800 bis 1200 Umdrehungen erhalten, wird die in der Trommel befindliche Luft ebenfalls in eine rotirende Bewegung gebracht, und durch die dadurch entstehende Centrifugalkraft mit einer zwar nur geringen, jedoch für Schmiedefeuer und Cupolöfen hinreichenden Pressung in einem continuirlichen Strome in den Raum abc hinausgetrieben, während gleichzeitig durch die beiden genannten Öffnungen rs beständig neue Luft einströmt.

Dieses höchst einfache und einen vollkommen gleichförmigen Wind liefernde Gebläse wird in der neuesten Zeit vorzüglich und mit dem besten Erfolge für Schmiedefeuer (deren bis 20 von einem einzigen, nur 36 Zoll im Durchmesser haltenden und nicht volle 2 Fufs breiten derartigen Gebläse leicht bedient werden können) und zum Betriebe von Cupolofen angewendet, und für diesen Zweck allen andern Gebläsen vorgezogen.

Aufser diesen hier angeführten werden heut zu Tage, besonders für den Hochofenprocefs, die eisernen Cylindergebläse als die wirksamsten und für diesen Gebrauch vollkommensten Gebläse angewendet, wefshalb sie auch im Nachstehenden noch besonders in Kürze behandelt werden sollen.

§. 460. Das Cylindergebläse. Dieses Gebläse besteht aus einem hohlen, genau ausgebohrten und ausgeschliffenen, an beiden Grundflächen geschlossenen Cylinder A (Fig. 279), in welchem ein Kolben K mittelst der Kolbenstange d, welche durch eine am Deckel angebrachte Stopfbüchse geht, luftdicht auf- und abbewegt werden kann; ferner wenn dasselbe doppelt wirkend (ein Doppelbläser) seyn soll, aus zwei Klappenventilen a, a', durch welche die äufsere Luft abwechselnd über und unter den Kolben in den Cylinder eindringt, so wie aus zwei an der entgegengesetzten Seite angebrachten ähnlichen Ventilen b, b', durch welche die im Cylinder befindliche Luft in die

Windleitung c, von da in die Form oder auch früher noch in einen Regulator DD, und von da durch f in die Form ausströmt. Bei der in Fig. 279 dargestellten Anordnung öffnen sich beim Hinaufgehen des Kolbens die Ventile a und b, wobei jene a', b' geschlossen sind, während sich beim Hinabgehen desselben die Ventile a', b' öffnen und jene a, b schliefsen.

Um ein möglichst gleichförmiges Ausströmen des Windes zu bewirken, werden wieder zwei oder auch mehrere solche Cylinder in der Art mit einander verbunden, dafs die Kolben bei ihrer Bewegung nicht gleichzeitig, sondern in angemessenen Zwischenräumen wechseln und der Wind aus allen gemeinschaftlich in die Windleitung, oder besser (besonders wenn diese nicht sehr lang ist) in den Regulator getrieben wird.

Die Kolbenliederung kann dabei sehr zweckmäfsig aus zwei Lederstulpen x, x (Fig. 280) bestehen, zwischen welchen ein, an seiner äufseren Peripherie etwas ausgekehlter hölzerner Ring v gelegt, und damit durch einen eisernen, auf den obern Stulp aufgelegten und durch Schraubenbolzen befestigten Ring verbunden wird; der durch die Hohlkehle gebildete Raum i wird durch einen elastischen Wulst aus Baumwolle, welcher die beiden Lederenden oder Ränder gegen die Cylinderwand hinausdrückt, gehörig ausgefüllt.

Die schmiedeiserne Kolbenstange d ist unterhalb mit dem gufseisernen Kolben und oberhalb mit einem Balancier, und zwar (§. 303), der senkrechten Führung wegen, mittelst des Parallelogrammes oder Gegenlenkers verbunden, während am andern Ende des Balanciers die Bläuelstange oder in vielen Fällen auch unmittelbar die Kolbenstange einer Dampfmaschine (wenn nämlich eine solche als Betriebskraft dient) eingehängt ist, durch deren Auf- und Abbewegung der Kolben des Blascylinders in Thätigkeit gesetzt wird.

Erhält der Balancier seine oscillirende Bewegung durch einen Krummzapfen, in dessen Warze (§. 298) die Bläuelstange eingehängt ist, so kann bei gleichförmiger Umdrehung desselben (d. i. bei gleicher Winkelgeschwindigkeit) der Kolben des Blascylinders, nach der Natur dieser Bewegung, keinen gleichförmigen Gang erhalten, sondern dieser bewegt sich an den beiden Enden des Cylinders langsam und gegen die Mitte zu allmählig schneller, so, dafs auch die ausströmende Luftmenge in demselben Verhältnifs ungleich, und daher ein Windregulator dabei unumgänglich nothwendig ist, wenn man ein möglichst gleichförmiges Ausblasen des Windes verlangt.

§. 461. Windregulatoren. Um keinen absetzenden, sondern einen möglichst gleichförmigen Windstrom zu erhalten, führt man denselben aus dem Sammelkasten des Gebläses nicht unmittelbar in die Form, sondern zuerst entweder in große gemauerte, oder aus gußeisernen Platten zusammengesetzte, oder gewöhnlicher aus Eisenblech hergestellte Behälter, denen man im letztern Falle (zur Ersparung an Materiale und zur Erzielung des nöthigen Widerstandes) die Kugelform gibt, also in Räume von unveränderlichem Inhalte; oder in gußeiserne Cylinder mit beweglichen, zugleich als Deckel dienende Kolben, mit einem angemessenen Belastungsgewichte, also in Räume von veränderlichem Inhalte, welche mit den vorigen zu den sogenannten Trocken-Regulatoren gehören; oder endlich in den obern Raum eines umgestürzt im Wasser stehenden Gefäßes *DD* (Fig. 279), d. i. eines sogenannten Wasserregulators, wobei die Luftpressung durch den Niveauunterschied *mn* des Wasserspiegels im äußern und innern Gefäße bestimmt wird.

Den zuerst genannten Regulatoren (von constantem Inhalte) gibt man, wenn nur ein Cylinder und dabei keine Windleitung vorhanden ist, einen Inhalt, welcher ungefähr das 50fache des Cylinderraumes beträgt. Bei 2 oder 3 vorhandenen Cylindern kann dieser Inhalt bis auf das 30- oder selbst 20-fache von jenem des Cylinders reducirt werden. (Bei vorhandenen Erwärmungsapparaten oder langen Windleitungen, welche selbst schon als Regulatoren wirken, kann man mit dieser Reduction noch weiter gehen.)

Die Trockenregulatoren mit veränderlichem Inhalte erhalten selten den doppelten Inhalt eines Blascylinders, wobei man den Durchmesser des beweglichen Kolbens (welcher gehörig geliedert und zur Führung mit einer Kolbenstange versehen wird) hinreichend groß nehmen muß, um keine zu großen Oscillationen desselben zu erhalten; übrigens muß der Kolben mit einem sich nach auswärts öffnenden und gehörig belasteten Sicherheitsventil versehen seyn, damit die Luft, wenn die Pressung derselben im Regulator zufällig zu groß werden sollte, durch dasselbe entweichen kann.

Da beim Wasserregulator die Pressung nicht wie bei den vorigen constant bleibt, so muß man den innern oder sogenannten Windkasten *DD* (Fig. 279), welcher in dem Reservoir oder Wasserkasten *EE* auf Unterlagen oder Füßen steht (wodurch beide als communicirende Gefäße anzusehen sind) einen bedeutend großen Querschnitt geben. Wäre die Wasserfläche in beiden Gefäßen gleich groß, so würde, wenn die Luft im Windkasten eine Pressung von z. B. 2 Fuß Wassersäule über den äußern Luftdruck besäße, der Wasserspiegel im innern Gefäße um 1 Fuß sinken und jener im äußern um eben so viel steigen (stehen beide Wasserspiegel gleich hoch, so hat die im Regulator befindliche Luft die Spannung oder Pressung der äußern); häuft sich also zu viel Luft im Windkasten an, so wird zwar durch das Sinken des innern Wasserspiegels der Raum vergrößert, dessen ungeachtet aber die Pressung und Ausströmungsgeschwindigkeit der Luft vermehrt, was nur dann von keinem Belange ist, wenn die Gefäfse bedeutend grofs sind.

§. 462. **Nutzeffect des Cylindergebläses.** Übereinstimmend mit dem Satze in §. 185 ist die nöthige Wirkung oder Arbeit, um der in jeder Secunde mit der Geschwindigkeit v ausströmenden Luftmasse Q diese Geschwindigkeit von der Ruhe aus mitzutheilen, dem Producte aus der Masse Q in die zu v gehörige Geschwindigkeitshöhe gleich, es ist nämlich: $E = Q\frac{v^2}{2g}$.

Denn bezeichnet man die Kolbenfläche des Blascylinders mit F, die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens mit C, den kleinsten Querschnitt des aus der Düsenöffnung ausströmenden Luftstrahles mit f, die Geschwindigkeit desselben an dieser Stelle mit v, das Gewicht von 1 Kubikfufs Luft unter dem bestehenden Druck mit q, jenes von 1 Kubikfufs Quecksilber mit q', die Quecksilbersäulenhöhe im Manometer, durch welche die Luftpressung gemessen wird, mit H; so ist das Gewicht oder die Masse der per Secunde ausströmenden Luft $Q = fvq$, oder wegen $FC = fv$ auch $Q = FCq$, woraus $C = \frac{Q}{Fq}$ (1 folgt.

Die beim Aufwärtsgehen des Kolbens über demselben befindliche geprefste Luft erzeugt denselben Widerstand, wie eine auf der Kolbenfläche ruhende Quecksilbersäule von der Höhe H, folglich ist dieser Widerstand $= FHq'$, und daher die nöthige Arbeit, um den Kolben mit der Geschwindigkeit C zu bewegen, $E = FHq'C$ oder für C den Werth aus der vorigen Gleichung 1) gesetzt, auch $E = QH\frac{q'}{q}$, wobei $H\frac{q'}{q} = H\frac{s'}{s}$ (wenn s und s' die specifischen Gewichte der Luft und des Quecksilbers bezeichnen) $= h$ nichts anders als die Höhe der Luftsäule ist, welche mit der Quecksilbersäule von der Höhe H im Gleichgewichte steht, folglich ist auch h zugleich die zu v gehörige Geschwindigkeitshöhe oder $h = \frac{v^2}{2g}$, und daher $E = Qh = Q\frac{v^2}{2g}$, wie oben angegeben wurde.

§. 463. Befindet sich nun die Düse oder Form ohne eine längere Windleitung unmittelbar am Gebläse, so ist das Gewicht der in einer Secunde ausfliefsenden Luftmenge (§. 451, 5.):

$$a) \ldots Q = 27 \cdot 77\, d^2 \sqrt{\left[\frac{H(b+H)}{T}\right]},$$

und die Geschwindigkeitshöhe (§. 448):

$$h = H\frac{q'}{q} = 25209\frac{T}{b+H}H,$$

folglich der Nutzeffect (wenn man anstatt 700054 die runde Zahl nimmt):

$$E = 700000\, d^2 H \sqrt{\left(\frac{HT}{b+H}\right)} \ldots (1.$$

Strömt der Wind nicht unmittelbar am Gebläse selbst, sondern erst am Ende einer längern Windleitung aus, so mufs in dieser letzten Formel anstatt H die am Ende der Windleitung Statt findende Manometerhöhe gesetzt werden; ist diese $= h$, so ist:

$$E = 700000\, d^2 h \sqrt{\left(\frac{hT}{b+h}\right)} \ldots (2,$$

und wenn man, was für die meisten Fälle genau genug seyn wird, für T und $b+h$ mittlere Werthe, und zwar $t = 12^0$, also:

$$T = 1 + \cdot 004\, t = 1\cdot 048 \quad \text{und} \quad b + h = 2\cdot 5,$$

folglich $\frac{T}{b+h} = \cdot 4192$ annimmt, so erhält man ganz einfach:

$$E = 453220\, d^2 h \sqrt{h} \ldots (3,$$

dabei ist die per Secunde ausströmende Luftmasse dem Gewichte nach:

$$Q = 42\cdot 89\, d^2 \sqrt{h} \ldots (4,$$

die Geschwindigkeit im zusammengezogenen Querschnitte:

$$v = 809\cdot 4 \sqrt{h} \ldots (5,$$

und die zu v gehörige Geschwindigkeitshöhe $h' = 10567\cdot 6\, h$, wobei also auch $E = Q h'$ ist.

Um jedoch die am Anfange der Windleitung oder am Gebläskolben nöthige bewegende Kraft auszudrücken, mufs man in dem vorigen Ausdrucke von h' statt der Höhe h jene H setzen, welche um die Widerstandshöhe $H - h$ gröfser als h ist, wodurch man, weil dabei Q denselben Werth behalten mufs, anstatt der vorigen Gleichung 3) jene:

$$E = 453220\, d^2 H \sqrt{h} \ldots (6$$

erhält.

Setzt man für H seinen Werth aus der Gleichung f §. 456, so wird auch:

$$E = 453220\, d^2 \left(1 + \cdot 0238\, \frac{L d^4}{D^5}\right) h \sqrt{h},$$

wobei L, d und D die im §. 454 angegebene Bedeutung haben.

Drückt man h aus der Gleichung 4) durch Q, d. i. durch die per Secunde ausströmende Luft aus, und setzt den gefundenen Werth für $h\sqrt{h} = \sqrt{h^3}$ in die vorige Gleichung, so erhält man auch, und für die Anwendung bequemer:

$$E = \cdot 13672\, Q^3 \left(\frac{L}{D^5} + \frac{42}{d^4}\right) \ldots (7.$$

§. 464. Will man anstatt des Gewichtes Q das Volumen M in Kubikfuſs ausgedrückt in Rechnung bringen, so muſs man Q aus der Gleichung $Q = \cdot 03042\, M \frac{b+h}{T}$ substituiren oder für den oben angenommenen Mittelwerth von $\frac{b+h}{T} = 2\cdot 385$ sofort:

$$Q = \cdot 07257\, M \ldots (8$$

setzen.

Der Werth von E wird in Fuſspfunden erhalten, da man Q in Pfunden, L, D und d in Fuſsen auszudrücken hat.

Wird nach dem Vorgange der neuern Zeit, erhitzte Luft als Gebläseluft angewendet (wobei die Temperatur im Mittel bis 300^0 C. steigt), so muſs man, wenn die Luft nach der 100theiligen Scale bis t' Grad erhitzt wird:

$$T = 1 + \cdot 0075\, t' \text{ und } E = 700000\, d^2 \sqrt{\frac{T}{b+h}} \cdot h\sqrt{h}\left(1 + \cdot 0238 \frac{Ld^4}{D^5}\right),$$

oder wenn man wieder die Manometerhöhe h durch Q aus der obigen Gleichung α) ausdrückt, wobei man zur Vereinfachung für $b + h$ einen Näherungs- oder Mittelwerth, wie etwa $2\cdot 5$ annehmen kann, auch:

$$E = \cdot 12447\, Q^3 T^2 \left(\frac{L}{D^5} + \frac{42}{d^4}\right) \ldots (9$$

setzen; dieser letztere Ausdruck geht natürlich wieder in den vorigen 7) über, wenn man $T = 1\cdot 048$ setzt.

Anmerkung. Der Nutzeffect E beträgt auch hier wieder von der am Gebläse selbst aufgewendeten Arbeit der bewegenden Kraft nur einen gewissen Bruchtheil, welcher nach der Gattung und Einrichtung des Gebläses verschieden ist, so, daſs, wenn E' die per Secunde aufgewendete Arbeit und m einen echten Bruch bezeichnet, sofort allgemein $E = mE'$ ist.

Als Durchschnittswerthe angesehen, kann man für ein gutes Cylindergebläse, welches durch eine Dampfmaschine betrieben wird, $m = \cdot 5$; wenn E' die Arbeit am Dampfkolben, oder $m = \cdot 25$ setzen, wenn E' der theoretische Effect der Maschine ist (wovon der Nutzeffect nur 50 Procent ausmacht); eben so kann man für ein gewöhnliches, von einem oberschlächtigen Rade betriebenes Kolbengebläse (wobei der unvermeidliche Windverlust schon mit eingerechnet ist) $m = \cdot 24$, und wenn das Wasser durch den Stoſs wirkt, $m = \cdot 14$ annehmen. Für hydraulische Gebläse, welche eine geringere Reibung haben, kann man in diesen beiden letztern Fällen $m =$

$\cdot30$ und $\cdot18$ setzen. Bei einer guten Wassertrommel kann $m = \cdot10$ angenommen werden.

Beispiel 1. Welche Kraft wird der Betrieb eines Cylindergebläses erfordern, welches einem Hochofen per Secunde 30 Kubikfufs Luft mit 475 Fufs Geschwindigkeit zuführen soll, wenn dabei die $11\frac{1}{2}$ Zoll weiten Windleitungsröhren zusammen 300 Fufs lang sind?

Bestimmt man zuerst den Durchmesser d der Düsenöffnung, so hat man (den Contractionscoefficienten wieder zu $\cdot93$ angenommen):

$\frac{1}{4}d^2\pi \times \cdot93 \times 475 = 30$, also $d^2 = \cdot086468$ und $d = \cdot294$ Fufs.

(Da man die Luft entweder durch 2 oder 3 Düsen in den Ofen treten läfst, so ist der Durchmesser einer Düse d' im ersten Falle aus der Gleichung $d'^2 = \frac{1}{2}d^2$ und im letztern aus $d'^2 = \frac{1}{3}d^2$ zu bestimmen, wodurch man beziehungsweise $d' = \cdot208$ und nahe $\cdot170$ erhält.)

Ferner ist nach der Formel 8), wegen $M = 30$, sofort $Q = 2\cdot177$ (als Gewicht der per Secunde ausströmenden Luft). Setzt man daher in der Hauptformel 7) $L = 300$, $D = \frac{11\cdot5}{12} = \cdot958$ und $d = \cdot294$; so findet man für den Nutzeffect $E = 8454^{\text{F. Pf.}}$, also für die nöthige Leistung E' des Motors, wenn man $m = \cdot5$ setzt:

$$E' = 2E = 16908^{\text{F. Pf.}} = \frac{16908}{430} = 39\tfrac{1}{3} \text{ Pferdekraft.}$$

Um zu zeigen, welchen bedeutenden Einflufs die Weite der Windleitung auf die nöthige Betriebskraft hat, so findet man unter denselben Bedingungen für die Durchmesser von

$D = 11\frac{1}{2}$ Zoll	sofort	$E' = 39\frac{1}{3}$	Pferdekraft.
$D = 10$	»	$E' = 41\frac{4}{5}$	»
$D = 6$	»	$E' = 100$	»
$D = 3\cdot6$ (nahe $= d$)	»	$E' = 846\frac{4}{5}$	»

Beispiel 2. Welchen Durchmesser müfste man der cylinderischen Windleitung im vorigen Beispiele geben, damit der Betrieb des Gebläses keine gröfsere Kraft als von 38 Pferdekräfte in Anspruch nimmt?

Bestimmt man aus der obigen Gleichung 7) die Gröfse D^5, so erhält man:

$$D^5 = \frac{\cdot13672\, L d^4 Q^3}{E d^4 - 5\cdot74224\, Q^3},$$

und wenn man in diesem Ausdrucke für L, d und Q die obigen Werthe und $E = \frac{1}{2}E' = \frac{1}{2} \times 38 \times 430 = 8170$ setzt, so findet man $D^5 = 1\cdot76246$ und daraus für den gesuchten Durchmesser $D = \sqrt[5]{(1\cdot76246)} = 1\cdot12$ Fufs oder nahe $13\frac{1}{2}$ Zoll.

Anmerkung. Da der Nenner des vorigen Bruches weder Null noch negativ werden darf, so mufs, wenn diese Aufgabe möglich seyn soll, immer

$E > \frac{5\cdot74224\, Q^3}{d^4}$ seyn.

Für das gegenwärtige Beispiel wäre daher diese Grenze $E > 18\cdot4$, also $E' = 36\cdot8$ Pferdekraft, d. h. bis auf $36\cdot8$ Pferde könnte man die nöthige

Betriebskraft auf keinen Fall durch bloſse (und auch noch so weit getriebene) Erweiterung des Windcanales herabbringen.

Viertes Kapitel.

Von dem Widerstande und Stoſse der Luft.

§. 465. Die Beobachtungen und Versuche zeigen, daſs die für den Widerstand des Wassers gefundenen Gesetze und Verhältnisse genau auch für die Luft gelten, nur unterscheidet sich der absolute Widerstand der atmosphärischen Luft von jenem des Wassers wesentlich dadurch, daſs die Dichte der Luft nicht nur mit dem Barometer- und Thermometerstande veränderlich, sondern zugleich auch noch wegen der leichten Zusammendrückbarkeit der Luft, was beim Wasser durchaus nicht der Fall, im Stande der Ruhe eine andere als in der Bewegung ist. Bezeichnet man die Dichte der ruhigen Luft bei irgend einem Barometer- und Thermometerstande mit δ, jene der unter gleichen Umständen mit dem bewegten Körper in Berührung stehenden Luft mit δ', die Geschwindigkeit, mit welcher die erstere (von der Dichte δ) in den leeren Raum strömen würde, mit c, so wie die Geschwindigkeit, mit welcher sich der Körper in der ruhigen Luft, oder die Luft gegen den ruhenden Körper bewegt, durch v; so kann man mit *Duchemin* für Geschwindigkeiten von $v < c$ sofort $\delta' = \delta\left(1 + \frac{v}{c}\right)$ und für alle Geschwindigkeiten von $v > c$, $\delta' = 2\delta$ setzen.

Da nun der Widerstand, welchen ein prismatischer Körper in einer ruhigen Flüssigkeit erfährt (§. 359, Formel r), durch $P = k\gamma A\frac{v^2}{2g}$, oder wenn man die Dichte (d. i. die in der Volumeinheit enthaltene Masse, was $\delta' = \gamma$ gibt) einführt, durch $P = k\delta' A\frac{v^2}{2g}$ ausgedrückt wird, so folgt, mit Rücksicht auf den erstern Werth von δ', daſs der Widerstand der Luft in einem etwas gröſsern Verhältnisse als dem Quadrat der Geschwindigkeit zunimmt.

Aus diesem Grunde war *Hutton* genöthigt, um die Resultate seiner zahlreichen Versuche in einer Formel auszudrücken, darin zwei Glieder, das eine mit der zweiten und das andere mit der ersten Potenz der Geschwindigkeit anzunehmen. (Noch mehr Übereinstimmung fand er bei weiterer Hinzufügung eines constanten Gliedes.)

Für mäſsige Geschwindigkeiten jedoch hat das Glied mit der ersten Potenz weniger Einfluſs, weſshalb man sich dabei mit dem gewöhnlichen Ausdrucke, welcher nur v^2 enthält, begnügt.

§. 466. Da man bei den ballistischen Untersuchungen fast allgemein das Verhältniſs der Dichte der Luft zu der des Wassers bei 18° *C.* und der Barometerhöhe von $\cdot76^m$ gleich $\frac{1}{850}$ (§. 439) und die Ausdehnung derselben für jeden Grad der Centesimalscala zu ·004 annimmt; so hat man für eine beliebige Temperatur t und Barometerhöhe b, wenn D die Dichte des Wassers bezeichnet,

$$\frac{\delta}{D} = \frac{b}{850 \times \cdot76}\left(\frac{1 + \cdot004.18}{1 + \cdot004\,t}\right) = \frac{\cdot001659\,b}{1 + \cdot004\,t},$$

oder wenn man die Barometerhöhe nicht in Meter, sondern in Wiener Fuſs ausdrückt:

$$\frac{\delta}{D} = \frac{\cdot000525\,b}{1 + \cdot004\,t} \ldots (m.$$

Geht man, was für die Anwendung bequemer ist, auf die Gewichte über und bezeichnet das Gewicht von 1 Kubikfuſs Wasser wie bisher mit γ, jenes von 1 Kubikfuſs atmosphärischer (gewöhnlicher) Luft unter dem Barometerstande b und der Temperatur t mit q; so ist auch wegen $\frac{\delta}{D} = \frac{q}{\gamma}$:

$$q = \frac{\cdot000525\,b}{1 + \cdot004\,t}\gamma \ldots (n.$$

Für die oben eingeführte Geschwindigkeit c, mit welcher die Luft bei der Dichte δ in den leeren Raum strömen würde, setzt man gewöhnlich [für einen mittlern Barometer- und Thermometerstand, und da mit der $\cdot76^m$ hohen Quecksilbersäule eine Wassersäule von $10\cdot395^m$ im Gleichgewichte steht, daher $c = \sqrt{\left(2g \times 10\cdot395\,\frac{D}{\delta}\right.}$ und $g = 9\cdot809$, ferner $\frac{D}{\delta} = 850$ ist] $c = 416\cdot34$ Meter $=$ 1282 französische Fuſs $=$ 1366 Londoner Fuſs $=$ 1317 Wiener Fuſs.

Setzt man in der obigen Formel von P (in welcher man δ' mit q', d. i. dem Gewichte der Luft verwechseln kann) nämlich in:

$$P = k\,q'A\,\frac{v^2}{2g} \ldots (1$$

für $v < 1317$ Fuſs:

$$q' = q\left(1 + \frac{v}{1317}\right) \ldots (\omega$$

und bei Geschwindigkeiten von $v > 1317$ Fuſs $q' = 2q$, wobei q aus der Gleichung n) zu nehmen ist, so wie endlich je nach dem Verhältniſs der Länge des Körpers zu seinem Durchmesser aus der Tafel des §. 359

für den Widerstandscoefficienten k den entsprechenden Werth aus der letzten oder vorletzten Rubrik; so erhält man beziehungsweise die Gröfse des Widerstandes, welchen der bewegte Körper in der ruhigen Luft, oder der ruhende Körper durch die normal anstofsende Luft erfährt, in Pfunden ausgedrückt, wenn man A und v in Fufsen und q' in Pfunden ausdrückt.

Sowohl für die kreisförmige, als auch für die Bewegung in schiefer Richtung gelten die analogen Formeln der Bewegung im Wasser (§. 359, x und y), in welchen man nur γ mit q' zu vertauschen hat.

Aubuisson glaubt einem Versuche von *Hutton* zufolge für den Widerstand und Stofs der Luft folgende Ausdrücke aufstellen zu können, und zwar bei der geradlinigen normalen Bewegung wäre:

$$P = {}^{\cdot}02764\, q\, A^{1 \cdot 1}\, v^2 \ldots (r,$$

bei der geradlinigen schiefen Bewegung wäre:

$$P = {}^{\cdot}02764\, q\, A^{1 \cdot 1}\, v^2\, (Sin\, \alpha)^{1 \cdot 84\, Cos\, \alpha} \ldots (s,$$

wenn α den Neigungswinkel des Luftstromes mit der Tafel oder gestofsenen Fläche bildet.

Beispiel 1. Um die Wirkung der Luft auf eine Tafel von 30 Quadratfufs zu finden, wenn sich diese in einer auf die Fläche normalen Richtung mit 25 Fufs Geschwindigkeit in der ruhigen Luft, oder im zweiten Falle die Luft mit gleicher Geschwindigkeit gegen die ruhende Tafel bewegt, und wenn dabei ein Barometerstand von 2·4 Fufs und eine Temperatur von $9^1/_2{}^0$ *R.* vorausgesetzt wird, hat man ($9^1/_2{}^0$ *R.* $= 12^0$ *C.* $= t$, $v = 25$, $\gamma = 56 \cdot 4$ und $b = 2 \cdot 4$ gesetzt) aus Gleichung u: $q = {}^{\cdot}06781$, damit aus Gleichung ω) $q' = {}^{\cdot}06909$, und daher wegen $A = 30$, $\frac{v^2}{2g} = \frac{\overline{25}^2}{62} = 10 \cdot 08$, aus Gleichung 1) für $k = 1 \cdot 254$ (den ersten Fall) sofort $P = 26 \cdot 2$ Pfund,
und für $k = 1 \cdot 8636$ (den zweiten Fall) „ $P = 38 \cdot 9$ Pfund.

Nach der *Aubuisson*'schen Formel fände man für beide Fälle $P = 50 \cdot 7$ Pfund, dagegen wenn man dabei den Widerstand blofs der ersten Potenz der Fläche proportional (also A statt $A^{1 \cdot 1}$ setzt) $P = 36$ Pfund, was zwischen den vorigen beiden Werthen liegt.

Beispiel 2. Welche Kraft übt der Wind gegen ein Segel von 200 Quadratfufs Fläche aus, wenn derselbe mit einer Geschwindigkeit von 32 Fufs unter einem Winkel von 70 Grad gegen dasselbe stöfst oder weht?

Läfst man auch hier den vorigen Werth von $q = {}^{\cdot}06768$ gelten, so ist wegen $v = 32$ aus Gleichung ω) sofort $q' = {}^{\cdot}0693$; ferner folgt aus der oben erwähnten Formel y) in §. 359, wegen $A = 200$, $\frac{v^2}{2g} = 16 \cdot 516$, $\gamma = q'$, $k = 1 \cdot 8636$ und $\alpha = 70^0$, wofür $\frac{2\, Sin\, \alpha}{1 + Sin\, \alpha^2} = {}^{\cdot}998$ ist, sofort $P = 425 \cdot 9$ Pfund.

Nach der Formel s) wäre $P = 625 \cdot 8$ Pfund, was leicht erklärlich ist, weil dabei die Stofskraft nicht der einfachen Fläche, sondern einer höhern Potenz derselben proportional angenommen wird.

§. 467. Was die Widerstände der Luft für kugel- oder kegelförmige Körper betrifft, so gelten genau wieder die in §. 360 gemachten Bemerkungen. Da wir unter den verschiedenen Angaben den Formeln von *Duchemin* den Vorzug geben, so ist der Widerstand, welchen eine Kugel (oder Halbkugel, wenn der convexe Theil vorausgeht), deren gröfste Kreisfläche $= A$ ist, in der ruhigen Luft erfährt,

$$P = \tfrac{2}{5} k A q' \frac{v^2}{2g},$$

wo k aus der Tabelle in §. 359 zu nehmen und hier $= 1{\cdot}2824$, also auch:

$$P = {\cdot}513\, A q' \frac{v^2}{2g} = {\cdot}00826\, A q' v^2 \;.\;.\;.\; (2$$

ist.

Eben so erhält man für einen mit der Spitze vorausgehenden Kegel, dessen Seite mit der Achse (als Richtung der Bewegung) den Winkel α bildet, $P = k A q' \dfrac{v^2}{2g} Sin\, \alpha$, wo k aus der genannten Tabelle $\left(\text{mit Rücksicht auf das Verhältnifs von } \dfrac{l}{d}\right)$ zu nehmen ist.

Dasselbe gilt auch für ein mit einer Kante vorausgehendes Prisma.

Aubuisson multiplicirt in den hier betrachteten Fällen den obigen Ausdruck r) des vorigen Paragraphes mit einem Zahlencoefficienten $m < 1$; er setzt nämlich den Widerstand $P = {\cdot}02764\, m\, q\, A\, v^2$ und nimmt für ein Prisma, wobei der Durchschnitt (die Kante) der beiden Flächen vorausgeht, die

einen Winkel einschliefsen von 90^0 . $m = {\cdot}728$,
» 60^0 . $m = {\cdot}520$,

für einen Halbcylinder (dessen krumme Fläche vorausgeht) . . . $m = {\cdot}570$,

für einen Kegel (mit der Spitze voran),
wobei der Winkel an der Spitze 90^0 . . $m = {\cdot}691$,
» 60^0 . . $m = {\cdot}543$,
» $51\tfrac{1}{2}{}^0$. $m = {\cdot}433$,

für eine halbe oder ganze Kugel . . . . . . $m = {\cdot}410 - {\cdot}413$.

Nach *Hutton* erhält man den in Wiener Pfunden ausgedrückten Widerstand, welchen eine Kugel vom Durchmesser $= D$ (in Fufsen) bei einer Geschwindigkeit $= v$ (in Fufsen) in der ruhigen Luft erleidet, durch die Formel:

$$P = D^2 ({\cdot}001018\, v^2 - {\cdot}23252\, v + {\cdot}9393).$$

Anmerkung. Eine interessante und nützliche Anwendung finden diese Formeln beim freien Falle der Körper, z. B. von Kugeln in der Luft oder auch im Wasser. Fällt nämlich eine Kugel vom Halbmesser r und einer Materie, wovon 1 Kubikfufs im leeren Raume p Pfunde wiegt, in einem Mittel, wovon 1 Kubikfufs q Pfunde wiegt, so ist $a = \frac{4}{3} r^3 \pi$ das Volumen dieser Kugel und $a(p - q) = p'$, wenn man $p - q = p'$ setzt, das Gewicht derselben in diesem Mittel genommen; bezeichnet man den Widerstand, welchen die

Kugel in diesem Mittel erfährt, einfach durch $n v^2$, wo v die variable Geschwindigkeit und, wenn z. B. die Bewegung in der Luft geschieht, n aus der vorigen Gleichung 2) $= \cdot 00826\, A q' = \cdot 00826\, r^2 \pi q'$ ist, wobei für q' das arithmetische Mittel aus der Dichte der Luft beim Anfang (wo $q' = q$) und am Ende der Bewegung $\left[\text{wo } q' = q\left(1 + \frac{V}{1317}\right)\right.$ ist, wenn V die Endgeschwindigkeit bezeichnet$\Big]$ zu nehmen ist; so findet man, wenn V die gröſste Geschwindigkeit ist, welche die Kugel bei ihrem Fallen in diesem Mittel annehmen kann, da die Beschleunigung (§. 146) $G = \frac{a p' - n v^2}{a p}$ dafür (d. i. für $v = V$) Null seyn muſs, 3) $V = \sqrt{\frac{a p'}{n}}$ und durch Differential- und Integralrechnung für die Fallzeit:

$$t = \frac{p}{p'} \frac{V}{2g} \, Logn \left(\frac{V+v}{V-v}\right),$$

so wie für den Fallraum:

$$s = \frac{p}{p'} \frac{V^2}{2g} \, Logn \left(\frac{V^2}{V^2 - v^2}\right),$$

oder auch (besonders wenn t groſs ist) näherungsweise:

$$s = V t - \frac{p}{p'} \frac{V^2}{g} \, Logn\, 2;$$

endlich ist, wenn man $\frac{2 g t p'}{V p} = x$ setzt, $v = V \sqrt{\left(\frac{e^x - 1}{e^x + 1}\right)}$, wo e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen bezeichnet.

Unter den Glaskugeln, welche *Newton* in der St. Paulskirche 220 Fuſs hoch herabfallen lieſs, waren auch solche, welche 5 Zoll im Durchmesser, und (in der Luft gewogen) 483 und 515 Gran (englisches Maſs und Gewicht) im Gewichte hatten; diese brauchten sehr nahe 8 Secunden, um von dieser Höhe herabzufallen.

Sucht man dagegen die gröſste Höhe, welche eine mit der Geschwindigkeit v vertical aufwärts geworfene Kugel von der Masse oder dem Gewichte p erreichen kann, so findet man für diese Höhe:

$$4)\quad h = \frac{p}{2 n g} \, Logn \left(\frac{p + n v^2}{p}\right) = \cdot 0371384 \frac{p}{n} \, Log v \left(1 + \frac{n}{p} v^2\right),$$

wobei n wieder die vorige Bedeutung hat. Die hiezu nöthige Zeit ist:

$$5)\quad t = \frac{1}{g} \sqrt{\frac{p}{n}} \, . \, arc\ Tang \left(v \sqrt{\frac{n}{p}}\right).$$

Die Gröſse der Kugel hat natürlich auf die Gröſse des Widerstandes Einfluſs und macht sich in dem Factor n geltend.

Beispiel 1. Welche Geschwindigkeit kann eine $3^7/_{10}$ Zoll im Durchmesser haltende eiserne Kugel beim freien Falle in der ruhigen Luft bei mittlerem Baro- und Thermometerstande annehmen?

Da für diesen Zustand der Luft $q = \frac{56 \cdot 4}{850} = \cdot 06635$ gesetzt werden kann und bei einer Geschwindigkeit von 370 Fuſs (welche Zahl man durch eine vorläufige Rechnung für die gröſste Geschwindigkeit erhält):

$$q' = q\left(1 + \frac{370}{1317}\right) = \cdot 08499,$$

also das Mittel $\frac{1}{2}(q + q') = \cdot 07567$ wird, welchen Werth man für q' in $n = \cdot 00826\, A\, q'$, so wie $A = r^2 \pi = (\cdot 15417)^2 \times 3\cdot 1416 = \cdot 0746$ zu setzen hat, wodurch $n = \cdot 00004662$, und da ferner $a = \frac{4}{3} r^3 \pi = \cdot 01534$, so wie $p = p'$ (da man q gegen p auslassen kann) $= 7\cdot 2 \times 56\cdot 4 = 406$ (das specifische Gewicht des Eisens zu $7\cdot 2$ angenommen) ist; so folgt aus der obigen Gleichung 3) für diese gröſste Geschwindigkeit nahe $V =$ 365 Fuſs.

Nimmt man den Widerstandscoefficienten n unter übrigens gleichen Umständen den Dichten der Mittel, in welchen sich die Körper bewegen, proportional, und setzt für das Wasser $n = 850 \times \cdot 00004662$, so wird die gröſste Geschwindigkeit V', welche die Kugel durch das Fallen im Wasser erlangen kann (Gleich. 3), $V' = \dfrac{V}{\sqrt{850}} = 12\frac{1}{2}$ Fuſs, und mit dieser Geschwindigkeit würde die Kugel im Wasser gleichförmig fortfallen.

Für eine eben so groſse Kugel aus Lindenholz z. B., welches 12 Mal leichter als Eisen ist, würde man (wenn wieder $p'=p$ gesetzt werden darf) als gröſste Geschwindigkeit in der Luft $\dfrac{365}{\sqrt{12}} = 105$ Fuſs, und im Wasser, wegen $p' = 33\cdot 83 - 56\cdot 4 = -22\cdot 57$, wobei das negative Zeichen anzeigt, daſs die Kugel nicht abwärts fällt, sondern im Wasser aufwärts steigt, diese gröſste Geschwindigkeit nahe 3 Fuſs finden.

Aus diesen Erörterungen erklärt sich auch, warum man z. B. mit einer Platinkugel viel weiter (bei einer 2zölligen Kugel nahe doppelt so weit) als mit einer gleich groſsen eisernen Kugel schieſsen kann.

Beispiel 2. Wie hoch wird eine 4zöllige 10 Pfund schwere eiserne Kanonenkugel steigen, wenn sie bei einem Barometerstande von $28\frac{1}{2}$ Zoll und einer Temperatur von 20° C. mit einer Geschwindigkeit von 1800 Fuſs vertical aufwärts geworfen wird?

Hier ist nach der Formel n (§. 466) $q = \cdot 065114$ und $q' = 2q$ (wegen $v > 1317$ Fuſs), folglich das Mittel zwischen beiden Werthen $\frac{3}{2} q = \cdot 097671$, welchen Werth man in der Formel 2 (§. 467) für q' zu setzen hat; es ist daher aus dieser Formel, da noch $A = \frac{1}{4} d^2 \pi = \frac{1}{4}(\frac{1}{3})^2 \times 3\cdot 1416 = \cdot 08727$ ist, die obige Gröſse $n = \cdot 00826 \times \cdot 08727 \times \cdot 097671 = \cdot 00007041$ und wegen $p = 10$ die gesuchte gröſste Höhe aus 4) $h = 7262$ Fuſs, wozu die Kugel (Formel 5) etwas über $16\frac{1}{2}$ Secunden braucht, während dieselbe Kugel im luftleeren Raume bei dieser Geschwindigkeit durch nahe 58 Secunden, und dabei 52258 Fuſs hoch steigen würde.

Fünftes Kapitel.

Von den Windrädern (Windflügeln).

§. 468. Erklärung. So wie bei den unterschlächtigen Wasserrädern das fliefsende Wasser, so ist bei den Windrädern oder (wie sie gewöhnlich heifsen) Windflügeln, der Luft- oder Windstrom die bewegende Kraft. Da die Windflügel nicht nur (wie bei den Wasserrädern) zum Theil, sondern gänzlich in dem bewegenden Mittel eingetaucht sind; so mufs ihre Construction nothwendiger Weise von jener der Wasserräder abweichen.

Nach der gewöhnlichen Art werden in eine starke Welle CD (Fig. 281), die Flügelwelle, welche gegen den Horizont unter einem Winkel von 10 bis 15 Grad geneigt und zugleich gegen den Wind gerichtet wird, zwei (in manchen Fällen auch drei) 10 bis 12 Klafter lange Arme kreuzweise durchgesteckt, um die 4 Ruthen CA zu erhalten, welche die Flügel tragen. Um diese letztern zu bilden, wird in einer Entfernung von beiläufig 6 Fufs von der Achse der Welle C durch jede Ruthe die erste ungefähr 6 Fufs lange Sprosse ab winkelrecht auf iI, jedoch so durchgesteckt, dafs sie mit der auf der Welle CD normalen Ebene (der Bewegungsebene der Ruthen) einen Winkel von beiläufig 30 Grad bildet. Von dieser innersten Sprosse kommen gegen AB auswärts in Abständen von beiläufig 15 Zoll ähnliche Sprossen durch die Ruthen, jedoch mit abnehmenden Neigungswinkeln gegen die Bewegungsebene so, dafs die äufserste Sprosse AB mit dieser Ebene nur mehr einen Winkel von 6 bis 12 Grad bildet.

Die äufsern Enden der Sprossen werden dann noch durch dünne Latten Aa, Bb mit einander so verbunden, dafs dadurch das vollständige Gerippe für die Besegelung (entweder mit Segeltuch oder dünnen Bretern, Thüren) der Flügel hergestellt ist.

Die hier beschriebene Construction der Flügel findet sich bei vielen der sogenannten holländischen Windmühlen (bei welchen sich blofs das Dach mit der Flügelwelle drehen und nach dem Winde stellen läfst), während bei den deutschen oder sogenannten Bockmühlen (wobei sich das ganze Haus mittelst des Sattels um eine verticale, gut verstrebte Säule, den Bock, drehen und stellen läfst) eine in etwas davon abweichende Constructionsart üblich ist. Die Ruthen haben nämlich dabei eine Länge von durchschnittlich 60 Fufs, so dafs auf jeden Flügel, von der Umdrehungsachse gerechnet, eine Länge von 30 Fufs kommt. Durch diese werden die $2\frac{1}{2}$ Zoll breiten und $1\frac{1}{4}$ Zoll dicken Sprossen (Scheiden), wovon auf jeden Flügel 22 kommen, rechtwinkelig so durchgesteckt, dafs sie nach der einen Seite hin nur 16 Zoll, nach der andern dagegen 6 Fufs davon vorstehen. (Denkt man sich von einer vertical gestellten Ruthe den untern Flügel, so liegt dem davor stehenden Beschauer die schmale Seite des Flügels, welche auch bei der Bewegung vorausgeht, gegen die rechte Seite.) Die innerste Sprosse ab (Fig. 281) bildet mit der Bewegungsebene einen Winkel von 20 bis 22 Grad, während die äufserste in die Bewegungsebene selbst fällt (also den Winkel Null bildet) oder sogar noch etwas vorspringt.

Nach *Smeaton* ist es am besten, die Flügelruthe vom Mittelpuncte (d. i. der Umdrehungsachse) in 6 gleiche Theile zu theilen, durch den ersten die innerste Sprosse unter einem Winkel gegen die Bewegungsebene von 18, dagegen für die folgenden Sprossen beziehungsweise unter 19, 18, 16, $12\frac{1}{2}$ und 7 Grad anzubringen, um durch die Besegelung eine Art hohler windschiefer Fläche zu bilden, und dabei die äufsere Breite AB im Verhältnifs von 3 : 5 breiter als die innere ab zu machen; dabei nimmt man die Breite nicht über $\frac{1}{4}$, gewöhnlich von $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{6}$ der Länge.

§. 469. Effect der Windflügel. Nach *Smeaton's* und *Coulomb's* Versuchen und Beobachtungen haben, bei der vortheilhaftesten Besegelung der Flügel, die äufsern Enden der Ruthen, wenn die Flügel lastleer gehen, eine 4, und wenn sie bis zum Maximum des Effectes belastet sind, eine 2·5 bis 2·7 Mal so grofse Geschwindigkeit als der anströmende Wind. Der gröfste Effect nimmt zwar in einem etwas kleinern Verhältnisse als der dritten Potenz der Geschwindigkeit des Windes zu (wächst nämlich diese Geschwindigkeit auf das Doppelte, so nimmt der Effect um $\frac{1}{20}$ weniger als um das 8fache zu); allein man kann von diesem geringen Unterschiede füglich abstrahiren und sofort den Effect $E = n F V^3$ setzen, wenn F die Gesammtfläche der Flügel, V die Geschwindigkeit des Windes in der Richtung der Flügelwelle und n ein Erfahrungscoefficient ist.

Aus den Versuchen von *Smeaton* würde $n = {\cdot}00089$, dagegen aus jenen von *Coulomb* $n = {\cdot}00054$ folgen; da jedoch die letztern an grofsen, die erstern nur an kleinen Flügeln vorgenommen wurden, so ist es räthlicher den letztern, als den kleinern Werth, oder allenfalls $n = {\cdot}0006$ zu nehmen, wodurch man für den gesuchten Ausdruck:

$$E^{\text{F. Pf.}} = {\cdot}0006\, F \,.\, V^3 \;\ldots\; (1$$

erhält, wenn man F in Quadrat- und V in Längenfufs ausdrückt, welcher Ausdruck indefs nur als ein Näherungswerth (weil erstlich hier die Stofskraft wahrscheinlich nicht genau mit der ersten Potenz von F, vielleicht mehr mit $F^{1\cdot 1}$ und auch nicht genau mit der dritten Potenz von V zunimmt) ansehen kann.

Es kann ferner, wenn v die Geschwindigkeit eines Punctes der äussern Flügelenden und P die auf diesen Punct reducirte Stofskraft des Windes nach der Tangente des Kreises ist, welchen dieser Punct durchläuft, der erwähnten Erfahrung zufolge $v = 2{\cdot}6\ V$ und wegen $P v = E$ auch $P = \frac{E}{v} = \frac{{\cdot}0006\, F V^3}{2{\cdot}6\ V} = {\cdot}000231\, F V^2$ gesetzt werden.

Um einen Begriff von der Wirkungsart des Windstofses zu geben, sey $c d$ (Fig. 282) die Achse der Flügelwelle, also auch die Richtung des Windes, $f f'$ die Breite und Richtung irgend eines Querstreifens oder Flügelelementes vom Flächeninhalte f und der Neigung gegen die Achse $= \alpha$, und $g h$ die auf $c d$ senkrechte Bewegungsebene; so kann man die Geschwindigkeit C, womit irgend ein Punct m des Streifens $f f'$ vom Winde in der mit $c d$ parallelen Richtung getroffen wird, in eine auf $f f'$ senkrechte c' und eine mit $f f'$ parallele oder zusammenfallende, welche aber hier keine Wirkung hervorbringt, zerlegen, wodurch man $c' = C\, Sin\, \alpha$ erhält. Weicht der Punct m aber nach $m b$, d. i. parallel mit $g h$, und zwar mit der Geschwindigkeit c aus, und zerlegt man diese ebenfalls nach $m o$ und $m f'$; so ist die erstere $= c\, Cos\, \alpha$, während die letztere wieder unbeachtet bleibt, so dafs also die relative Geschwindigkeit des Windes nach der Richtung $m o$ sofort $v = C\, Sin\, \alpha - c\, Cos\, \alpha$ ist. Da nun dasselbe für alle Puncte des Streifens $f f'$ oder des Flächenelementes f gilt, so ist nach der obigen Formel 1), §. 466, wenn man Kürze halber $\frac{k}{2 g} = m$ und q statt q' setzt, der Stofs auf dieses Element f:

$$p = m q f r^2 = m q f (C\, Sin\, \alpha - c\, Cos\, \alpha)^2.$$

Diese Kraft mit der Geschwindigkeit $c\, Cos\, \alpha$, mit welcher dieses Flügelelement nach der Richtung $m o$ ausweicht, multiplicirt, gibt den Effect von p auf dieses Element:

$$e = m q f c\, Cos\, \alpha\, (C\, Sin\, \alpha - c\, Cos\, \alpha)^2 \;.\;.\;.\; (2.$$

Sucht man nun aus diesem Ausdrucke jenen Werth von α, für welchen bei einer gegebenen Geschwindigkeit c (womit der sehr schmale Streifen $f f'$ nach der Richtung $m b$ ausweicht) der Effect e am gröfsten wird; so mufs sich dieser Werth von α offenbar von einem solchen Querstreifen von $a b$ (Fig. 281) angefangen gegen $A B$ hin fortwährend ändern, weil auch die Geschwindigkeit c für diese Elemente von $a b$ gegen $A B$ verschieden ist, und zwar im Verhältnifs der Entfernung vom Mittelpuncte C zunimmt.

Bestimmt man dagegen umgekehrt aus dieser vorigen Gleichung für einen bestimmten Werth von α jenen von c, welcher einem Maximum von e entspricht, so findet man $c = \frac{1}{3} C\, Tang\, \alpha$, folglich ist, wenn dieser Werth in 2) substituirt wird, dieser gröfste Effect: $e = \frac{4}{27} m q f C^3 Sin\, \alpha^3$. Für das absolute Maximum müfste $\alpha = 90^\circ$ seyn, wodurch zwar $e' = \frac{4}{27} m q f C^3$, jedoch dabei c unendlich grofs seyn würde, was sofort nicht möglich ist; das relative Maximum nähert sich daher dem absoluten um so mehr, je schneller die Flügel umlaufen und je kleiner der Winkel der Flügel gegen die Bewegungsebene ist.

Beispiel. Bei einer zum Vermahlen des Getreides benützten Windmühle betragen die 4 Flügelflächen zusammen 824 Quadratfuſs; wie groſs ist ihre Wirkung, wenn die Geschwindigkeit des Windes gegen die Flügel 20 Fuſs beträgt?

Setzt man in der obigen Formel 1) $F = 824$ und $V = 20$, so erhält man $E = 3955$ Fuſspfund oder nahe 9 Pferdekräfte.

Sechstes Kapitel.

Von der bewegenden Kraft des Wasserdampfes.

Wesentliche Eigenschaften des Wasserdampfes.

§. 470. Bekanntlich nimmt der unter dem gewöhnlichen Drucke der Atmosphäre gebildete Wasserdampf nahe einen 1700 Mal so groſsen Raum als das Wasser ein, aus welchem er entwickelt wurde; nennt man daher überhaupt das Dampfvolumen, in so ferne er mit dem Volumen des Wassers, woraus ersteres erzeugt wurde, verglichen wird, sein relatives Volumen (um es von dem absoluten Volumen, welches der Dampf überhaupt einnimmt, zu unterscheiden), so ist in diesem Falle das relative Volumen des Dampfes 1700 Mal so groſs als das Wasservolumen, woraus er sich gebildet hat.

§. 471. Betrachtet man den Dampf im Kessel oder Gefäſse in dem Augenblicke als er sich gebildet hat und noch mit dem übrigen Wasser in Berührung steht, so findet man, daſs einer und derselben Temperatur immer auch dieselbe Expansiv- oder Spannkraft des Dampfes, und umgekehrt zukömmt, so zwar, daſs es nicht möglich ist die Temperatur des Dampfes zu erhöhen, ohne auch zugleich dessen Spannkraft zu steigern; in diesem Zustande befindet sich der Dampf im Maximum seiner Dichte, und es besteht dann zwischen der Temperatur und Spannkraft des Dampfes (von welchem man sagt, daſs er gesättigt sey) eine bestimmte Abhängigkeit oder Relation.

§. 472. Wird dagegen der Dampf von dem Wasser, woraus er sich entwickelte, getrennt (oder wird alles im Kessel befindliche Wasser in Dampf verwandelt) und hierauf seine Temperatur noch weiter erhöht, so befindet er sich nicht mehr (da er keine Gelegenheit zur weitern Aufnahme von Wasser hat) im Maximum der Dichte, und es findet dabei die vorhin für den gesättigten Dampf erwähnte constante Abhängigkeit zwischen der Temperatur und Spannkraft keineswegs mehr Statt.

Bei den folgenden Untersuchungen wird, wenn nicht ausdrücklich das Gegentheil erinnert wird, immer der mit Wasser in Berührung stehende, d. i. gesättigter Dampf vorausgesetzt oder verstanden.

§. **473.** Die Abhängigkeit zwischen der Temperatur und Spannkraft des Dampfes wird bis zu einem Drucke von 4 Atmosphären sehr gut durch die folgende von ***Tredgold*** bloſs empirisch aufgestellte Formel dargestellt, in welcher h die Höhe der Quecksilbersäule (diese bei Null Grad verstanden) in Wiener Fuſs bezeichnet, welche die Dampfspannung bei der Temperatur von t^0 *C.* miſst; es ist nämlich:

$$h = \cdot 03163 \left(\frac{t+75}{85}\right)^6 \ldots (1.$$

Für die höhern Dampfspannungen, und zwar von 4 bis 50 Atmosphären, entspricht die Formel:

$$h = 2\cdot 404\,[\cdot 2847 + \cdot 007153\,t]^5 \ldots (2;$$

dabei gehen die directen Versuche von ***Arago*** und ***Dulong*** bis zu einem Drucke von 24 Atmosphären.

Will man den Dampfdruck auf eine gegebene Fläche F bestimmen, so darf man diese, in Quadratfuſs ausgedrückt, nur mit der aus den vorigen Formeln berechneten Höhe h, und dann noch mit dem Gewichte von 1 Kubikfuſs Quecksilber, nämlich (§. 439) mit 766·87 multipliciren, um den Druck in Pfunden zu erhalten; es ist nämlich dieser Druck:

$$P = 766\cdot 87\, h F \ldots (3.$$

B e i s p i e l 1. Es soll der Dampfdruck auf einen Theil der Kesselwand von 10 Quadratzoll bestimmt werden, wenn die Temperatur des Dampfes 97·1° *R.* beträgt.

Hier ist $t = 97\cdot 1 \times \frac{5}{4} = 121\cdot 4$ und $F = \frac{10}{144}$, ferner aus Formel 1) $h = 4\cdot 813$, daher der gesuchte Druck $P = \frac{10}{144} \times 4\cdot 813 \times 766\cdot 87 =$ 256·32 Pfund.

Der Druck auf 1 Quadratzoll beträgt demnach 25·632 Pfund, oder dieser ist, jenen von 1 Atmosphäre zu 12¾ Pfund (bei 2·404 Fuſs = ·76^{m}, was die französischen Schriftsteller als mittlere Barometerhöhe annehmen, ist dieser Druck = 12·8 Pfund) auf den Quadratzoll angenommen, sehr nahe dem Drucke von 2 Atmosphären gleich.

B e i s p i e l 2. Wie stark ist der Druck des Dampfes in Atmosphären ausgedrückt, bei einer Temperatur von 215° *C.*?

Der Druck auf einen Quadratzoll ist, da für $t = 215$ aus der Formel 2) $h = 48\cdot349$ folgt, wegen $F = \frac{1}{144}$ aus Formel 3) $P = \frac{766\cdot87}{144} \times 48\cdot349 = 257\cdot46$ Pfund; rechnet man nun den Druck einer Atmosphäre zu $12\frac{3}{4}$ Pf. auf den Quadratzoll, so erhält man für den gesuchten Druck $\frac{257\cdot46}{12\cdot75} = 20\frac{1}{5}$ Atmosphären; nimmt man dagegen die Höhe der Quecksilbersäule für 1 Atmosphäre mit 2·4 Fufs in Rechnung, so ist der Druck einer Atmosphäre = 12·78 Pfund und der gesuchte Druck = 20·15 Atmosphären.

§. 474. Nach den Formeln 1, 2 und 3 des vorhergehenden Paragraphes können die nachstehenden Tabellen, welche hier einfach durch Übertragung und Reduction aus dem französischen Mafs- und Gewichtssystem gefunden wurden, berechnet werden.

Dampfspannung von —20° bis 100° in Zollen der Quecksilbersäule und entsprechender Druck auf 1 Quadratzoll. (Wiener Mafs und Gewicht.)

Grade nach der 100theiligen Scala.	Dampfspannung in Wiener Zollen der Quecksilbersäule.	Dampfdruck auf 1 Wiener Quadratzoll.	Grade nach der 100theiligen Scala.	Dampfspannung in Wiener Zollen der Quecksilbersäule.	Dampfdruck auf 1 Wiener Quadratzoll.
	Zoll.	Pfund.		Zoll.	Pfund.
—20°	0·051	0·022	14°	0·459	0·204
—15	0·071	0·032	15	0·487	0·211
—10	0·100	0·045	16	0·517	0·230
—5	0·139	0·062	17	0·549	0·244
0	0·192	0·085	18	0·583	0·259
1	0·205	0·092	19	0·618	0·275
2	0·218	0·097	20	0·657	0·291
3	0·232	0·104	21	0·695	0·310
4	0·248	0·110	22	0·738	0·328
5	0·264	0·116	23	0·781	0·348
6	0·281	0·125	24	0·828	0·368
7	0·299	0·133	25	0·876	0·389
8	0·318	0·141	26	0·928	0·414
9	0·338	0·151	27	0·982	0·437
10	0·360	0·160	28	1·040	0 463
11	0·382	0·170	29	1·103	0·491
12	0·406	0·181	30	1·163	0·518
13	0·432	0·192	31	1·230	0 545

Grade nach der 100theiligen Scala.	Dampfspannung in Wiener Zollen der Quecksilbersäule.	Dampfdruck auf 1 Wiener Quadratzoll.	Grade nach der 100theiligen Scala.	Dampfspannung in Wiener Zollen der Quecksilbersäule.	Dampfdruck auf 1 Wiener Quadratzoll.
	Zoll.	Pfund.		Zoll.	Pfund.
32°	1·301	0·576	67°	7·599	3·370
33	1·374	0·610	68	7·951	3·526
34	1·452	0·644	69	8·316	3·688
35	1·534	0·680	70	8·696	3·856
36	1·623	0·720	71	9·090	4·031
37	1·710	0·758	72	9·499	4·212
38	1·806	0·800	73	9·924	4·401
39	1·904	0·844	74	10·365	4·596
40	2·012	0·892	75	10·822	4·911
41	2·117	0·939	76	11·296	5 009
42	2·232	0·990	77	11·787	5·227
43	2·352	1·043	78	12·295	5·452
44	2·491	1·105	79	12·822	5·686
45	2·610	1·157	80	13·366	5·927
46	2·748	1·219	81	13·932	6·178
47	2·893	1·283	82	14·516	6·437
48	3·044	1·351	83	15·119	6·705
49	3·203	1·445	84	15·744	6·982
50	3·369	1·494	85	16·389	7·264
51	3·542	1·571	86	17·055	7·563
52	3·723	1·651	87	17·743	7·868
53	3·912	1·735	88	18·453	8·183
54	4·110	1·823	89	19·185	8·508
55	4·317	1·914	90	19·941	8·843
56	4·532	2·010	91	20·720	9·188
57	4·757	2·111	92	21·523	9·544
58	4·992	2·214	93	22·350	9·911
59	5·236	2·322	94	23·202	10·289
60	5·492	2·435	95	24·078	10·678
61	5·759	2·554	96	24·981	11·078
62	6·034	2·675	97	25·912	11·491
63	6·323	2·805	98	26·863	11·912
64	6·623	2·944	99	27·844	12·323
65	6·936	3·076	100	28·851	12·794
66	7·261	3·220			

Tafel für die Elasticität des Wasserdampfes in Wiener Fuſs der Quecksilbersäule.

Elasticität des Dampfes in Atmosphären.	Höhe der Quecksilbersäule.	Entsprechende Temperatur in Centigraden.	Elasticität des Dampfes in Atmosphären.	Höhe der Quecksilbersäule.	Entsprechende Temperatur in Centigraden.
Atmosphären.	Fuſs.		Atmosphären.	Fuſs.	
1	2·40	100°	8	19·23	172·1°
$1\frac{1}{2}$	3·61	112·2	9	21·64	177·1
2	4·81	121·4	10	24·04	181·6
$2\frac{1}{2}$	6·01	128·8	11	26·45	186·0
3	7·21	135·1	12	28·85	190·0
$3\frac{1}{2}$	8·41	140·6	13	31·25	193·7
4	9·62	145·4	14	33·66	197·2
$4\frac{1}{2}$	10·82	149·1	15	36·06	200·5
5	12·02	153·1	16	38·47	203·6
$5\frac{1}{2}$	13·22	153·8	17	40·87	206·6
6	14·43	160·2	18	43·28	209·4
$6\frac{1}{2}$	15·63	163·5	19	45·68	212·1
7	16·83	166·5	20	48·08	214·7
$7\frac{1}{2}$	18·03	169·4			

§. 475. Unterschied zwischen Gasen und Dämpfen. Ein wesentlicher Unterschied zwischen den Gasen und gesättigten Dämpfen besteht darin, daſs diese letztern weder dem *Mariotte*'schen (§. 437) noch *Gay-Lussac*'schen (§. 438) Gesetze folgen oder unterworfen sind; denn nach dem erstern müſste, wenn ein gewisses Dampfvolumen z. B. bis auf die Hälfte zusammengedrückt, und die Temperatur dabei nicht geändert würde, die Expansivkraft desselben auf das Doppelte steigen, während es doch bei dem gesättigten, d. i. mit Wasser in Berührung stehenden Dampf unmöglich ist, dessen Spannkraft zu steigern, ohne zugleich auch dessen Temperatur zu erhöhen; es bleibt im Gegentheile durch das Zusammendrücken des Dampfes dessen Expansivkraft ungeändert, während ein Theil desselben in tropfbares Wasser verwandelt, d. h. condensirt wird.

Nach dem zweiten der erwähnten Gesetze müſste, wenn man die Temperatur des Dampfes zunehmen, dessen Spannung dagegen ungeändert läſst, das Volumen desselben genau im Verhältniſs der Temperatur zunehmen, während es doch wieder unmöglich ist, die Spannung unverändert zu erhalten, wenn man die Temperatur des Dampfes zu oder abnehmen läfst; im Gegentheil nimmt die Spannkraft des Dampfes nach dem oben angegebenen Gesetze (Formel 1 und 2, §. 473) mit der Temperatur in einem bestimmten Verhältnisse zu oder ab.

In Folge dieses oben erwähnten *Gay-Lussac*'schen Gesetzes dehnt vich das Volumen $= 1$ irgend eines Gases für jeden Grad der 100theiligen Scale um ·00375, oder wenn man den neuern Versuchen mehr Glauben schenken will, um ·00364 bis ·00367 aus, folglich erhält man für den gesättigten Dampf, wenn man das Volumen v eines bestimmten Dampfgewichtes bestimmen will, welches von dem Drucke p' und der Temperatur t', wobei dieses Gewicht das Volumen v' haben soll, auf den Druck p und die Temperatur t übergeht, auf folgende Weise:

Ginge der Dampf vom Drucke p' zu jenem p ohne Temperaturveränderung (die also $= t'$ ist) über, so wäre nach dem *Mariotte*'schen Gesetze, wenn der Dampf dabei das Volumen V annimmt: $V = v'\frac{p'}{p}$; geht aber jetzt die Temperatur t' in jene t über, so ist nach dem *Gay-Lussac*'schen Gesetze bei derselben Spannung p:

$$v = V\frac{1 + {·00364}\,t}{1 + {·00364}\,t'},$$

d. i.:

$$v = v'\frac{p'}{p}\left(\frac{1 + {·00364}\,t}{1 + {·00364}\,t'}\right) \ldots (4.$$

Kennt man also das Gesetz, nach welchem sich gleichzeitig die Temperatur t' und Spannung p' des Dampfes ändert, so kann man aus dieser Formel 4) die Änderung des relativen Volumens des Dampfes bestimmen. Da es nun bekannt ist, dafs unter dem mittlern Drucke der Atmosphäre, d. i. von $p' = 12{·}8$ Pfund per Quadratzoll, und der Temperatur von $t' = 100^0$ *C.* das relative Volumen $v' = 1700$ ist, so hat man, wenn diese Werthe in der vorigen Gleichung 1) substituirt werden:

$$v = 15953\left(\frac{1 + {·00364}\,t}{p}\right) \ldots (5,$$

wobei p den Druck des Dampfes in Pfunden auf den Quadratzoll bezeichnet. (Für den Werth von $p' = 12{·}794$ wird der vorige Factor nur 15945·6.)

So wäre z. B. für $t = 130$ nach den Formeln 2) und 3), §. 473, der Druck des Dampfes auf 1 Quadratzoll (wegen $h = 6{·}3546$) $p = 33{·}84$ Pfund und damit aus der vorigen Formel 5) das relative Volumen desselben $v = 694{·}49$, d. h. der Dampf nimmt bei dieser Temperatur einen 693½ Mal so grofsen Raum (genauer 693·627) als das Wasser ein, woraus er entstanden ist, und welcher daher auch mit diesem Wasser dasselbe Gewicht besitzt. Nach der von *Pambour* berechneten Tabelle wird auf das Wiener Mafs und Gewicht übertragen $p = 33\cdot5$ und $v = 702$; eine so geringe Abweichung ist jedoch bei dieser Art von Berechnungen, wo einzelne Coefficienten mit mehr oder weniger Decimalstellen in Rechnung gebracht werden und das Übertragen der Maſs- und Gewichtssysteme nur näherungsweise Statt finden kann, erstlich sehr natürlich und dann auch ohne Bedeutung.

Anmerkung. Der vom Wasser getrennte und noch weiter erhitzte Dampf verhält sich dabei wie die Gase; dasselbe gilt auch, wenn dieser überhitzte Dampf wieder abgekühlt wird, jedoch nur bis zu dem Augenblicke, wo er wieder in tropfbares Wasser verwandelt, d. i. condensirt wird, von welchem Momente an er sich wieder im gesättigten Zustande oder im Maximum seiner Dichte befindet und dem vorigen Gesetze folgt.

§. 476. In der nachstehenden, gegenwärtig von den französischen Physikern angenommenen und auf das Wiener Maſs und Gewicht reducirten Tabelle, bezeichnet t die Temperatur in Centigraden, p den Dampfdruck auf den Quadratzoll in Pfunden und v das relative Volumen des Dampfes.

t	p	v	t	p	v	t	p	v
0°	0·085	182323	23°	0·348	49487	46°	1·219	15185
1	0·092	174495	24	0·368	46877	47	1·283	14472
2	0·097	164332	25	0·389	44411	48	1·351	13809
3	0·104	154842	26	0·414	42084	49	1·445	13154
4	0·110	145886	27	0·437	39895	50	1·494	12546
5	0 116	137488	28	0·463	37838	51	1·571	11971
6	0·125	129587	29	0·491	35796	52	1·651	11424
7	0·133	122241	30	0·518	34041	53	1·735	10901
8	0·141	115305	31	0·545	32291	54	1·823	10410
9	0·151	108790	32	0 576	30650	55	1·914	9946
10	0·160	102670	33	0·610	29112	56	2·010	9501
11	0·170	99202	34	0·644	27636	57	2·111	9082
12	0·181	91564	35	0·680	26253	58	2·214	8680
13	0·192	86426	36	0·720	24897	59	2·322	8303
14	0·204	81686	37	0·758	23704	60	2·435	7937
15	0·211	77008	38	0·800	22513	61	2·554	7594
16	0·230	72913	39	0·844	21429	62	2·675	7267
17	0·244	68923	40	0·892	20343	63	2·805	6957
18	0·259	65201	41	0·939	19396	64	2·944	6662
19	0·275	61654	42	0·990	18459	65	3·076	6382
20	0·291	58224	43	1·043	17572	66	3·220	6114
21	0·310	55206	44	1·105	16805	67	3·370	5860
22	0·328	52260	45	1·157	15938	68	3·526	5619

t	p	v	t	p	v	t	p	v
69°	3·688	5386	80°	5·927	3462	91°	9·188	2304
70	3·856	5167	81	6·178	3331	92	9·544	2224
71	4·031	4957	82	6·437	3206	93	9·911	2148
72	4·212	4759	83	6·705	3087	94	10·289	2075
73	4·401	4569	84	6·982	2973	95	10·678	2005
74	4·596	4387	85	7·264	2864	96	11·078	1938
75	4·911	4204	86	7·563	2760	97	11·491	1873
76	5·009	4048	87	7·868	2660	98	11·912	1812
77	5·227	3891	88	8·183	2565	99	12·323	1751
78	5·452	3741	89	8·508	2474	100	12·794	1695
79	5 686	3599	90	8·843	2387			

Ferner ist auf dieselbe Weise die weitere Relation zwischen der Temperatur, in Centigraden, und dem relativen Volumen des Wasserdampfes:

t	v	t	v	t	v	t	v	t	v
106·6	1381	137·7	576	155·0	392	167·9	277	178·7	223
112·4	1169	140·4	538	156·7	356	169·4	269	179·9	217
117·1	1014	142·7	505	158·3	342	170·8	261	181·0	212
121·6	896	145·0	476	160·0	328	172·1	254	182·0	208
125·5	806	146·8	449	161·5	317	173·5	247	215·0	64
128·9	732	149·2	428	163·3	306	174·8	240		
132·2	671	151·2	407	164·8	296	176·1	234		
135·0	619	153·3	389	166·4	286	177·4	228		

In der nachstehenden von *Pambour* berechneten Tabelle bezeichnet p' den Druck des Dampfes in Kilogrammen auf den Quadratcentimeter, t die Temperatur des Dampfes in Centigraden und v das relative Volumen des Dampfes (gegen das Wasser, woraus er gebildet wurde).

p′	t	v	p′	t	v	p′	t	v
0·1	45·9	15019	0·7	89·2	2435	1·3	106·7	1375
0·2	59·6	7831	0·8	92·8	2152	1·4	109·0	1284
0·3	68·4	5358	0·9	94·4	1921	1·5	111·1	1205
0·4	75·1	4097	1·0	99·0	1751	1·6	113·0	1135
0·5	80·5	3329	1·1	101·8	1604	1·7	114·9	1074
0·6	5·2	2810	1·2	104·4	1480	1·8	116·7	1019

p'	t	v	p'	t	v	p'	t	v
1·9	118·4	969	4·1	144·6	479	6·3	160·9	324
2·0	120·1	925	4·2	145·3	468	6·4	161·5	319
2·1	121·7	884	4·3	146·1	459	6·5	162·1	315
2·2	123·2	847	4·4	147·0	449	6·6	162·8	311
2·3	124·6	813	4·5	147·8	440	6·7	163·4	306
2·4	126·1	782	4·6	148·7	431	6·8	164·0	302
2·5	127·4	754	4·7	149·5	423	6·9	164·6	298
2·6	128·7	727	4·8	150·3	415	7·0	165·2	294
2·7	130·0	702	4·9	151·1	407	7·1	165·7	290
2·8	131·2	679	5·0	151·8	400	7·2	166·3	287
2·9	132·4	658	5·1	152·6	393	7·3	166·9	283
3·0	133·6	638	5·2	153·3	386	7·4	167·5	280
3·1	134·7	619	5·3	154·1	379	7·5	168·0	277
3·2	135·8	601	5·4	154·8	373	7·6	168·6	273
3·3	136·9	584	5·5	155·5	366	7·7	169·1	270
3·4	137·9	569	5·6	156·2	360	7·8	169·7	267
3·5	138·9	554	5·7	156·9	355	7·9	170·2	264
3·6	139·9	540	5·8	157·6	349	8·0	170·7	261
3·7	140·9	526	5·9	158·3	344	8·5	173·3	247
3·8	141·8	514	6·0	158·9	339	9·0	175·7	234
3·9	142·8	502	6·1	159·6	334	9·5	178·1	223
4·0	143·7	490	6·2	160·3	329	10	180·3	213

Anmerkung. Der Druck von n Kilogrammen auf den Quadratcentimeter ist nahe genug gleich dem Drucke von 12·39 n Wiener Pfunde auf den Wiener Quadratzoll.

§. 477. Da zwischen der Temperatur t und dem Drucke p des Dampfes eine gewisse Abhängigkeit besteht, so dürfte man nur, um das relative Volumen v direct durch den Druck p auszudrücken, aus der vorigen Gleichung 5) und der obigen (§. 473) 1 oder 2, t eliminiren; allein da darin eine eigene Schwierigkeit liegt, so behilft man sich mit Näherungsformeln, von denen die beiden folgenden für die gewöhnlich bei Dampfmaschinen vorkommenden Fälle hinreichend genau sind; die eine für Dampfspannungen bis 1, selbst auch noch 2 Atmosphären anwendbar, ist:

$$v = \frac{10000}{\cdot 4227 + 2\cdot 257\, h} \ldots (1 \quad \text{oder} \quad v = \frac{10000}{\cdot 4227 + \cdot 00296\, p} \ldots (2$$

oder auch:

$$v = \frac{10000}{\cdot 4227 + \cdot 42624\, p'} \ldots (3;$$

dabei bezeichnet h die Höhe der Quecksilbersäule in Fufsen, welche den Dampfdruck mifst oder damit im Gleichgewichte steht, p den Druck auf den Quadratfufs, und p' jenen auf den Quadratzoll, und zwar immer in W. Pfunden.

Die folgende Formel gilt für höhere Spannungen, und gibt

$$v = \frac{10000}{1{\cdot}421 + {\cdot}00264\,p} \;\ldots (4 \quad \text{oder} \quad v = \frac{10000}{1{\cdot}421 + {\cdot}38016\,p'} \;\ldots (5$$

wobei wieder p den Dampfdruck auf 1 Quadratfufs, p' jenen auf 1 Quadratzoll (in Pfunden) bezeichnet.

§. 478. Die Dichte des Wasserdampfes gegen jene des Wassers bei 0^0 verglichen, erhält man aus der Formel $d = \frac{{\cdot}00081\,p}{2{\cdot}404\,(1 + a\,t)}$ (s, wobei p die Spannkraft des Dampfes in Fufsen der Quecksilbersäule und a den Ausdehnungscoefficienten für die Luft oder Gase (für die Temperaturzunahme von 1^0 C.) bezeichnet.

Nimmt man $a = {\cdot}00364$, so wird z. B. für den Druck von 1 Atmosphäre, wofür nach Obigem $p = 2{\cdot}404$ und $t = 100$ ist, sofort $d = {\cdot}0005938$.

Für eine Spannkraft von 50 Atmosphären wäre $p = 50 \times 2{\cdot}404$ und $t = 266$, folglich $d = \frac{{\cdot}00081 \times 50}{1{\cdot}968} = {\cdot}02058$; dagegen, wenn man mit Andern $a = {\cdot}00375$ nimmt, wird $d = {\cdot}02033$, woraus überhaupt hervorgeht, dafs die Dichte des Dampfes mit seiner Expansivkraft zunimmt.

§. 479. Die zur Dampfbildung nöthige Wärme. Wird Wasser in einem offenen Gefäfse erhitzt, so steigt die Temperatur desselben unter dem mittleren Luftdrucke allmälig bis 80^0R. oder 100^0 C., und fängt bei diesem Temperaturgrade zu sieden an. Von diesem Augenblicke an, in welchem das Sieden eintritt, bringt alle auch noch so intensiv zugeführte Wärme in dem Wasser keine Temperaturerhöhung mehr hervor, sondern diese wird blofs zur Änderung des Aggregatzustandes (der tropfbaren Flüssigkeit in Dampf) verwendet. Genaue Versuche haben gelehrt, dafs wenn man die Wärmemenge, welche nöthig ist, um die Temperatur einer bestimmten Wassermenge um 1^0 C. zu erhöhen, mit a, also jene Wärme, welche erforderlich ist, das Wasser von 0 bis 100^0 zu erhitzen oder in offenen Gefäfsen zum Sieden zu bringen, mit $100\,a$ bezeichnet, sofort dieser bereits auf 100^0 erhitzten Wassermenge noch 540, oder nach neuern Versuchen $550\,a$ Wärme zugeführt werden müsse, um dieselbe gänzlich in Dampf zu verwandeln, welcher dabei auf dem Thermometer ebenfalls nur 100° C. zeigt.

Man nennt daher die $100\,a$ die freie, sensible (am Thermometer wahrnehmbare), und die $550\,a$ die gebundene, latente (am Thermometer nicht wahrnehmbare) Wärme.

Es enthält also z. B. 1 Pfund Dampf von 100° C. $6\frac{1}{2}$ Mal (d. i. $650\,a$) so viel Wärme als 1 Pfund siedheifses Wasser (bei 100°), oder es kann 1 Pfund Dampf von 100° C. $5\frac{1}{2}$ Pfund eiskaltes Wasser (von 0°), wenn er in diesem condensirt wird, bis auf 100° C. erhitzen, wodurch dann mit dem condensirten Dampf zusammen $6\frac{1}{2}$ Pfund Wasser von 100° C. entstehen.

§. 480. Den neuesten Versuchen und Beobachtungen zufolge darf man mit grofser Wahrscheinlichkeit annehmen, dafs die im vorigen Paragraphe erwähnte gesammte Wärmemenge $650\,a$ nicht blofs dem Dampfe von 100° C. — wofür also die latente Wärme $= 550\,a$ ist — sondern überhaupt jedem Dampfe von was immer für einer Spannung und Temperatur zukömmt, und demnach constant ist, so, dafs also der Gehalt an latenter Wärme abnimmt, wenn die sensible Wärme, d. i. die Temperatur des Dampfes zunimmt; es kann also nach dieser Hypothese ein Dampf von 200° Temperatur nur $450\,a$ latenter Wärme enthalten.

Dehnt sich der bei irgend einer Temperatur erzeugte Wasserdampf in einen gröfsern Raum aus, ohne an seine äufsere Umgebung Wärme abzugeben oder von dieser zu erhalten; so nimmt in Folge dieser Ausdehnung seine Temperatur, wie es bei allen Gasen der Fall ist, ab; nach den zahlreichen Versuchen nun von *Pambour* behält der Dampf jedoch bei dieser Temperaturabnahme fortwährend die dieser niedrigern Temperatur entsprechende Spannkraft und Dichte, so, dafs er sich fortwährend im Maximum seiner Dichte befindet, was sofort die Richtigkeit dieses schon von *Watt* und *Clement* behaupteten Gesetzes beweist.

Um also z. B. 1 Pfund Wasser von 0° in Dampf zu verwandeln (welcher also auch 1 Pfund im Gewicht haben wird), wird immer dieselbe Wärmemenge $650\,a$ erforderlich seyn; besitzt das Wasser bereits die Temperatur von z. B. 30 oder 60°, so wird nur eine Wärmemenge von beziehungsweise $620\,a$ und $590\,a$ erforderlich seyn, u. s. w.

Nach einer andern (u. A. von *Southern* aufgestellten) Hypothese wäre jedoch nicht die gesammte, sondern blofs die latente Wärmemenge constant und $= 550\,a$, so, dafs z. B. Dampf von 200° Temperatur eine Wärmemenge $= 200\,a + 550\,a = 750\,a$ enthielte.

§. 481. Condensirung des Dampfes. Werden die (dem Gewichte nach ausgedrückten) Wassermengen M und m von der Temperatur t und t' zusammengemischt, so ist (vorausgesetzt, dafs dabei kein Wärmeverlust Statt findet) die Temperatur T der Mischung durch die Relation $(M + m)\,T = Mt + mt'$ gegeben oder zu bestimmen.

Kommt nun statt der Wassermenge m eben so viel Dampf (gleichgiltig von welcher Temperatur) in die Mischung, so muſs man, da er so viel Wärme enthält, daſs er die Wassermasse m von 0^0 bis 650^0 C. erhitzen könnte (nach der zweiten Ansicht $550 + T$, wenn T die Temperatur des Dampfes ist), sofort $t' = 650$ setzen, so daſs also für die Mischung des Dampfes mit Wasser die Relation besteht:

$$(M + m)\,T = Mt + 650\,m \quad . \; . \; . \; (x$$

Beispiel 1. Will man z. B. 1000 Pfund (nicht ganz 10 Eimer, nämlich $395\frac{1}{2}$ Maſs) eiskaltes Wasser zum Sieden, also von 0^0 auf die Temperatur von 100^0 C. bringen, so bedarf man hiezu, wegen $M = 1000$, $t = 0$ und $T = 100$, einer Dampfmenge von $m = \dfrac{1000 \times 100}{550} = 181{\cdot}82$ Pfund.

Beispiel 2. Soll dagegen die Wassermasse M gefunden werden, welche bei einer Temperatur von 12^0 nöthig ist, um 1 Pfund Dampf dergestalt zu condensiren, daſs das durch die Condensation entstehende Wasser die Temperatur von 38^0 erhält; so hat man aus der vorigen Relation x) zuerst allgemein:

$$M = \frac{650 - T}{T - t} \quad . \; . \; (z$$

und für das vorliegende Beispiel wegen $t = 12$ und $T = 38$, sofort $M = \dfrac{612}{26}$, d. i. nahe $23{\cdot}5$ Pfund.

Hätte das Wasser bloſs 5^0 Wärme, so würde man nur $\dfrac{612}{33} = 18{\cdot}6$ Pf. Wasser nöthig haben.

Soll dagegen die Mischung die nämliche Temperatur von 100^0 beibehalten, so muſs $M = \dfrac{550}{88} = 6\frac{1}{4}$ Pfund seyn. Für $t = 0$ endlich wird, wie es seyn soll, $M = \dfrac{550}{100} = 5\frac{1}{2}$ Pfund.

§. 482. Geschwindigkeit des ausströmenden Dampfes. Um die Geschwindigkeit v zu finden, mit welcher der Wasserdampf aus einer Öffnung in den leeren Raum strömen würde, darf man nur die Höhe der mit der Spannkraft des betreffenden Dampfes im Gleichgewichte stehenden Dampfsäule h und damit v aus der Formel (§. 448) $v = \sqrt{2gh}$ bestimmen. So ist z. B. der unter dem mittleren Luftdrucke von $2{\cdot}4$ Fuſs Quecksilbersäule erzeugte Dampf nahe 1700 Mal leichter als Wasser, folglich $1700 \times 13{\cdot}598$, d. i. nahe

23117 Mal leichter als Quecksilber, so, dafs also die Dampfsäule $2{\cdot}4 \times 23117 = 55481$ Fufs hoch seyn müfste, um durch ihren Druck den Dampf auf dieselbe Dichte zusammenzudrücken, die er unten den genannten Umständen wirklich besitzt. Dieser Dampf würde daher mit der Geschwindigkeit $v = \sqrt{(62 \times 55481)} = 1855$ Fufs ausströmen.

§. **483.** Ist allgemein D die Dichte des Dampfes gegen das Wasser genommen, also $\frac{D}{13{\cdot}598}$ jene gegen das Quecksilber, so ist, wenn die Spannkraft des Dampfes mit einer Quecksilbersäule voa h Fufs im Gleichgewichte steht, die Höhe der gleichgeltenden Dampfsäule:

$$h : \frac{D}{13{\cdot}598} = \frac{13{\cdot}598\, h}{D},$$

folglich die Geschwindigkeit:

$$v = \sqrt{\left(2g\, \frac{13{\cdot}598\, h}{D}\right)} = 29{\cdot}036 \sqrt{\frac{h}{D}} \;\ldots\; (m$$

Für das vorige Beispiel wäre $h = 2{\cdot}4$ und nahe genug (§. 478, s) $D = {\cdot}000589$, und damit $v = 1853\frac{1}{2}$ Fufs.

§. **484.** Strömt endlich Dampf von einem höhern Druck (als jenem einer Atmosphäre) in die Atmosphäre aus, so darf man in der vorigen Formel nur $h - b$ statt h setzen, wenn b die Barometerhöhe für den atmosphärischen Druck bezeichnet; es ist dann für diesen Fall:

$$v = 29{\cdot}036 \sqrt{\frac{h-b}{D}} \;\ldots\; (n$$

Hat der Dampf z. B. eine Temperatur von 85^0 R., so ist wegen $t = 106\frac{1}{4}{}^0$ C. nach der obigen Formel (§. 473, 2.) sehr nahe $h = 3$ und (§. 478) $D = {\cdot}0007239$, also bei dem mittleren Luftdrucke $h - b = 3 - 2{\cdot}4 = {\cdot}6$, und damit aus der vorigen Formel n): $v = 830{\cdot}34$ Fufs.

Anmerkung. Bei dem Ausströmen des Dampfes aus Öffnungen mufs man ebenfalls wieder auf den Contractionscoefficienten n Rücksicht nehmen; den hierüber angestellten Versuchen zufolge kann man $n = {\cdot}72$ bis ${\cdot}8$ setzen, so, dafs allgemein

$$v = 29{\cdot}036\, n \sqrt{\frac{h-b}{D}} \;\ldots\; (3$$

oder wenn man für n das Mittel von den angegebenen Zahlen nimmt, auch

$$v = 22{\cdot}938 \sqrt{\frac{h-b}{D}} \;\ldots\; (4$$

wird.

§. 485. Heizkraft verschiedener Brennmaterialien. Um den Dampf aus dem Wasser zu entwickeln, mufs der Dampfkessel auf eine zweckmäfsige Weise mit einem Ofen oder Feuerraume, in welchem durch Verbrennung des Brennstoffes die nöthige Hitze erzeugt wird, in Verbindung stehen. Weil aber bei Dampfmaschinen die Kosten der Dampfkraft hauptsächlich aus dem Aufwande an Brennmateriale erwachsen, so ist es von besonderer Wichtigkeit, dafs nicht nur der Heizapparat die zweckmäfsigste Einrichtung erhalte, sondern dafs man auch wisse, in welchem Verhältnisse die Heizkraft der verschiedenen Brennstoffe zu einander stehen.

Den hierüber angestellten Versuchen zufolge entwickelt ein und derselbe Brennstoff, wenn er jedesmal von derselben Beschaffenheit ist, unter allen Umständen (ob er nämlich langsam oder schnell, mit viel oder wenig Sauerstoff verbrennt u. s. w.) auch dieselbe Quantität von Wärme, d. h. die Heizkraft oder Erwärmungsfähigkeit eines und desselben Brennstoffes ist unter allen Umständen constant.

§. 486. Nimmt man jene Wärmemenge, welche im Stande ist die Temperatur von 1 Pfund Wasser um 1^0 zu erhöhen, zur Einheit, so kann man die Heizkraft der verschiedenen Brennmaterialien durch die Anzahl solcher Wärmeeinheiten ausdrücken, welche durch 1 Pfund des betreffenden Brennstoffes entwickelt werden, oder was dasselbe ist, durch die Zahlen, welche angeben, wie viele Pfunde Wasser durch das Verbrennen von 1 Pfund des betreffenden Materiales um 1^0C. erwärmt werden können.

So hat man z. B. für die Heizkraft des vollkommen, nämlich künstlich ausgetrockneten Holzes (übrigens einerlei, ob hartes oder weiches) die Mittelzahl 3600 gefunden. Für frisch gefälltes, welches gewöhnlich über 40, und für lufttrockenes Holz, welches noch von 20 bis 25 Procent Feuchtigkeit enthält, ist die Heizkraft verhältnifsmäfsig geringer.

§. 487. Da übrigens ein kohlenstoffhältiges Brennmateriale, wie z. B. das Holz, beim Verbrennen immer nur in so ferne Wärme oder Hitze entwickelt, als sich dessen Kohlenstoff mit dem Sauerstoff der Luft verbindet, die atmosphärische Luft aber nur einen bestimmten Theil von Sauerstoff (auf 1 Pfund atmosphärische Luft kommen ·23 Pf., auf 1 Kubikfufs Luft ·21 Kubikfufs Sauerstoff) enthält, so mufs auch dem im Feuerherde verbrennenden Brennstoffe eine bestimmte Menge Luft zugeführt werden. Braucht man z. B. zur vollständigen Verbrennung von 1 Pf. Kohle 2·63 Pf. Sauerstoff, so mufs man diesem Pfund Kohle schon

$\frac{2 \cdot 65}{\cdot 23} = 10 \cdot 1$ Pf. atmosphärische Luft zuführen; da diese jedoch dabei ungefähr nur zur Hälfte zersetzt wird, indem die andere Hälfte unverändert und bloſs erhitzt fortgeht, so wird man dieser Kohle (von 1 Pf. im Gewicht) schon nahe 20 Pf. oder bei 300 Kubikfuſs Luft zu ihrer vollständigen Verbrennung zuführen müssen.

§. 488. Mit Rücksicht auf diese Umstände enthält die nachstehende Tabelle, die aus den verläſslichsten Versuchen abgeleiteten Mittelzahlen, wobei gleiche Gewichte der genannten Brennmaterialien die nebenstehenden Wärmeeinheiten erzeugen.

Namen des Brennstoffes:	Heizkraft in Wärmeeinheiten:	Heizkraft, jene des Kohlenstoffes = 1 gesetzt:	Nöthiges Volumen an kalter Luft, um 1 Pf. des Brennstoffes zu verbrennen:
Holz, ganz trocken (gedarrt)	3500—3600	·46	120 Kubikfuſs.
» lufttrocken (20% Feuchtigkeit)	2600—2700	·35	96 »
Torf, lufttrocken	2500—3500	·33—·38	160 »
Braunkohle	4000—5000	·50—·70	
Steinkohle, gute	6000—6600	·77	320 »
Kokes	6500—7000	·90	266 »
Holzkohle (Schwarz-) . . .	6500—7500	·96	290 »
» (Roth-)	5200—5800	·74	— »
Torfkohle	5800—6400		234 »
Reine Kohle (Kohlenstoff) . .	7800	1	— »
Wasserstoff	23600-34800*)	3·03	— »

Anmerkung. 1. Nach vielfältigen Beobachtungen kann bei Anwendung von Kesseln aus Eisenblech und eines gut construirten Ofens 1 Pf. Steinkohle, je nach ihrer geringern oder bessern Beschaffenheit, von 4 bis 7 Pf. kaltes Wasser verdampfen; eben so können, im Durchschnitte genommen, 1 Pf. gutes lufttrockenes Holz $2\frac{3}{4}$ Pf., 1 Pf. Holzkohlen 6 Pf., 1 Pf. Torf erster Qualität 2·7 Pf., gepreſster Torf 4 Pf., und 1 Pf. getrocknete Gerberlohe 2 Pfund Dampf erzeugen.

Nach *Tredgold's* Angabe bedarf man, bei Annahme eines Wärmeverlustes von 10 Procent, um 1 Kubikfuſs (eiskaltes ?) Wasser in Dampf zu ver-

*) Dieser von allen frühern abweichende und gegen den absoluten Wärmeeffect des Kohlenstoffes nicht 3, sondern nahe $4\frac{1}{2}$ Mal so groſse Werth ist aus den letzten Arbeiten von *Dulong* abgeleitet; nach diesen erhalten Kohlenoxyd, Kohlenwassersloff und ölbildendes Gas die Zahlen: 2466, 13260 und 12000. Die Richtigkeit dieser Zahlen bedarf jedoch noch der Bestätigung.

wandeln, 8·22 Pf. backende Steinkohlen, 10·83 Staffordshire-Kohlen, 9 Pf. Kokes, in verschlossenen Räumen erzeugt, 13·6 Pf. trockenes Eichenholz, was auf das Wiener Mafs und Gewicht reducirt, die Zahlen 7·4, 9·7, 8·1 und 12·3 Pf. gibt.

Anmerkung. 2. Da gleiche Gewichte verschiedener Holzgattungen bei gleichem Austrocknungsgrade, ziemlich nahe die gleiche Heizkraft besitzen, so mufs diese auf das Volumen des Holzes bezogen, im umgekehrten Verhältnifs der Dichte oder des specifischen Gewichtes stehen. So hat z. B. lufttrockenes Weifsbuchenholz das specifische Gewicht (als Durchschnittszahl) ·77 und Pappelholz jenes ·39, so dafs ersteres nahe 2 Mal so dicht ist; es wird daher auch 1 Kubikfufs Weifsbuchenholz nahe die zweifache Heizkraft von 1 Kubikfufs Pappelholz besitzen. (Man sehe auch die Zusätze.)

Siebentes Kapitel.

Von den Dampfmaschinen.

§. 489. Erklärung. Um den Wasserdampf als bewegende Kraft zu benützen, läfst man ihn allgemein und am vortheilhaftesten durch den Druck wirken; je nachdem er dabei auf einen oder mehrere Flügel, die sich in einem luftdicht verschlossenen cylindrischen Gehäuse im Kreise continuirlich nach einerlei Richtung bewegen, oder wie bei der Wassersäulenmaschine (§. 412) auf einen cylindrischen Kolben mit oscillirender (d. i. auf- und ab, oder hin- und hergehender) Bewegung wirkt, erhält man eine Rotations- oder eine Cylinder- (Kolben-) Maschine.

Hier sollen nur die letztern als die allgemein verbreiteten in Kürze erörtert werden.

§. 490. Eintheilung der Kolbenmaschinen. Benützt man zur Bewegung der Dampfmaschine niedere, mittlere oder hochgespannte Dämpfe (beziehungsweise von beiläufig, da hier eine scharfe Begrenzung weder möglich noch nothwendig ist, $1/5$ bis $1/2$, von $1/2$ bis 3 und von 3 bis 10 und mehr Atmosphären über den Luftdruck), so erhält man die sogenannten Niederdruck, Mitteldruck- und Hochdruckmaschinen.

Läfst man den Dampf immer nur von einer Seite auf den Kolben wirken, so, dafs die rückgängige Bewegung desselben durch den Druck der Atmosphäre oder durch Gegengewichte bewirkt wird; so erhält man einseitig oder einfach wirkende, uud zwar im ersten genannten Falle atmosphärische Maschinen. Wirkt dagegen der Dampf abwechselnd auf beiden Seiten des Kolbens, so nennt man solche Maschinen doppelt wirkende.

Läfst man beim Rückgange des Kolbens den unter oder über denselben befindlichen Dampf, nachdem er bereits gewirkt, in ein mit kaltem Wasser umgebenes Gefäfs, den Condensator, in welchen gewöhnlich auch noch kaltes Wasser eingespritzt wird, einströmen oder abziehen, wodurch dieser Dampf sofort condensirt wird; so hat man eine Condensationsmaschine. Läfst man dagegen diesen benützten Dampf unmittelbar in die freie Atmosphäre entweichen oder austreten, so besteht die Maschine ohne Condensation.

Läfst man den Dampf während des ganzen Kolbenlaufes in den Cylinder, d. i. auf den Kolben strömen, so benützt man die Maschine ohne Absperrung oder Expansion; unterbricht man dagegen die Communication zwischen dem Dampfkessel, in welchem der Dampf erzeugt wird, und dem Cylinder, noch bevor der Kolben seinen ganzen Lauf vollendet hat, so, dafs der Dampf während des übrigen Laufes des Kolbens nur durch seine Expansion wirkt; so hat man eine Maschine mit Absperrung oder Expansion. Läfst sich dabei das Verhältnifs zwischen dem Theil des Kolbenlaufes vor und jenem nach der Absperrung beliebig verändern, oder ändert sich dasselbe nach Bedürfnifs von selbst; so hat man eine Maschine mit variabler Expansion.

Läfst man den in der Regel feststehenden Dampfcylinder um eine horizontale Achse hin und her schwingen, so erhält man eine oscillirende Dampfmaschine.

Endlich theilt man die Dampfmaschinen, je nach ihrer Verwendung, in feststehende, stationäre, oder sich fortbewegende, d. i. Locomotiv- oder Schiffsmaschinen.

§. 491. Durch Combination dieser verschiedenen Wirkungsarten des Dampfes erhält man mehrere Systeme von Dampfmaschinen; indefs werden Niederdruckmaschinen niemals ohne Condensation und stets ohne Expansion, Hochdruckmaschinen dagegen selten oder nur dann mit Condensation benützt, wenn man dabei die Expansion, sey es durch früheres Absperren des Dampfes, oder indem man denselben aus einem engern in einen weitern Cylinder (nach *Woolf's* System, wo eine weitere Wirkung nach dem Niederdrucksystem Statt findet) und erst von da aus in den Condensator übertreten läfst, anwendet.

Am meisten, besonders in England, sind die von *Watt* erfundenen, doppelt wirkenden Niederdruckmaschinen im Gebrauche; in der Regel beträgt dabei der Druck oder die Spannung des Dampfes von $1\frac{1}{2}$ bis $3\frac{1}{2}$ Pf. auf den Quadratzoll über den gewöhnlichen Luftdruck (engl. Mafs und Gew.).

Die Maschinen in den Kohlengruben von Cornwallis, welche zur Gewältigung der Grubenwässer bestimmt sind, sind in der Regel einseitig wirkend, indem der Dampf nur beim Niedergange des Kolbens wirksam ist, während nämlich das am andern Ende des Balanciers angehängte Gestänge in die Höhe steigt. Heut zu Tage arbeiten diese, wegen ihrer grofsen und ökonomischen Wirksamkeit berühmt gewordenen Maschinen nicht mehr als Niederdruck- sondern als Hochdruckmaschinen (von 3 bis 5 Atmosphären mit Expansion (wobei die Absperrung schon bei $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{4}$ des Hubes Statt findet) und Condensation; auch werden diese einseitig wirkenden Maschinen noch mit einem eigenen Ventil, dem Gleichgewichtsventil versehen, welches zwischen dem obern und untern Theil des Dampfcylinders eine Communication in dem Augenblicke herstellt, als der Kolben seine tiefste Stellung erreicht hat, damit der Dampf beim darauf folgenden Hinaufgehen des Kolbens gegen seine beiden Flächen einerlei Druck ausübt, und dadurch dieser Bewegung nicht hinderlich wird. Diese Maschinen arbeiten so langsam, dafs sie per Minute nur 4 bis 6 Doppelhübe vollenden.

Die Maschinen von *Evans* sind Hochdruckmaschinen mit Expansion (zu $\frac{1}{3}$ Kolbenlauf) und ohne Condensation.

Bei den atmosphärischen Maschinen endlich tritt der Dampf von niederem Druck unter den Kolben, während derselbe durch ein Gegengewicht (am andern Ende des Balancier, welches gewöhnlich in dem Gestänge eines Pumpensatzes besteht) in die Höhe gezogen wird; oben angekommen, wird der Dampf unter dem Kolben condensirt und dadurch ein (wenigstens relatives) Vacuum erzeugt, worauf der Kolben in dem oben offenen Cylinder von dem Drucke der Atmosphäre herabgetrieben wird.

Die doppelt wirkende *Watt*'sche Dampfmaschine.

§. 492. Da jede, folglich auch die *Watt*'sche Maschine (die immer eine Niederdruckmaschine ist) aus zwei wesentlich von einander verschiedenen und getrennten Theilen, nämlich aus dem Dampfkessel, in welchem der Dampf aus dem Wasser erzeugt, und der eigentlichen Dampfmaschine besteht, in welcher der erzeugte Dampf zum mechanischen Betriebe verwendet wird; so soll in den nächstfolgenden Paragraphen zuerst ganz kurz von dem Dampfkessel gehandelt werden.

§. 493. Der Dampfkessel. Die jetzt beinahe ohne Ausnahme aus Tafeln von Eisenblech zusammengenieteten Kessel haben für Niederdruckmaschinen gewöhnlich die von *Watt* angenommene, in Fig. 283 dargestellte Form, wefshalb sie auch Wagen- *(waggon)* Kessel heifsen. Den Kesseln für Hochdruckmaschinen gibt man aus begreiflichen Gründen die Cylinderform, durch welche man zur Vergrösserung der Heizfläche der Länge nach noch ein cylindrisches Rohr (eine „Kanone") *a* wie in Fig. 284 durchzieht, oder wie diefs in Frankreich und jetzt auch häufig bei uns geschieht, mit 2 (seltener mit 3) Siederöhren *(bouilleurs)* *a*, *a* (Fig. 285), die mittelst der Stutzen *b*, *b* mit dem Hauptcylinder *A* communiciren, in Verbindung bringt. Auch werden in der neuesten Zeit zur Ersparung an Raum und Brennmateriale die Röhren- oder Tubularkessel, bei welchen durch den Haupttheil des Kessels 100 und mehr cylindrische messingene Röhren (von $1\frac{1}{2}$ bis 2 Zoll Durchmesser) der Länge nach durchgehen, um durch diese die Flamme zu leiten, ihrer verhältnifsmäfsig grofsen Feuerfläche wegen immer mehr angewendet.

§. 494. Was den aus dem Feuerherd, den Zügen und dem Schornstein bestehenden Ofen betrifft, so werden die Dampfkessel für stationäre Maschinen in der Art eingemauert, dafs das auf dem Roste *B* (Fig. 283) brennende Feuer einen Theil der Kesselwände (hier bei dem *Watt*'schen Kessel hauptsächlich die Bodenfläche) direct bestreicht, dagegen ein anderer Theil durch die sogenannten Züge oder Rauchkanäle noch von der heifsen Luft und dem Rauche umgeben und dadurch mit erwärmt wird; man kann die erstere die directe, die letztere die indirecte Heizfläche heifsen.

Steht man vor dem Roste *B* des Querschnittes des Kessels (Fig. 283, *a*), so zieht die Flamme unter dem Kesselboden *G* hin, steigt hinten bis *H* in die Höhe, kommt durch den Zug *I* (eine am Ende des Kessels aufgeführte verticale Scheidewand hindert die Flamme in den Zug *L* links zu gehen) an der rechten Längenseite des Kessels nach vorne, geht durch den Zug *K* an der vordern Seite in den Seitenkanal *L* und in diesem längs der linken Seite zurück bis in den Kamin oder Schornstein, dessen Zug durch den Schieber oder das Register *t* regulirt werden kann.

Wird, wie es zur Vergröfserung der Heizfläche auch bei diesen Kesseln in der neuern Zeit öfter geschieht, durch den Kessel ein Rohr *u* (Fig. 283, *a*) gezogen, so zieht das Feuer vom hintern Theile des Kessels durch dieses Rohr nach vorne, theilt sich hier und geht durch die beiden Seitencanäle *I* und *L* zurück in den Schornstein; oder es theilt sich die Flamme schon am hintern Theile des Kessels, wie sie vom Boden aufsteigt, geht rechts und links durch die Züge *l* und *L* nach vorne zu, und zieht von hier aus durch das Rohr *u* in den Schornstein.

Ähnliches gilt auch für die Einmauerung der Hochdruck-Kessel in Fig. 284 und Fig. 285, und die Hauptaufgabe besteht bei allen diesen Einmauerungen immer darin, die in dem verwendeten Brennmateriale gleichsam enthaltene Wärme auf die bestmögliche Weise zur Dampferzeugung zu benützen.

§. 495. Gröfse der Heizfläche. Ist die Dampfmenge, welche eine Maschine von einer bestimmten Leistungsfähigkeit per Stunde z. B. benöthigt, bekannt; so mufs die Gröfse des Kessels und der Heizfläche dergestalt bestimmt werden, dafs er dieses Dampfquantum ohne einer Überheizung zu liefern im Stande ist.

Obschon nach den Versuchen von *d'Arcet* auf 10 Quadratfufs Heizfläche, welche dem Feuer direct ausgesetzt ist und bei einem sehr guten Zug eine stündliche Erzeugung von 130 bis 140 Pfund Dampf (auf die Spannung kommt dabei nichts an), wobei jedoch ~~135~~ 24 bis 145 u Pfund guter Steinkohlen verbrannt werden, angenommen werden kann; so ist es gleichwohl gerathen, bei den *Watt*'schen Niederdruckkesseln (Fig. 283), obschon sie in dieser Beziehung vortheilhafter als die cylindrischen Kesseln sind, bei welchen die Wärmestrahlen schief auffallen, und bei der Voraussetzung, dafs die directe Heizfläche wenigstens 60 Procent der totalen (wozu also auch die indirecte, d. i. die blofs von der heifsen Luft in den Kanälen und Zügen bestrichene Kesselfläche) betrage, höchstens nur auf je 10 Quadratfufs totaler Heizfläche von 70 bis 72 Pfund Dampf per Stunde zu rechnen. Da die neuerlich in Mühlhausen ausgeführten Versuche dafür nur 53 bis 63 Pfund geben, welches gerade jene Quantität von Dampf ist, welche man im Durchschnitt auf eine Pferdekraft rechnet; so ist es räthlich die totale Heizfläche solcher Kessel für jede Pferdekraft (bei einem Kohlenverbrauch von 10 bis 12 Pfund per Stunde) auf 12 bis 14 (anstatt, wie es noch viele Maschinenbauer nach dem Beispiele von *Boulton* und *Watt*, welche die besten englischen Kohlen voraussetzen, thun, blofs 10) Quadratfufs anzunehmen und davon wenigstens 60 Procent als directe Heizfläche zu benützen, indem die Wirkung der indirecten Heizfläche bei gleicher Gröfse beiläufig nur den vierten oder fünften Theil der directen Fläche beträgt.

Die Aufnahme der Wärme richtet sich nämlich nach dem Temperaturunterschiede zwischen dem Feuer und dem Wasser oder Dampf im Kessel. Beträgt nun, wie man glaubt annehmen zu können, der Hitzgrad im Feuerherd 2000° C., jener in den Zügen 500°, so wie die Temperatur des Dampfes (für eine Mitteldruckmaschine) von 3 Atmosphären Spannung 138°; so ist der Temperaturunterschied beziehungsweise $2000 - 138 = 1862$

und 500 — 138 = 362 Grad, wovon der letztere beiläufig nur den fünften Theil des erstern beträgt.

§. 496. Obschon ferner im Allgemeinen zur Erzeugung eines bestimmten Gewichtes von Dampf (gleichgiltig ob dieser niedrig oder hoch gespannt ist) immer dieselbe Heizfläche und dasselbe Kohlenquantum erforderlich ist; so hat doch der Umstand, dafs hochgespannte Dämpfe auch eine höhere Temperatur besitzen und (wegen der geringern Wärmedifferenz) die Wärme nicht so schnell wie niedrig gespannte Dämpfe aufnehmen, einigen Einflufs, und man rechnet daher auch, dafs cylindrische Hochdruckkessel (bei welchen auch die Form schon weniger günstig ist) nur 5, und nicht wie bei Niederdruckkesseln mit flachen oder concaven Wänden, 6 Pfund Dampf bei einem Aufwande von 1 Pfund Steinkohlen liefern.

Gleichwohl macht man in der Praxis hinsichtlich der per Pferdekraft nöthigen Heizfläche zwischen Nieder- und Hochdruckkesseln wenig oder keinen Unterschied, und rechnet auch bei Hochdruckkesseln auf die Pferdekraft von 12 bis 14 oder besser 15 Quadratfufs totaler Heizfläche (und von 7 bis 9 Pf. guter Steinkohlen per Stunde). Für Mitteldruckmaschinen mit Condensation kann man 10 bis 12 Quadratfufs Heizfläche und von 5 bis 6 Pf. Steinkohlen rechnen.

Die erwähnten Mühlhauser Versuche haben zu der Annahme geführt, dafs die stündliche Erzeugung von 54 bis 62 Pfund Dampf auf je 10 Quadratfufs totaler Heizfläche am vortheilhaftesten sey; um übrigens ganz sicher zu gehen, scheint es räthlich, nur auf eine Verbrennung von 9 Pf. Steinkohlen per Stunde auf je 10 Quadratfufs Heizfläche und dabei auf eine Dampferzeugung von nur 45 bis 54 Pfund zu rechnen, ferner die directe Heizfläche nicht unter 60 bis 65 Procent unter der totalen zu lassen.

Bei den Schiffsdampfmaschinen erzeugen die Niederdruckkessel mit inwendiger Feuerung beiläufig 55 bis 65 Pf. Dampf auf 10 Quadratfufs Heizfläche, wozu 11 bis 14 Pf. Steinkohlen nöthig sind; man rechnet dabei auf eine Pferdekraft 9 bis 10 Pf. Kohlen. Für Cylinderkessel rechnet man im Durchschnitte dabei $5\frac{1}{2}$ bis 6 Pf. guter Kohlen per Pferdekraft.

Übrigens scheint der per Pferdekraft nöthige Kohlenaufwand, folglich auch die Heizfläche bei nach demselben Systeme construirten Dampfkesseln progressiv abzunehmen, wie die Anzahl der Pferdekräfte zunimmt; so gaben vier Dampfschiffe von 50, 220, 320 und 450 Pferdekräfte beziehungsweise bei Benützung der Expansion einen Kohlenverbrauch von 9, 6, 5·7 und 5 Pfund per Stunde und Pferdekraft. Nimmt man nun nach dem Systeme von *Maudslay* (welcher einer Maschine von 160 Pferdekraft eine Heizfläche von 1480 Quadratfufs gibt) auf die Pferdekraft $9\frac{1}{4}$ Quadratfufs an, so würden diese vier Maschinen, wenn man die Heizfläche dem Kohlenverbrauche proportional setzen dürfte, was jedoch sehr zu bezweifeln ist, beziehungsweise per Pferdekraft eine Heizfläche von 12, 8·1, 7·8, 6·75 Quadratfuſs geben.

Bei den Locomotiv- oder Röhrenkesseln rechnet man auf 10 Quadratfuſs totaler Heizfläche und einem Verbrauche von 14 bis 18 Pf. Kokes auf eine Erzeugung von 80 bis 90 Pf. Dampf per Stunde; dabei liefert nach den Versuchen von *Stephenson* (des ersten englischen Locomotivbauers) die directe Heizfläche 3 Mal so viel Dampf als die indirecte (diese besteht aus den Röhren, durch welche die Flamme zieht, und ist 8 bis 12, ja für Holzheizung selbst 15 Mal so groſs als die directe Heizfläche), so daſs also auf diese Weise dabei auf 10 Quadratfuſs directe Heizfläche eine bis 214 Pfund per Stunde steigende Dampferzeugung hervorginge, welches die höchste derartige Leistung wäre, die hierin je erreicht wurde. Man rechnet hier 5 bis 6 Quadratfuſs Heizfläche per Pferdekraft.

Nach *Pambour's* Versuchen soll dagegen, wenn nur die Röhrenfläche nicht die 10fache directe Heizfläche übersteigt, kein solcher Unterschied bestehen, und gleiche Heizflächen (directe oder indirecte) auch gleiche Dampfentwicklung hervorbringen; dabei soll das vortheilhafteste Verhältniſs der directen zur indirecten Heiz- oder Feuerfläche 1 : 9 seyn, wobei 8 Pf. guter Steinkohlen 1 Kubikfuſs Wasser verdampfen (was 7 Pf. Dampf auf 1 Pf. Kohlen gibt). Nach diesen Versuchen verdampfen die Locomotivkessel bei 20 engl. Meilen Geschwindigkeit auf 1 Quadratfuſs Feuerfläche ·2 Kubikfuſs Wasser per Stunde (engl. Maſs), und für irgend eine andere Geschwindigkeit, z. B. von N engl. Meilen, $0{\cdot}2\sqrt[4]{\frac{N}{20}}$ Kubikfuſs. Auf das Wiener Maſs bezogen wäre statt ·2 die Zahl ·193 zu setzen, wofür man aber ohne Bedenken gleichfalls ·2 gelten lassen kann.

§. 497. Gröſse des ganzen Kessels.

Da man die Heizfläche ungefähr zu $^3/_5$ der ganzen Kesselfläche annimmt, so ist es sehr leicht, sobald die zur Erzeugung eines bestimmten Dampfquantums nöthige Heizfläche bestimmt ist, die ganze Kesselfläche zu berechnen.

Ist nämlich f die Heizfläche und F die ganze Kesselfläche, so setzt man $f = \frac{3}{5} F$, woraus $F = \frac{5}{3} f$ folgt. Hat man also z. B. einen *Watt*'schen Niederdruckkessel in einer Gröſse auf 20 Pferdekräfte zu construiren, und rechnet man auf 1 Pferdekraft 12 Quadratfuſs Heizfläche; so ist $f = 20 \times 12 = 240$, folglich $F = \frac{5}{3} \times 240 = 400$ Quadratfuſs. Da übrigens zu groſse Kessel unzweckmäſsig sind, so würde man diese Fläche lieber auf zwei Kessel vertheilen.

Bei cylindrischen Kesseln, deren beide Enden (die Grundflächen) gewöhnlich mit Kugelsegmenten geschlossen sind, nimmt man die halbe Mantelfläche und die ganzen Kugelsegmente als Heizflächen. Läuft eine Kanone durch, so kommt noch deren Oberfläche hinzu. Ist der Kessel mit Siederöhren (*bouilleurs*) versehen, so nimmt man, obschon diese ganz im Feuer liegen (weil sich ihre obern Flächen mit Asche belegen), davon nur $^2/_3$ ihrer Oberfläche als Heizfläche an.

So beträgt z. B. bei einem gut construirten derartigen Kessel von 30 Pferdekräfte der Durchmesser jeder der beiden Siederöhren $20^1/_2$ Zoll (= 1·71 F.), ihre Länge 31 Fuſs, so daſs die Oberfläche = 330 und daher die davon zu rechnende Heizfläche $= \frac{2}{3} \,.\, 330 = 220$ Quadratfuſs ausmacht.

Die Oberfläche des übrigen Theils des Kessels (die Verbindungsstutzen werden nicht gerechnet) beträgt 280 Quadratfuſs (dabei würde ein Durchmesser von $3^1/_2$ und eine Länge von 26 Fuſs ein gutes Verhältniſs seyn), davon ist die Hälfte = 140, folglich die gesammte Heizfläche $= 220 + 140 = 360$ Quadratfuſs, was per Pferdekraft die Gröſse von $\frac{360}{30} = 12$ Quadratfuſs ausmacht.

Um den nöthigen Dampfraum zu erhalten (welcher bei *Watt*'schen Kesseln 10 bis 12 Mal so groſs als der Inhalt des Dampfcylinders seyn soll), füllt man den Kessel höchstens nur bis auf $^2/_3$ seiner Höhe mit Wasser, sorgt aber bei seiner Einmauerung (eine Vorsicht, welche bei allen Dampfkesseln zu beobachten ist), daſs die höchsten Feuerzüge noch um mehrere Zolle unter dem Niveau des normalen Wasserstandes bleiben.

Nach andern Angaben soll die Heizfläche bei Niederdruckkesseln 14 bis 16 Quadratfuſs für jede Pferdekraft, oder 10 Quadratfuſs betragen, um per Minute $^1/_{50}$ Kubikfuſs Wasser zu verdampfen, d. i. bei 34 Kubikfuſs Dampf von 1 Atmosphäre Spannung zu erzeugen. Die ganze Rostfläche im Feuerherd soll von ·62 bis ·77 Quadratfuſs für jede Pferdekraft oder 10 Quadratfuſs betragen, um in einer Stunde 120 Pf. der besten Steinkohlen zu verbrennen. (Nach *Peclet*'s Angabe sollen auf 1 Quadratfuſs Rostfläche stündlich 18 bis 21 Pf. Steinkohlen verbrannt werden, damit nur die halbe zugeführte Luft zersetzt wird; dabei soll die Kohlenschichte nur 2 bis 3 Zoll hoch seyn.) Die leeren Zwischenräume sollen dabei für Steinkohlen beiläufig $^1/_4$ (für fette $^1/_3$) und für Holz nur $^1/_7$ der ganzen Rostfläche ausmachen, u. s w. Alle diese Angaben und Zahlen können aus begreiflichen Gründen nur als Mittelwerthe gelten, welche sich nach Umständen, Beschaffenheit der Kessel, des Brennmateriales u. s. w. wenigstens zum Theil ändern müssen.

§. 498. Gröſse des Schornsteines. Die Stärke des Luftzuges im Schornsteine hängt von dem Unterschiede des Luftdruckes ab, welcher zwischen der äuſsern kalten und der innern warmen Luftsäule Statt findet. Ist der Druck der Atmosphäre auf den obern Querschnitt des z. B. cylindrischen Schornsteins $= P$, auf den untern $= P'$, das Gewicht der Luftsäule im Schornsteine von der Temperatur

t', $= p'$, jenes derselben Luftsäule bei der äufsern Temperatur t, $= p$, so, dafs also $p > p'$ ist; so ist der gesammte Druck auf den untern Querschnitt des Schornsteins von oben nach unten $= P' + p'$, und von unten nach oben $= P + p$, also der Druck aufwärts $= P + p - (P' + p')$ $= p - p'$, wenn man, was dabei erlaubt ist, $P' = P$ setzt.

Hat nun der Schornstein die Höhe H und den lichten Querschnitt F, so ist HF der cubische Inhalt der innern Luftsäule, folglich (§. 439) $p = \frac{nHF}{1 + at}$ und $p' = \frac{nHF}{1 + at'}$ (wenn a der Ausdehnungscoefficient der Luft ist), daher $p - p' = \frac{nHFa(t' - t)}{(1 + at)(1 + at')}$.

Das Gewicht einer Luftsäule von demselben Querschnitt F, der Höhe h und der Temperatur t' ist $\frac{nhF}{1 + at'}$; soll nun diese denselben Druck ausüben, so mufs dieser Ausdruck dem vorigen von $p - p'$ gleich seyn, aus welcher Gleichung man dann erhält $h = \frac{Ha(t' - t)}{1 + at}$, was nichts anders als die Geschwindigkeitshöhe ist, wozu die Geschwindigkeit $v = \sqrt{\left[2g\frac{Ha(t' - t)}{1 + at}\right]}$ gehört, mit welcher (theoretisch) die warme Luft im Schornsteine ausströmt.

Hat der Schornstein z. B. eine Höhe von 30 Fufs, ist ferner $t = 15$ und $t' = 150°$ C. und nimmt man (§. 439) $a = \cdot 004$; so erhält man für die theoretische Ausströmungsgeschwindigkeit:

$$v = \sqrt{\left[\frac{62 \times 30 \times \cdot 004\,(150 - 15)}{1\cdot 06}\right]} = 30\cdot 78 \text{ Fufs.}$$

Anmerkung. Da sich im Schornstein das Oxygen wenigstens der halben zuströmenden Luft, welches zum Verbrennen gedient, in Kohlensäure verwandelt vorfindet, so hat sich das specifische Gewicht der Luft von 1 auf 1·045 vergröfsert, und es müfste streng genommen der Nenner der vorigen Formel noch mit 1·045 multiplicirt werden.

Es wird ferner diese gefundene theoretische Geschwindigkeit in der Anwendung noch durch die Reibung, welche die Luft an den Wänden des Schornsteines erleidet, bedeutend modificirt, so, dafs man den vorigen Werth von v noch mit einem Erfahrungscoefficienten multipliciren mufs, welcher besonders von der Beschaffenheit des Schornsteines abhängt.

Mit Rücksicht auf diese Reibung ist, wenn wieder H die Höhe und D den lichten Durchmesser des cylindrischen Schornsteines, so wie L die ganze Länge (wenn das Feuer nicht unmittelbar unterm Schornsteine brennt) der Canäle, durch welche der Rauch und die warme Luft zieht, bezeichnet, sofort:

$$v = k\sqrt{\left[\frac{Ha(t' - t)}{k'D + L}\right]} \quad . \quad . \quad (d$$

Dabei ist nach Versuchen von *Péclet* für Schornsteine aus gebrannter Erde oder von Backsteinen (Ziegeln) $k' = 4$ und (für halb verbrannte Luft) $k = 15{\cdot}4$ (für reine noch unzersetzte Luft ist $k = 15{\cdot}76$); für blecherne Schornsteine ist $k' = 10$ und $k = 24{\cdot}6$ (für reine Luft $= 25{\cdot}15$); für Schornsteine endlich von Gufseisen, in welchen sich bereits Rufs angesetzt, ist $k' = 20$ und $k = 34{\cdot}79$ (für reine Luft $= 35{\cdot}57$).

So ist für das vorige Beispiel, in welchem $H = L = 30$, $t' - t = 135$ ist, und wenn man $D = 2$ setzt, sofort $v = 14\frac{1}{2}$ Fufs. Für einen gufseisernen oder überhaupt einen schon gebrauchten und mit feinem Rufs belegten Schornstein wäre dabei $v = 24$ Fufs.

Ist der Querschnitt des Schornsteines nicht kreis- sondern quadratförmig, so darf man in der vorigen Formel d) nur die Seite des Quadrates für D setzen, um die entsprechende Geschwindigkeit v der durchziehenden Luft und des Rauches zu erhalten.

§. 499. Für Schornsteine, welche bei Dampfmaschinen vorkommen, kann man am sichersten nach *Péclet*

$$1)\quad v = 7{\cdot}874 \sqrt{\left(\frac{H a t D}{13 D + {\cdot}05 L}\right)}$$

setzen, wobei die in dieser Formel vorkommenden Buchstaben wieder die obige Bedeutung haben; H bezeichnet nicht blofs die Weite (Durchmesser des cylindrischen, oder Seite des parallelepipedischen) des Schornsteines, sondern auch der Canäle oder der Züge von der Länge L (sind diese enger, so mufs L in der Rechnung um so viel vergröfsert werden, dafs dadurch bei der angenommenen Weite D der wirklich in den engern Zügen Statt findende Widerstand herauskommt).

Ist Q das Gewicht des per Stunde zu verbrennenden Brennstoffes, m das Volumen kalter Luft, welches nöthig ist, um 1 Pfund dieses Brennstoffes zu verbrennen, t die Temperatur der heifsen Luft im Schornsteine und M das Volumen von warmer Luft, welches in jeder Secunde durch den Schornstein abziehen soll; so ist:

$$2)\quad M = \frac{Q m (1 + a t)}{3600}$$

und auch (bei cylinderischen oder viereckigen Schornsteinen beziehungsweise) $M = \frac{1}{4} v D^2 \pi$ oder $M = v D^2$, oder wenn man aus der erstern Formel 1) den Werth von v (wobei $7{\cdot}874 = \sqrt{2g}$ ist) substituirt, für diese beiden Fälle in $M^2 = \frac{\pi^2}{16} v^2 D^4$ und $M^2 = v^2 D^4$ substituirt:

$$M^2 = \frac{\pi^2}{16} \cdot \frac{2 g H a t}{13 D + {\cdot}05 L} D^5 \quad \text{und} \quad M^2 = \frac{2 g H a t}{13 D + {\cdot}05 L} D^5,$$

woraus für runde Schornsteine:

$$D^5 = \frac{16\,M^2(13\,D + \cdot 05\,L)}{2\,g\,H\,a\,t\,\pi^2} \;.\;.\;.\;(3$$

und für **viereckige** Schornsteine:

$$D^5 = \frac{M^2(13\,D + \cdot 05\,L)}{2\,g\,H\,a\,t} \;.\;.\;.\;(4$$

folgt.

Beispiel 1. Bei einer grofsen Dampfkessel-Feuerung ist der conische viereckige Schornstein 100 Fufs hoch, und am obern Ende in Lichten 3 Fufs weit (am untern 2 bis 3 Mal so weit); die Gesammtlänge der Züge beträgt auf diese Weite von 3 Fufs reducirt, 180 Fufs, und die Temperatur der warmen, im Schornstein befindlichen Luft 300° C.; es soll die Geschwindigkeit bestimmt werden, mit welcher die Luft aus dem Schornstein ausströmt?

Setzt man in der vorigen Formel 1) $H = 100$, $L = 180$, $D = 3$, $t = 300$ und $a = \cdot 004$; so findet man $v = 7\cdot 874 \times 2\cdot 74 = 21\frac{1}{3}$ Fufs.

Beispiel 2. Es soll der quadratförmige Querschnitt eines 63 Fufs hohen Schornsteines bestimmt werden für den Fall, dafs auf dem Roste stündlich 90 Pfund Steinkohlen verbrannt werden sollen und die Länge der sämmtlichen Züge 126 Fufs beträgt.

Setzt man auch hier $t = 300$, $a = \cdot 004$ und läfst in der Formel 4) für den ersten Näherungswerth das Glied $\cdot 05\,L$ aus, so wird $D^4 = \frac{13\,M^2}{2\,g\,H\,a\,t}$, folglich wegen $g = 31$, $H = 63$ und $M = 17\cdot 65$ (welcher Werth in Kubikfufs aus Gleichung 2 folgt, in welcher $Q = 90$ und, §. 488, $m = 321$ zu setzen ist) sofort $D^4 = \cdot 8650$, also $D = \cdot 9644$ als erster Näherungswerth. Dieser Werth im zweiten Theile der Gleichung 4) substituirt gibt $D^5 = 1\cdot 2531$, woraus als zweiter Näherungswerth $D = 1\cdot 046$ folgt, welchen man schon recht gut beibehalten kann, indem der folgende Näherungswerth $1\cdot 059$ wenig mehr von diesem abweicht.

Man kann also den Schornstein oben, wo er am engsten ist, 1 Fufs weit im Geviert (in Lichten verstanden) ausführen.

Anmerkung. Soll der Schornstein anstatt 63 Fufs nur den vierten Theil, nämlich ungefähr 16 Fufs hoch seyn, so findet man für denselben Werth von Q, für die Weite des Schornsteines nahe $D = 1\frac{1}{2}$ Fufs, so, dafs also der Zug und die Leistung dieses nur um 6 Zoll weitern Schornsteines (welcher also bei weitem leichter und wohlfeiler herzustellen ist) dem vorigen ganz gleich ist, woraus sofort hervorgeht, dafs die Herstellung der unmäfsig hohen Schornsteine (wenn diese nicht aus andern Gründen oder Rücksichten für die Nachbarschaft gerechtfertigt werden) nur noch auf Vorurtheilen beruht.

Schlüfslich kann noch bemerkt werden, dafs, um den Zutritt der Luft unter den Rost zu erleichtern und das Glühendwerden der Roststäbe zu verhindern, der Aschenfall C (Fig. 283) sehr geräumig und nach vorne zu ganz offen seyn mufs (in manchen Fällen ist es jedoch zweckmäfsig, zur

Mäfsigung des Feuers auch diesen Raum mit Thüren verschliefsen oder beliebig verkleinern zu können', während der Feuerraum selbst immer durch Thüren geschlossen seyn mufs, die nur beim Schüren und Eintragen von frischen Brennstoffe geöffnet werden.

§. 500. Sicherheitsventile. Um der Gefahr einer Kesselexplosion vorzubeugen, mufs jeder Dampfkessel wenigstens mit einem Sicherheitsventil versehen seyn (besser ist es deren 2 anzubringen), welches so belastet ist, dafs es sich dann erst, aber auch dann sogleich öffnet und den Dampf entweichen läfst, sobald dieser die im voraus festgesetzte normale Spannung oder Expansivkraft übersteigt. In Fig. 283 sind zwei solche Ventile (wie sie jetzt hier in Österreich vorgeschrieben sind) angedeutet, und zwar ist das freie, oder leicht zugängige a bei F mittelst eines an einem Hebel h hängenden (§. 78), dagegen das zweite in einem Gehäuse eingeschlossene (nicht für Jedermann zugängige) Ventil m durch ein unmittelbar darauf liegendes Gewicht belastet.

Soll die höchste Dampfspannung im Kessel p Pfunde auf den Quadratzoll über den mittlern Luftdruck betragen (was eine absolute Spannung von $p + 12\frac{3}{4}$ Pfund gibt) und ist a die innere oder mit dem Dampf in Berührung stehende Ventilfläche in Quadratzollen ausgedrückt; so mufs, das eigene Gewicht des Ventils mit eingerechnet, dieses mit pa Pfunden belastet, oder wenn das Ventil q Pfunde wiegt, auf dieses noch unmittelbar ein Gewicht von $P = pa - q$ Pfunden aufgelegt werden; wie dieses Gewicht P bei Anwendung eines Hebels mit Rücksicht auf dessen eigenes Gewicht auf den Aufhängpunct reducirt wird, ist aus §. 78 zu ersehen.

Beispiel. Soll z. B. der Dampf im Kessel keine höhere Spannung als von 2 Atmosphären über den Luftdruck (also eine absolute Spannung von 3 Atmosphären) annehmen können, und hat das Ventil in seinem Sitz 3 Zoll im Durchmesser; so ist dessen Fläche $a = (1 \cdot 5)^2 \times 3 \cdot 1416 = 7 \cdot 07$ Quadratzoll und $pa = 25 \cdot 5 \times 7 \cdot 07 = 180 \cdot 29$ Pfund; wiegt das Ventil 1 Pf. 10 Loth oder nahe 1·3 Pfund, so beträgt die unmittelbare Belastung des Ventils nahe genug 179 Pfund.

Der Fall, dafs der Unterschied zwischen der äufsern, etwas gröfseren, und der innern Ventilfläche dabei zu berücksichtigen wäre, kommt in der Praxis, bei zweckmäfsiger Construction der Ventile (und da hiebei ohnehin die gröfste Schärfe nicht nothwendig ist) niemals vor.

§. 501. Da die Ventilöffnung so grofs seyn soll, dafs beim Öffnen des Ventils so viel Dampf entweicht, als bei fortgesetzter Feuerung der Kessel nur immer zu erzeugen im Stande ist, so, dafs also der Dampf durchaus keine höhere Spannung mehr annehmen kann; so mufs der kleinste Durchmesser dieser Öffnung nach der höchsten Dampfspannung und der Gröfse der Heizfläche des Kessels bestimmt werden.

Man findet dafür den Durchmesser d in W. Zollen aus der Formel:

$$d = \cdot 312 \sqrt{\left(\frac{F}{m - \cdot 412}\right)} \ldots (\alpha,$$

wobei F die totale Heizfläche in Quadratfufs (§. 496) und m die absolute Dampfspannung im Kessel in Atmosphären ausgedrückt bezeichnen.

Anmerkung. Da man übrigens zur völligen Sicherheit zwei solche Ventile anbringt, so kann man bei Niederdruckkesseln von bedeutender Gröfse, jedes der beiden Ventile ohne Gefahr etwas kleiner halten, als sie nach dieser Formel α ausfielen, wenn nur beide zusammen reichlich diese berechnete Ventilöffnung darbieten.

Beispiel. So wäre für das vorhergehende Beispiel $m = 3$, und wenn der Kessel 200 Quadratfufs Heizfläche hat (wobei er auf 14 bis 16 Pferdekraft gerechnet würde), sofort $F = 200$, folglich nach dieser Formel α) $d = 2{\cdot}74$, d. i. $2^3/_4$ Zoll.

Sollte der Dampf in demselben Kessel eine absolute Spannung von 10 Atmosphären erhalten, so wäre die kreisrunde Ventilöffnung schon bei 1·42 oder $1^1/_2$ Zoll Durchmesser grofs genug, um alle diese hoch gespannten Dämpfe gleichzeitig, wie sie sich entwickeln, auch durch diese Öffnung entweichen zu lassen.

§. 502. Stärke oder Dicke der Kesselbleche. Da es bei Dampfkesseln, besonders jenen, in welchen hoch gespannte Dämpfe erzeugt werden, von der gröfsten Wichtigkeit ist, diese so stark zu machen, dafs dabei keine Explosion zu befürchten ist; da ferner für diese letztern Kessel in der Regel die cylinderische Form gewählt wird, so war man bemüht, wenigstens für diese die nöthige Kesselblechdicke theoretisch zu bestimmen. (Für Niederdruckkessel ist diese Bestimmung defshalb nicht nothwendig, weil die zur eigenen Stabilität des Kessels nöthige Stärke oder Blechdicke schon hinreichend ist, diesem geringen Dampfdrucke gehörig zu widerstehen.)

Mit Rücksicht auf alle die Umstände, welche auf den Kessel nachtheilig oder schwächend einwirken können, und um in jedem Falle sicher zu gehen, bestimmt man die Dicke der Eisenbleche, aus welchen die cylinderischen Dampfkessel hergestellt werden, und welche sofort auch in Österreich gesetzlich vorgeschrieben ist, aus folgender Formel:

$$d = \cdot 0018\, D\, (n - 1) + \cdot 114 \text{ Zolle,}$$

wobei D den in (Wiener) Zollen ausgedrückten Kesseldurchmesser und n die Anzahl der Atmosphären der absoluten höchsten Dampfspannung im Kessel bezeichnen.

Beispiel. Soll z. B. ein Kessel von 3 Fuſs Durchmesser zur Erzeugung von Dämpfen von 4 Atmosphären Spannung über den Luftdruck construirt werden, so erhält man aus dieser letztern Formel, wegen $D = 36$ und $n = 4 + 1 = 5$, sofort $d = \cdot3732$ Zoll oder $4\cdot478$, d. i. $4^1/_2$ Linien.

Anmerkung. Wollte man die obige Formel auch auf Niederdruckkessel von rechteckigen Querschnitten anwenden, so könnte man nach dem Vorgange englischer Ingenieure unter D die Diagonale des parallelepipedischen Kessels verstehen, müſste aber dabei die Bodenplatten jedenfalls doppelt so stark als die obern nehmen. Mit Ausnahme der Röhrenkessel nach der Constructionsart der Locomotivkessel, welche nur auf den 2fachen Druck geprüft werden, müssen alle Dampfkessel vor ihrem Gebrauche vorschriftsmäſsig in Österreich auf den dreifachen Druck, durch Einpumpen von Wasser gehörig probirt werden, um sich von ihrer Festigkeit und Haltbarkeit zu überzeugen.

§. 503. Wasserstandszeiger. Da es die gröſste Gefahr bringt und dadurch am ersten eine Kesselexplosion veranlaſst werden kann, wenn das Wasser im Kessel unter die sogenannte Feuerlinie (des obersten Zuges oder Canales) herabsinkt; so ist es von grosser Wichtigkeit den Wasserstand im Kessel auf eine bequeme Weise fortwährend beobachten zu können. Dazu dienen fürs erste die 2 (öfter auch 3) Probierhähne x, x (Fig. 283), wovon bei dem gehörigen oder normalen Wasserstande der obere mit dem Dampf, der untere mit dem Wasser im Kessel communicirt; fällt der Wasserspiegel unter die normale Höhe, so gibt auch der untere Hahn (oder „Wechsel"), wenn er geöffnet wird, Dampf statt Wasser, während bei zu hohem Wasserstande (woraus jedoch für den Kessel wenigstens keine Gefahr entspringt) der obere Hahn statt Dampf ebenfalls Wasser gibt.

Ein weiteres und gewöhnliches Mittel ist der Schwimmer g', welcher mit dem Wasserspiegel fällt und steigt, und dieses, indem er den um c drehbaren Hebel $k\,k'$ dabei in Bewegung setzt, durch einen damit verbundenen Zeiger anzeigt.

Am sichersten und dabei am bequemsten ist jedoch hiezu das Wasserglas ω, d. i. ein starkes vertical stehendes Glasrohr, welches am obern Ende mit dem Dampf, am untern dagegen mit dem Wasser des Kessels in Verbindung steht (oder durch Öffnen von Hähnen gesetzt werden kann), so, daſs das Wasser in diesem Rohr oder Glas genau so hoch wie im Kessel steht, und dieser Stand daher jeden Augenblick beobachtet werden kann.

Um den Kessel fortwährend, d. i. in dem Maſse mit Wasser zu versehen oder zu speisen, in welchem dasselbe verdampft, hat man bei Niederdruckkesseln das Füllungsrohr *D*, in dessen obern, erweiterten Theil das erwärmte Condensationswasser aus der Maschine hinaufgepumpt wird, und so lange das nach aufwärts sich öffnende Ventil *o* offen ist, in den Kessel flieſst. Dieses Ventil wird aber durch den an einem (durch eine Stopfbüchse gehenden) Draht hängenden Schwimmer *g*, indem derselbe auf den um *i* drehbaren Hebel *df* wirkt, beim Sinken desselben geöffnet und beim Steigen geschlossen, und dadurch das Speisewasser gerade nach Bedürfniſs zugelassen.

Für Hochdruckkesseln sind solche Füllungsröhren, da sie eine zu bedeutende Höhe erhalten müſsten, nicht anwendbar; man benützt dazu andere Füllungsapparate oder eigends construirte Speisepumpen.

In dem vorhin genannten Rohr *D* befindet sich noch ein hohler Cylinder *n*, welcher auf einen Schieber oder ein Register des Kamins in der Art wirkt, daſs wenn die Dampfspannung plötzlich zu hoch werden sollte, dieses Gewicht gehoben und dadurch der Schieber *t* den Zug in den Schornstein absperrt, und so das Feuer gemäſsigt wird; so bald der Überdruck des Dampfes aufhört, sinkt auch das Gewicht *i* wieder herab, wodurch der Schieber *t* geöffnet wird.

Auſser den bisher genannten Theilen (der Armatur) des Kessels ist noch die Öffnung *e*, das sogenannte Mannloch zu erwähnen, welches so groſs seyn muſs, daſs ein Arbeiter durch dasselbe in den Kessel kommen kann, um die darin nöthigen Arbeiten und das Ausputzen des Kessels vornehmen zu können; zugleich ist in vielen Fällen ein kleines nach einwärts sich öffnendes Ventil (das Luftventil) *a* angebracht, welches sich in dem Falle öffnet, in welchem durch Condensirung der Dämpfe (wenn nicht mehr gearbeitet wird) im Innern des Kessels ein luftverdünnter Raum entsteht.

Endlich bemerkt man nebst der Auslaſspippe *y* auch noch das eiserne Quecksilbermanometer *b*, um die Dampfspannung im Kessel direct messen oder beobachten zu können.

Die eigentliche Dampfmaschine.

§. 504. Erklärung. Was nun die *Watt*'sche, doppelt wirkende Dampfmaschine (mit welcher wir uns hier zu beschäftigen haben) selbst betrifft, so ist eine solche im Wesentlichen in Fig. 291 im Längendurchschnitt dargestellt. *A* ist der Dampfcylinder, in welchem der Dampfkolben *U* dampfdicht auf und ab geht und mittelst der durch die Stopfbüchse 15 gehenden Kolbenstange *Z* und des Parallelogrammes (§. 303) oder auch nur Gegenlenkers 11, 12, 13 mit dem Balancier *N* in Verbindung steht. Dieser auf dem guſseisernen Gestelle *M* ruhende, um seine horizontale Achse drehbare Balancier (in der Regel ebenfalls, so wie die allermeisten Bestandtheile der Maschine aus Eisen gegossen) steht am andern Ende *e* mit der Bläuelstange *X*, welche in die Kurbel *K* eingehängt ist, in Verbindung, so, dafs die auf und ab gehende Bewegung des Dampfkolbens in eine um die Achse *o'* Statt findende drehende Bewegung umgewandelt wird.

Der aus dem Kessel durch das Zuleitungsrohr *D* zuströmende Dampf gelangt zuerst in einen gröfseren prismatischen Raum, die sogenannte Dampfkammer *pp'*, in welchem sich ein flacher Canal *B*, der bei *m* und *rt* offen ist, der sogenannte Dampfschieber (die Schublade) auf und ab bewegt und mit dem Cylinder *A* abwechselnd durch die Canäle *n* und *r* mit dem obern und untern Theil in Communication tritt; in der angedeuteten Stellung (Fig. 291) steht nämlich die Dampfkammer *pp'*, folglich auch der eintretende Dampf, welcher den Schieber *B* von aufsen rund herum umhüllt, durch den Canal *n* mit dem obern Theile des Cylinders in Verbindung, während der untere Theil des Cylinders durch den Canal *r* mit dem Schieber *B* und von da aus durch den Canal *s* mit dem Condensator *C* (§. 490) in Communication steht, und diefs ist die Periode, in welcher der Kolben abwärts geht. Wird dagegen (sobald der Kolben unten angekommen ist) der Dampfschieber *B* so weit herabgeschoben, dafs die Öffnung *m* auf den Canal *n* trifft, so ist der weitere Zutritt des Dampfes in den obern Theil des Cylinders unterbrochen, und es kann nur der bereits im Cylinder befindliche Dampf durch *n*, *m*, *B* und *s* in den Condensator *C* abziehen, während gleichzeitig der vom Kessel eintretende Dampf aus der Kammer *pp'* durch den Canal *r* (welcher durch die bemerkte neue Stellung des Schiebers *B* mit dem Dampfraume der Kammer *pp'* in Communication steht) in den untern Theil des Cylinders gelangen und den Kolben *U* aufwärts treiben kann.

Was die rechtzeitige Bewegung oder Steuerung dieses Dampfschiebers *B* betrifft, welche nicht erst, wenn der Kolben seinen Lauf auf- oder abwärts bereits vollendet hat, plötzlich geschieht, sondern immer schon etwas früher beginnt (das Voreilen des Schiebers), wodurch auch das Absperren der Communication der Kammer mit den Canälen *n* und *r* schon etwas früher beendet wird (als der Kolben unten oder oben angekommen ist); so wird diese durch die auf der Kurbelachse *o'*, auf welcher zugleich auch das Schwungrad *S* befestigt ist, befindlichen excentrischen Scheibe *R* (§. 299) und des Schubrechens *T* bewirkt, welcher an dem um diese Scheibe *R* beweglichen Ring *b'* befestigt, und mit seinem andern Ende in die

Warze a eines um z drehbaren Winkelhebels eingehängt ist, wodurch die horizontale hin- und hergehende Bewegung des Rechens in eine auf- und abgehende der durch die Stopfbüchse β gehenden und mit dem Dampfschieber B in Verbindung stehenden runden Stange Y verwandelt wird. Diese Steuerung ist in 3 verschiedenen Stellungen der excentrischen Scheibe im Detail in den Figuren 291, d, e, f, so wie die entsprechenden 3 Stellungen des Schubventiles in den Figuren 291, a, b und c besonders dargestellt.

Der bei jedem Auf- oder Niedergang des Kolbens (ein Kolbenspiel) durch den Canal B in den Condensator abziehende und hier theils durch die kalten Wände, theils durch das in feinen Strahlen (durch die Brause γ) eingespritzte kalte Wasser zu Wasser condensirte Dampf gelangt sammt der Luft, welche bei diesem niedern Druck aus dem Wasser (welches selten ganz luftfrei ist) frei wird, in die Luftpumpe E, welche mit dem Condensator durch einen Canal communicirt, welcher durch die schief liegende Klappe q geöffnet und geschlossen wird. Der Kolben Q der Luftpumpe (welcher nach seiner Achse, wie es bei den Saugpumpen der Fall, durchbohrt und mit Klappen versehen ist) ist durch seine Stange k in den Balancier bei b so eingehängt, dafs auch diese Kolbenstange noch, der senkrechten Führung wegen, an der Gegenlenkung der Dampfkolbenstange Theil nimmt.

Das durch die Luftpumpe aus dem Condensator weggeschaffte Wasser (welches durch den heifsen Dampf im Durchschnitt auf 30, selbst 40 Grad erwärmt wird) gelangt, indem sich die Klappe v öffnet, in die Warmwassercisterne F, in welcher die damit gemengte Luft entweicht, und von wo aus das nöthige Speisewasser durch ein Sieb (Seiher) in den Raum G und von da in den Körper der Speisepumpe gelangt, deren *Bramah*'scher Kolben J (§. 427) dasselbe durch das Rohr i in den obern Theil des Füllungsrohrs (§. 503) hinaufpumpt, um von hier aus nach Bedarf in den Kessel zu gelangen, wodurch demselben sofort wieder ein Theil der Wärme, die sonst verloren wäre, zurückgegeben wird; abgesehen davon, dafs der Kessel auf diese Weise mit reinem destillirtem Wasser gespeist wird. Da in der Regel nicht alles von der Luftpumpe in die Cisterne F geschaffte Wasser als Speisewasser benöthigt wird, so läuft das überflüssige (was nämlich schon die Speisepumpe J zurückläfst, indem auch vom Füllungsrohr noch ein Theil abläuft) durch das Rohr ω *(trop plein)* ab.

Aufser der in c eingehängten Speisepumpe ist noch die mit ihrer Kolbenstange h bei d in den Balancier eingehängte Kaltwasserpumpe *H* zu erwähnen, welche dazu dient, das zum Umgeben des Condensators und Einspritzen in denselben nöthige kalte Wasser aus einem Brunnen oder Flusse herbeizuschaffen, welches bei jedem Niedergang des Kolbens *W*, wobei sich die Klappe ω öffnet, dem Condensator durch den Canal *L* von unten zugeführt wird, während das bereits warm gewordene von oben abfliefst.

Damit endlich der Dampfzuflufs vom Kessel her durch die Maschine selbst regulirt, d. i. vermehrt oder vermindert werde, je nachdem die Maschine (indem der zu überwindende Widerstand momentan zu- oder abnimmt) zu langsam oder zu schnell geht (indem diese Differenz durch das Schwungrad allein nicht gehörig ausgeglichen werden kann, §. 289), ist der Centrifugalregulator (*governor*, §. 292) auf eine solche Weise in Verbindung gebracht, dafs dessen verticale Spindel *V* auf irgend eine Weise (hier durch den über eine Rolle, welche auf der Schwungradachse befestigt ist, gehenden Riemen 10 und die beiden Kegelräder 8 und 9) durch die Maschine selbst in die rotirende Bewegung versetzt wird.

Die durch die Schwungkugeln 1, 1 auf und ab geschobene Hülse 2 wirkt durch den Winkelhebel 3, 4, so wie durch den Hebel 6 und die Stangen 5 und 7 (diese Einrichtung kann nach Localverhältnissen mannigfach modificirt werden) auf das im Zuleitungsrohr *D* des Dampfes befindliche Drosselventil *f* in der Art, dafs sich dieses mehr oder wenig öffnet und schliefst, je nachdem die Kugeln (durch den zu langsamen oder zu schnellen Gang der Maschine) allmälig gegen ihre normale Stellung zusammenfallen, oder sich von einander entfernen.

Endlich kann noch der Barometer erwähnt werden, welcher dazu dient, die im Condensator noch Statt findende Dampf- und Luftspannung zu messen. Der obere Raum dieses Quecksilberbarometers kann nämlich durch das Öffnen eines Hahnes mit dem Condensator in Communication gesetzt werden, worauf die Säule, wenn im Condensator ein absolutes Vacuum Statt fände, eben so hoch wie im äufsern, gewöhnlichen Barometer steigen würde; während diese jedoch nicht auf 30, sondern nur auf 26 bis 28 Zoll (englisch) steigt, so, dafs die Spannung im Condensator noch 4 bis 2 Zoll Quecksilbersäule beträgt.

Nach diesen vorausgegangenen Erklärungen dürfte es überflüssig seyn, die Wirkungsart dieser Maschine, die sich jetzt von selbst versteht, noch besonders zu besprechen; es ist hinreichend zu bemerken, dafs bei jedem (Dampf-) Kolbenhub der über dem Kolben befindliche Dampf in den Condensator abzieht, während der Dampf aus dem Kessel unter den

Kolben tritt, und dafs beim Niedergange des Kolbens gerade das Umgekehrte Statt findet.

Was die Kolbenliederung, so wie überhaupt alle nähern Details der Ausführung dieser Maschine betrifft, so müssen diese in den gröfsern Werken für Dampfmaschinen, wie z. B. in *Tredgold*, *Lardner*, *Bernoulli* u. s. w. nachgesehen werden. So viel soll indefs noch bemerkt werden, dafs man bei Niederdruckmaschinen gewöhnlich Hanfliederung, wie eine solche in Fig. 291. *g*, dagegen bei Mittel- und Hochdruckmaschinen Metallkolben, wie ein solcher in Fig. 292 angedeutet ist, anwendet.

Auch richtet man die Speispumpen für Mittel- und Hochdruckmaschinen oft, wie in Fig. 293 angedeutet, so ein, dafs sie während des Ganges der Maschine abgestellt werden können.

Der Durchmesser der schmiedeisernen oder stählernen Kolbenstange soll $\frac{1}{10}$ des Kolbendurchmessers betragen (wodurch beim Niedergang des Kolbens $\frac{1}{100}$ der Kolbenfläche für den Dampfdruck verloren geht).

Ist D der Durchmesser des Dampfkolbens, so soll nach *Watt's* Vorschrift die Länge des Dampfcylinders $= 2D$, der Durchmesser des Luftpumpenkolbens $= \frac{1}{2}D$ seyn, weil der Inhalt dieser Pumpe $\frac{1}{8}$ von jenem des Dampfcylinders betragen soll, und die Hubhöhe des erstern Kolbens nur halb so grofs als vom Dampfkolben ist. Ferner soll das Dampfzuleitungsrohr $\frac{1}{5}D$ als lichte Weite erhalten; der Kolben der Kaltwasserpumpe soll bei jedem Hub einen cubischen Raum beschreiben, welcher $\frac{1}{24}$ bis $\frac{1}{28}$ des Inhaltes des Dampfcylinders beträgt; die Bläuelstange soll wenigstens die 6fache Länge der Kurbel (= der 3fachen Länge des Kolbenhubes) erhalten u. s. w.

Berechnung des Nutzeffectes der Dampfmaschinen.

§. 505. Gewöhnliche Theorie. Nach *Watt's*, *Poncelet's* und überhaupt nach der ältern oder gewöhnlichen Theorie wird angenommen, dafs die Temperatur des Dampfes während seines Durchströmens durch die verschiedenen Röhren, Canäle u. s. w. der Maschine ungeändert, folglich auch der Dampf dabei dem *Mariotte*'schen Gesetze (§. 437) genau unterworfen bleibe.

Diefs vorausgesetzt, sey F die Gröfse der Kolbenfläche, l der Weg des Kolbens bei offener Communication des Cylinders mit dem Dampfkessel, d. h. im Falle die Maschine mit Expansion (§. 490) arbeitet, finde die Absperrung des Dampfes in dem Augenblicke Statt, in welchem der Kolben den Weg l zurückgelegt hat; ferner sey L die Länge des ganzen Kolbenlaufes, p der Dampfdruck im Kessel und p' jener des expandirten Dampfes, nachdem der Kolben seinen Lauf vollendet hat, auf die Flächeneinheit; so ist die Arbeit für den ersten Theil (bei offener Communication) des Kolbenlaufes $\omega = p F l$.

Um nun auch den zweiten Theil der Arbeit zu finden, welcher aus dem veränderlichen, nämlich fortwährend abnehmenden Drucke des Dampfes (während die genannte Communication unterbrochen ist) entsteht; so sey der Dampfdruck oder dessen Spannung, wenn der Kolben den Weg $x > l$ zurückgelegt hat, $= q$ (auf die Flächeneinheit), folglich nach dem *Mariotte*'schen Gesetze:

$$p : q = x : l \quad \text{oder} \quad q = \frac{p l}{x}.$$

Legt der Kolben von dieser Stelle an nur einen unendlich kleinen Weg s zurück, und ist:

$$x + s = x' \ldots (n,$$

so kann man den Dampfdruck, während dieser kleine Weg s zurückgelegt wird, als constant und $= q$ annehmen, so dafs die diesem Wege entsprechende unendlich kleine Wirkung oder Arbeit $\omega' = q F s = p F l \frac{s}{x}$ ist; da aber (wie aus der höhern Analysis bekannt) mit Rücksicht auf die vorige Gleichung n:

$$Log\, x' - Log\, x = Log(x + s) - Log\, x = Log\left(\frac{x+s}{x}\right) =$$

$$= Log\left(1 + \frac{s}{x}\right) = \frac{s}{x} - \tfrac{1}{2}\left(\frac{s}{x}\right)^2 + \tfrac{1}{3}\left(\frac{s}{x}\right)^3 - \ldots = \frac{s}{x}$$

ist, weil nämlich (da s unendlich klein seyn soll) alle folgenden Glieder dieser unendlichen Reihe wegfallen, so ist auch:

$$\omega' = p F l (Log\, x' - Log\, x).$$

Legt nun der Kolben die Wege l, x, x', x'' ... $x^{(n-1)'}$, $x^{n'}$, L zurück, wobei jedes folgende Glied dieser Reihe nur um unendlich wenig gröfser als das nächstvorhergehende ist; so erhält man nach dieser letzten Formel für die Summe aller dieser unendlich kleinen Wirkungen:

$$W' = p F l \,[Log\, x - Log\, l + Log\, x' - Log\, x + Log\, x'' - Log\, x + \ldots$$

$$\ldots + Log\, x^{n'} - Log\, x^{(n-1)'} + Log\, L - Log\, x^{n'}] =$$

$$= p F l \,[Log\, L - Log\, l] = p F l \, Log \frac{L}{l},$$

wobei Log natürliche Logarithmen bezeichnen.

Fände also auf den Kolben kein Gegendruck Statt, so wäre die Gesammtwirkung des Dampfes während eines Kolbenlaufes:

$$W = \omega + W' = p F l + p F l \, Logn \frac{L}{l} = p F l \left(1 + Logn \frac{L}{l}\right)$$

Mit Rücksicht jedoch auf den Gegendruck (von Seite des Condensators oder der Atmosphäre) hat man, wenn dieser auf die Flächeneinheit $= q$ ist, die Arbeit während eines Kolbenlaufes $= q F L = q F l \frac{p}{p'}$ (wegen $p : p' = L : l$) abzuziehen, so, dafs man für die Wirkung eines Kolbenganges hat:

$$W = p F l \left(1 + Logn \frac{L}{l} - \frac{q}{p'}\right) \ldots (r.$$

Macht der Kolben per Minute n einfache Kolbengänge, so ist der Effect per Secunde $= \frac{n W}{60}$, oder in Pferdekräften ausgedrückt:

$$E = \frac{n W}{60 \times 430} = \frac{n W}{25800},$$

oder da der reine Nutzeffect erst nach Abschlag der vorkommenden Verluste, Reibungen und sonstigen Widerstände, welche durch die eigene Bewegung der Maschine absorbirt werden, erhalten wird; so mufs E noch mit einem eigentlichen Bruche oder Erfahrungscoefficienten k multiplicirt werden, welcher sich nach den verschiedenen Systemen dieser Maschine ändert. Mit Rücksicht darauf erhält man also endlich für den Nutzeffect jeder Dampfmaschine mit hin und her oder auf und ab gehenden Kolben, in Pferdekräften ausgedrückt:

$$E = k \frac{n p l F}{25800} \left(1 + Logn \frac{L}{l} - \frac{q}{p'}\right) \ldots (1,$$

wobei $Logn. = 2{\cdot}303\ Logbrig.$, $p' = \frac{l}{L} p$ ist und der Wiener Fufs und das Wiener Pfund als Einheiten zum Grunde gelegt sind. Die Fläche F kann auch in Quadrat- oder Kreiszollen genommen werden, wenn man bei den Werthen von p und q darauf Rücksicht nimmt.

§. **506.** Für die *Watt*'sche Maschine ist, da dabei keine Absperrung Statt findet, $p' = p$ und $l = L$, folglich:

$$E = k \frac{n p L F}{25800} \left(1 - \frac{q}{p}\right) \ldots (2,$$

dabei ist für Maschinen von 4 bis 8, von 10 bis 20, von 30 bis 50 und von 60 bis 100 Pferdekräfte der Coefficient k beziehungsweise $=$ ·50, ·56, ·60 und ·65 oder bei minderer Sorgfalt in der Herstellung oder Conservirung der Maschine auch nur $=$ ·42, ·47, ·54 und ·60 zu setzen, so, dafs also der höchste Nutzeffect selbst bei den gröfsern Maschinen nur von 60 bis 65 Procent des theoretischen Effectes beträgt.

Anmerkung. Nach *Watt* soll die Geschwindigkeit des Dampfkolbens für den Betrieb von Fabriksmaschinen 103 $\sqrt{L}$ und zum Betrieb von Pump- oder Schöpfwerken nur 89 $\sqrt{L}$ per Minute betragen, wobei L die Länge des Kolbenhubes in Fufsen ausgedrückt ist.

Auf die verschiedene Gröfse der Dampfmaschinen bezogen, kann man als Durchschnittswerthe dieser Geschwindigkeit (nach *Watt*) folgende Zahlen nehmen:

für Maschinen von	4	bis	20	Pferdekräfte . .	2·8	bis	3·2	Fufs per Sec.
»	20	»	30	»	3·2	»	3·8	»
»	30	»	60	»	3·8	»	4	»
»	60	»	100	»	4	»	4·1	»

§. 507. Die nöthige Dampfmenge M wird gefunden, wenn man zu Fv (wobei v die Geschwindigkeit des Dampfkolbens bezeichnet) noch $\frac{1}{10}$ wegen Abkühlung und sonstige Verluste hinzuschlägt, dafür also $M = 1\cdot1\,Fv$ nimmt, und zwar bezieht sich diese auf die Secunde oder Minute, je nachdem v die Geschwindigkeit per Secunde oder Minute ausdrückt.

Wird M durch das relative Volumen des Dampfes (für die vorhandene Spannung, §. 475) dividirt, so erhält man das nöthige Wasserquantum, woraus sich dann auch die erforderliche Kesselgröfse bestimmen läfst. Das in den Condensator einzuspritzende (Injections-) Wasser soll nach *Watt* 24 Mal so viel, als zur Dampfbildung nöthig ist, betragen, so wie das Injectionsrohr $\frac{1}{36}$ des Dampfkolbendurchmessers als lichten Durchmesser erhalten.

Nach *Tredgold* würden sich die bei einer doppeltwirkenden *Watt*'schen Dampfmaschine vorkommenden Widerstände auf folgende Weise berechnen:

Setzt man die Dampfkraft im Kessel = ... 1·000,

so gehen (aufser dem Gegendruck des nicht condensirten Dampfes) verloren:

1. Die Kraft zur Beschleunigung des Dampfes im Cylinder . . ·007,
2. Verlust durch Abkühlung des Dampfes im Cylinder und in den Röhren . . . . ·016,
3. Kolbenreibung und Dampfverlust durch die Liederung . . ·125,
4. Kraft, um den Dampf durch die Öffnungen und Röhren zu treiben . . . . ·007,
5. Kraft, um die verschiedenen Klappen zu bewegen und Achsenreibungen . . . . ·063,
6. Verlust durch das frühere Absperren des Dampfes . . . . ·100,
7. Kraft zur Bewegung der Luftpumpe . . . . ·050,

Bleibt als Rest . ·632.

§. 508. Der Druck des Dampfes im Kessel beträgt bei den *Watt*'schen Maschinen gewöhnlich $\frac{1}{6}$ Atmosphäre über den Luftdruck oder ($12\frac{3}{4} \times \frac{7}{6} =$) $14\frac{7}{8}$ Pfund, absolut genommen, auf 1 Quadratzoll. Der Gegendruck vom Condensator kann zu $\frac{1}{8}$ Atmosphäre oder zu ($12\frac{3}{4} \times \frac{1}{8} =$) $1\frac{6}{10}$, folglich der wirksame Druck auf 1 Quadratzoll der Kolbenfläche zu ($14\cdot875 \times \cdot632 - 1\cdot6 =$) $7\cdot79$ Pfund, oder auf den Kreiszoll zu ($7\cdot79 \times \cdot7854 =$) $5\cdot71$ Pfund angenommen werden.

Ist also v die Geschwindigkeit des Dampfkolbens in Fufsen, D der Kolbendurchmesser in Zollen (Wiener Mafs), so ist der Nutzeffect der Maschine in Pferdekräften:

$$E = \frac{\frac{1}{4} D^2 \pi \times 7\cdot79 v}{430} = \frac{D^2 \times 5\cdot71 v}{430}.$$

Beispiel. Bei einer englischen Dampfmaschine hat der Dampfkolben 24 Zoll im Durchmesser, der Kolbenhub beträgt 5 Fufs (englisch) und die Anzahl der Kolbenhübe (ein Auf- und Niedergang) $21\frac{1}{2}$ per Minute. Da also die Kolbengeschwindigkeit per Minute $= 2 \times 5 \times 21\frac{1}{2} = 215$, also per Secunde $= \frac{215}{60} = 3\cdot58$ Fufs ist; so hat man auf das Wiener Mafs reducirt: $D = 24 \times \cdot964 = 23\cdot136$ Zoll und $v = 3\cdot58 \times \cdot964 = 3\cdot45$ Fufs, folglich beträgt nach der vorigen Formel der Nutzeffect dieser Maschine

$$\frac{5\cdot71 \times 534\cdot58 \times 3\cdot45}{430} = 24\tfrac{1}{2} \text{ Pferdekraft.}$$

Nach der obigen Formel 1) in §. 505 würde, wegen $n = 2 \times 21\frac{1}{2} = 43$, $L = 4\cdot82$, $F = 419\cdot85$, $p = 14\cdot875$, $q = 1\cdot6$ und $k = \cdot6$, sofort $E = 26\frac{1}{2}$ Pferdekraft (genauer $26\cdot6$).

Nach *Watt's* Regel würde diese Maschine nur als 20 Pferdekräftige gelten.

Um ferner auch die nöthige Wassermenge für diese Maschine zu finden, hat man, den vom Kolben in 1 Minute zurückgelegten kubischen Raum um $\frac{1}{10}$ vermehrt, sofort $\frac{1}{4}\left(\frac{23\cdot136}{12}\right)^2 \pi \times 60 \times 3\cdot44 \times 1\cdot1 = 661\cdot32$ Kubikfufs als das per Minute nöthige Dampfvolumen. Da nun 1 Kubikfufs Wasser 1479 Kubikfufs Dampf von der obigen Spannung liefert (was aus den Formeln 1, 3, §. 473, u. 5, §. 475, folgt), so sind per Minute $\frac{661\cdot32}{1479} = \cdot447$, also per Stunde $60 \times \cdot447 = 26\cdot82$ Kubikfufs Wasser nöthig, was nahe 1 Kubikfufs per Pferdekraft beträgt, so, dafs dem Gewichte nach per Minute $\frac{56\cdot5}{60} = \cdot94$ oder nahe 1 Pfund Dampf per Pferdekraft verwendet wird.

Um aber in einer Stunde $26\cdot82$ Kubikfufs Wasser zu verdampfen, bedarf man (§. 488, Anmerk. 1) $26\cdot82 \times 7\cdot4 = 198\cdot5$ Pfund guter Steinkohlen, was auf eine Pferdekraft $\frac{198\cdot5}{26\cdot6} = 7\frac{1}{2}$ Pfund ausmacht. Rechnet man dagegen (§. 488) $9\cdot7$ Pfund Kohlen für die Verwandlung von 1 Kubikfufs Wasser in Dampf, so ist dieses Kohlenquantum zugleich auch sehr nahe das für eine Pferdekraft. — Die Leistung von 1 Pfund Kohlen wäre daher im ersten Falle $= \frac{430 \times 3600}{7\cdot5} = 206400^{\text{F. Pf.}}$ und im letztern $= 159587^{\text{F. Pf.}}$ per Secunde. Indefs fordern kleine Maschinen verhältnifsmäfsig etwas mehr Brennstoff als gröfsere.

Anmerkung 1. Wollte man, da die Dimensionen der Dampfmaschinen sehr häufig nach englischem Mafs, so wie die Dampfspannung und Widerstände in englischen Pfunden gegeben werden, gleich in diesem Mafs und Gewicht rechnen; so müfste man den Druck einer Quecksilbersäule von 30 Zoll Höhe gleich dem Drucke von 14·71 Pfund auf den Quadratzoll, gleich dem Drucke von 11·54 Pfund auf den Kreiszoll als den Druck einer Atmosphäre, dagegen die Pferdekraft zu 33000 Pfund 1 Fufs hoch per Minute rechnen. Hiernach ist im vorigen Beispiele die Spannkraft des Dampfes im Kessel nahe 35 Zoll Quecksilbersäule, der Gegendruck vom Condensator 3·7 Zoll, folglich der effective Druck auf den Kolben $35 \times \cdot632 - 3\cdot7 = 18\cdot42$ Zoll oder 7·1 Pfund auf den Kreiszoll (= 9·04 Pfund auf den Quadratzoll). Da ferner die Kolbengeschwindigkeit $= 2 \times 5 \times 21\frac{1}{2} = 215$ Fufs per Minute ist, so ist die Wirkung in dieser Zeit:

$$= 7\cdot1 \times (24)^2 \times 215 = 879264^{\text{F. Pf.}} = \frac{879264}{33000} = 26\cdot64 \text{ Pferdekräfte.}$$

Anmerkung 2. Englische Ingenieure berechnen die Kraft der Niederdruckmaschinen ganz einfach nach folgenden Regeln:

Es wird vorausgesetzt, dafs der Dampf im Kessel auf den Quadratzoll (englisches Mafs und Gewicht) 3·18, oder auf den Kreiszoll $2\frac{1}{2}$ Pfund Überdruck (d. i. im letztern Falle $14\cdot71 + 2\cdot5 = 17\cdot21$ Pfund absoluten Druck) und der Kolben eine gleichförmige Geschwindigkeit von 220 Fufs per Minute besitzt, und dafs der effective Dampfdruck auf den Kolben $7\frac{1}{2}$ Pfund auf den Quadrat- oder 5·89 Pfund auf den Kreiszoll beträgt; ferner wird dabei angenommen, dafs für stationäre Maschinen, bei welchen die Bläuelstange wenigstens $2\frac{1}{2}$, und der Balancier 3 Mal so lang als der Kolbenhub seyn soll, für jede Pferdekraft 30 Kreiszoll Kolbenfläche nöthig seyen. Bei Schiffsdampfmaschinen dagegen, wo die Bläuelstangen selten über $1\frac{3}{4}$ bis 2 Mal so lang als der Kolbenhub seyn können, rechnet man bei 220 Fufs Kolbengeschwindigkeit (per Minute) $31\frac{1}{2}$, oder bei 240 Fufs Geschwindigkeit 29 Kreiszoll für eine Pferdekraft. — Nach der erstern Regel wäre im vorliegenden Beispiele (da die Geschwindigkeit von 215, von jener 220 wenig abweicht) die Stärke der Maschine $= \frac{(24)^2}{30} = 19\cdot2$ Pferdekräfte.

Man schätzt also nach dieser Regel die Kraft einer Dampfmaschine immer viel zu niedrig, was bei englischen Constructeuren oder Dampfmaschinenbauern System ist. So gaben 10 Maschinen nach dieser Regel berechnet zusammen genommen eine Kraft von 492 Pferden, während diese mit dem *Watt*'schen Indicator gemessen 937 Pferdekräfte, also beinahe das Doppelte auswiesen.

Die *Watt*'sche Formel für Schiffsdampfmaschinen findet man in §. 548 (Anmerkung).

§. 509. Arbeitet die Maschine mit Expansion, so erhält der obige Coefficient k (§. 506), wegen der gröſsern Abkühlung des Dampfes, kleinere, und zwar folgende Werthe: Für Maschinen von 4 bis 8, von 10 bis 20, von 20 bis 40 und von 60 bis 100 Pferdekräfte nimmt man bei guter Conservirung der Maschinen beziehungsweise $k = \cdot 33$, $\cdot 42$, $\cdot 50$, $\cdot 60$, und bei gewöhnlicher Erhaltung $\cdot 30$, $\cdot 35$, $\cdot 42$ und $\cdot 55$.

Beispiel 1. Findet bei der Maschine des vorigen Beispieles die Absperrung bei halbem Hub Statt, ist nämlich $l = \frac{1}{2} L$, folglich auch $p' = \frac{1}{2} p$; so ist wegen $Logn \frac{L}{l} = Logn\, 2 = \cdot 69315$ sofort (§. 505, Gl. 1):

$$E = \frac{k n p l F}{25800}\left(1{\cdot}69315 - \frac{2q}{p}\right),$$

oder wegen $n = 43$, $p = 14{\cdot}875$, $l = 2{\cdot}41$, $q = 1{\cdot}6$, $F = 419{\cdot}85$ und (wenn man die Stärke der Maschine vorläufig zwischen 10 und 20 Pferdekräfte schätzt) $k = \cdot 42$, sehr nahe $E = 15\frac{3}{5}$ Pferdekräfte.

Da man nun in derselben Zeit nur halb so viel Dampf, folglich auch sehr nahe nur halb so viel Brennstoff als vorhin (im vorigen Beispiel) benöthigt, die Kraft der Maschine von 26·6 nicht auch bis auf die Hälfte abgenommen hat $\left(\text{indem } \frac{26{\cdot}6}{15{\cdot}6} \text{ nahe } 1{\cdot}7 \text{ und nicht } 2 \text{ ist}\right)$; so ist durch die Expandirung des Dampfes jedenfalls an Brennmateriale erspart oder gewonnen worden. (Wenn nämlich vorhin per Pferdekraft $9\frac{7}{10}$ Pfund Kohlen nöthig waren, so bedarf man hier nur $8\frac{1}{4}$ Pfund; oder wenn die Nutzleistung von 1 Pfund Steinkohlen vorhin $159587^{F.\,Pf.}$ betrug, so beträgt sie hier $187390^{F.\,Pf.}$)

Beispiel 2. Bei einer Hochdruckmaschine mit Expansion und Condensation beträgt der Dampfdruck im Kessel auf den Quadratzoll 48 Pfund, der Gegendruck von Seite des Condensators (wobei die Temperatur 47° C. ist) 1·28 Pfund; der Dampf arbeitet mit 4facher Expansion (d. h. nachdem der Kolben $\frac{1}{4}$ seines Laufes zurückgelegt hat, wird der Dampfzutritt abgesperrt); bei jedem einfachen Kolbengang werden 2·17 Kubikfuſs Dampf von der genannten Spannkraft (zu $3\frac{3}{4}$ Atmosphären absoluten Druck) verbraucht; endlich macht der Kolben per Minute 52 einfache Kolbengänge.

Hier ist in der Formel 1) (§. 505) $lF = 2{\cdot}17$, $p = 48 \times 144$, $p' = \frac{1}{4} \times 48 = 12$, $q = 1{\cdot}28$, $\frac{L}{l} = 4$, $n = 52$, und, da die Leistung der Maschine zwischen 20 und 40 Pferdekräfte fällt, $k = \cdot 50$ oder $\cdot 42$ zu setzen. Nimmt man zur Vorsicht den kleinern Werth, so erhält man wegen $Logn\, 4 = 2{\cdot}303\, Logv\, 4 = 1{\cdot}3865$ sofort $E = 28{\cdot}9$, d. i. nahe genug 29 Pferdekräfte. Die Prüfung mit dem *Prony*'schen Zaun gab bei einer Absperrung von $\frac{1}{3{\cdot}88}$ (statt $\frac{1}{4}$) $25\frac{1}{2}$ Pferdekraft.

§. 510. Bei den Hochdruckmaschinen mit Absperrung (Expansion), aber ohne Condensation, hat man in der obigen Formel 1) (§. 505) $q = 12\cdot8$ zu setzen, weil hier der atmosphärische Druck zu überwinden ist. Ferner ist $k = \cdot40$ oder $\cdot35$ zu setzen, je nachdem die Maschine in sehr gutem, oder nur gewöhnlichem Zustande erhalten wird.

In den Figuren 287 und 287. *a* ist die von *Meyer* in Mühlhausen sehr sinnreich angeordnete Hochdruckmaschine dargestellt, wobei blofs die variable Expansion (die einzige, welche bis jetzt diesen Namen verdient), wovon der wesentlichste Bestandtheil in Fig. 287. *b* im gröfsern Mafsstab gezeichnet ist, einer nähern Erläuterung bedarf.

Der Dampf tritt nämlich aus dem Kessel durch das Rohr 1 nicht unmittelbar in die Dampfkammer *a*, sondern früher noch in den Raum 2, welcher durch eine conische Öffnung, die durch den Kegel *o* geöffnet und geschlossen wird, mit der Dampfkammer *a* communicirt. Je länger oder kürzer nun diese Öffnung bei jedem Kolbengang offen gehalten wird, desto mehr oder weniger Dampf wird auch dabei consumirt. Da der Conus *o* in den Stiel *b* ausläuft, so wird die genannte Communication des Raumes 2 mit jenem *a* durch die horizontale Bewegung des Stiels *b* in der durch den Pfeil angedeuteten Richtung bewirkt; da ferner der Stiel *b* mit dem Puncte *d* des in Fig. 287. *c* in der obern Ansicht dargestellten Ringes, dessen entgegengesetzter Stiel *a* an einer Feder *f* anliegt, gehörig verbunden ist, so wird das erwähnte Öffnen der Communication durch eine Bewegung des Ringes in der Richtung des Pfeils bewirkt; diese letztere Bewegung aber wird durch Umdrehung des an der verticalen Spindel *l* (Fig. 287) befestigten Cylinders *e* hervorgebracht, welcher an seiner Mantelfläche einen spiralförmigen Daumen oder Flügel *i* trägt, der an den innern Zapfen *c* des Ringes andrückt, und diesen in der angedeuteten Richtung hinausschiebt, dabei wird die Feder *f* zusammengedrückt, welche durch Reaction den Ring, so bald der Daumen *i* vor dem Zapfen *c* vorbei ist, wieder zurückschiebt und dadurch die genannte Communication zwischen 2 und *a* absperrt. Je kürzer nun dieser Daumen *i* ist, desto kürzer bleibt auch bei einer Umdrehung der Spindel *l* die Communication offen, und da die auf dem genannten Cylinder *e* angebrachte Spiralfläche nach unten verjüngt zuläuft, so bildet diese oben längere, und nach unten zu allmälig kürzere Daumen *i*, so, dafs also durch das Heben der ganzen Spindel *l* mit dem Cylinder *e*, wodurch nach und nach die tiefer liegenden Puncte der Spiralfläche *i* mit dem Zapfen *c* in Berührung kommen, dieses schnellere Absperren der Communication successive bewirkt wird. Das Heben endlich dieser Spindel, deren Gewicht (mit Einschlufs jenes des Regulators) durch das Gegengewicht *p* balancirt wird, geschieht während des Ganges der Maschine durch den gewöhnlichen Regulator *R*, dessen Kugeln auseinandergehen (und die Spindel *l* heben), wenn die Maschine zu schnell, und zusammenfallen (und die Spindel herabschieben), wenn die Maschine zu langsam geht.

Beispiel. Wie grofs ist die Kraft einer solchen Dampfmaschine, wenn sie unter folgenden Verhältnissen arbeitet:

Die absolute Dampfspannung im Kessel beträgt 6 Atmosphären oder es ist $p = 76{\cdot}8$ Pfund auf den Quadratzoll; der Dampf arbeitet mit 6facher Expansion, oder es ist $\frac{L}{l} = 6$, $p' = \frac{1}{6}p = 12{\cdot}8$ und $q = 12{\cdot}8$ Pfund (per Quadratzoll); bei jedem einfachen Kolbengange werden $\cdot 6332$ Kubikfuſs Dampf von der genannten Spannkraft consumirt (folglich ist $lF = \cdot 6332$ und $p = 76{\cdot}8 \times 144$ zu setzen); die Anzahl der einfachen Kolbengänge per Minute ist $n = 44$, folglich, wenn man $k = \cdot 35$ setzt, nach der genannten Formel $E = 7{\cdot}89$, d.i. die Stärke dieser Maschine mit nahe 9 Pferdekräfte anzunehmen.

§. 511. Arbeitet endlich die Hochdruckmaschine ohne Absperrung und ohne Condensation, so hat man in der mehr genannten Formel 1) $l = L$, folglich $Logn \frac{L}{l} = Logn\, 1 = 0$ und $p' = p$ zu setzen, während man für k die bei den Niederdruckmaschinen (§. 506) angegebenen Werthe nimmt.

Beispiel. Bei einer sehr gut gehaltenen derartigen Maschine beträgt die Dampfspannung im Kessel 5 Atmosphären oder auf den Quadratfuſs 144×64 Pfund; der Kolben beschreibt bei jedem Gang einen cubischen Raum von $6{\cdot}221$ Kubikfuſs ($= lF = LF =$ dem Dampfverbrauch per Kolbengang von der genannten Spannung); endlich ist die Anzahl der einfachen Kolbengänge per Minute $n = 50$. Setzt man $k = \cdot 60$, so wird wegen $q = 12{\cdot}8$ und $p' = 64$ sofort $E = 53\frac{1}{3}$ Pferdekraft.

§. 512. Obschon es kaum möglich ist den Nutzeffect der Dampfmaschinen mit Rücksicht auf den verbrauchten Brennstoff nur einigermaſsen näherungsweise anzugeben, indem die Construction der Kessel und besonders der Öfen und die Qualität der Steinkohlen so sehr verschieden ist; so wollen wir dennoch folgende kleine Tabelle mittheilen, in welcher die vorkommenden Zahlen nur als Mittel- oder Durchschnittswerthe anzusehen sind.

System der Dampfmaschinen:	Nutzeffect für 1 Pf. verbrannter Steinkohlen von mittlerer Qualität: sehr gute Bedienung:	gewöhnliche Bedienung:	Verbrannte Kohlen per Stunde und Pferdekraft:
	Fuſs Pfund.	Fuſs Pfund.	
Watt'sche Niederdruckmaschine mit Condensation und ohne Absperrung	170800	142350	9 bis 12 Pfund.
Hochdruckmaschine mit Condensation und Expansion	341600	284700	5 » 7 »
» ohne Condensat. u. mit Expans.	294200	111500	7 » 9 »
(Stationäre) Hochdruckm. ohne Condensation u. ohne Expansion .	85400	43560	14 » 18 »

Theorie der Dampfmaschinen nach *Pambour*.

§. 513. Einleitung. Die in den vorhergehenden Paragraphen entwickelte ältere Theorie der Dampfmaschinen enthält, vom wissenschaftlichen Standpuncte aus betrachtet, wesentliche Mängel, und diese kann daher nur als eine Art von Näherungsmethode angesehen werden, welche mittelst Erfahrungs- oder Reductionscoefficienten zu einem nur beiläufig richtigen Resultate führt; es wäre sonst ganz unbegreiflich, wie man z. B. bei Hochdruckmaschinen, selbst bei der besten Ausführung, nur 35 Procent Nutzeffect erhalten sollte.

Pambour, welcher diese Unzukömmlichkeit zuerst öffentlich zur Sprache brachte, geht in seiner Theorie von der ganz richtigen Ansicht aus, dafs erstens zwischen der Kraft, d.i. dem Drucke des Dampfes im Cylinder und dem auf den Kolben Statt findenden Widerstande nothwendig das dynamische Gleichgewicht bestehen mufs, sobald die Maschine bei ihrer Bewegung in den Beharrungsstand gekommen ist, und dafs zweitens die verbrauchte Dampfmenge der erzeugten gleich seyn müsse.

§. 514. Bezeichnet man nämlich den Druck des Dampfes im Cylinder auf die Flächeneinheit mit P', den gleichfalls auf die Flächeneinheit bezogenen Widerstand von Seite der Last auf den Kolben mit Q, das in der Zeiteinheit in Dampf verwandelte Wasservolumen, in so ferne nämlich dieser Dampf auch wirklich in den Cylinder gelangt (und nicht etwa zum Theil durch die Sicherheitsventile oder sonst entweicht), und daher auch wirksam ist, mit S, ferner die Verhältnifszahl des Volumens, des unter dem Drucke P im Kessel gebildeten Dampfes zum Volumen des Wassers, woraus er sich gebildet hat (das relative Volumen), mit m, so, dafs also mS das Volumen des in der Zeiteinheit unter dem Drucke P erzeugten Dampfes ist, welches im Cylinder, wo der Druck P' Statt findet, in jenes $mS\frac{P}{P'}$ übergeht, so wie endlich die Geschwindigkeit des Kolbens mit v und den innern Querschnitt des Cylinders (die Kolbenfläche) mit F; so hat man die beiden Grundgleichungen:

$$P' = Q \ldots (1 \quad \text{und} \quad Fv = mS\frac{P}{P'} \ldots (2,$$

aus welchen sich ganz einfach durch Elimination noch die 3 folgenden

$$v = \frac{mS}{F} \cdot \frac{P}{Q} \ldots (3,$$

$$Q = \frac{mSP}{Fv} \ldots (4 \quad \text{und} \quad S = \frac{QFv}{mP} \ldots (5$$

ergeben.

Anmerkung. Nach dieser Theorie wird, wie es seyn soll und bei der ältern vermifst wird, 1stens der Dampfdruck im Cylinder im Voraus (*a priori*) bestimmt, indem er jenem im Kessel (wie es die ältere Theorie annimmt) weder gleich noch proportional, sondern lediglich dem auf den Kolben wirkenden Widerstande gleich ist; 2tens die Kolbengeschwindigkeit von der Gröfse des zu überwindenden Widerstandes oder der Gröfse der Last abhängig gemacht, so, dafs die erstere abnimmt, wenn letztere zunimmt; 3tens kommt bei Bestimmung der Dampferzeugung sowohl die Kolbengeschwindigkeit als auch die Gröfse der Belastung in Rechnung; 4tens läfst sich die Geschwindigkeit der Maschine für jede gegebene Belastung sehr einfach bestimmen; 5tens wird angenommen, dafs der Regulator wohl den Druck des Dampfes im Kessel, keinesweges aber im Cylinder vermindern kann, so wie auch die Wirkung des Regulators dabei in Rechnung gebracht wird.

§. **515.** Nach den Versuchen von ***Pambour*** behält der Dampf in der Maschine während seiner Wirkung in allen Stadien fortwährend das seiner Temperatur (diese mag dabei auch noch so sehr abnehmen) entsprechende Maximum der Dichte, so, dafs also die im §. 477 aufgestellte Formel, welche die directe Relation oder Abhängigkeit zwischen dem Volumen und dem Drucke des im Maximum der Dichte befindlichen (oder des gesättigten) Dampfes für jede Temperatur darstellt, sofort auch allen Veränderungen entspricht, welche der Dampf während seiner Wirkung in der Maschine erleidet. Diese Formel ist nämlich:

$$v = \frac{1}{n + mp} \quad \ldots (s,$$

wobei v das relative Volumen des Dampfes in Kubikfufs und p den Druck desselben auf den Quadratzoll in Pfunden bezeichnet, wenn man

für Niederdruckmaschinen mit Condensation $\begin{cases} n = \cdot 00004227 \\ m = \cdot 000042624 \end{cases}$

und

für Hochdruckmaschinen ohne Condensation $\begin{cases} n = \cdot 0001421 \\ m = \cdot 000038016 \end{cases}$

setzt. (Auf den Quadratfufs bezogen müssen diese für m angegebenen Zahlen mit 144 dividirt werden.)

Wird nun ein gewisses Volumen Wasser $= S$ unter dem Drucke p in Dampf verwandelt, dessen absolutes Volumen $= M$ ist, so hat man nach der vorigen Gleichung s) $\frac{M}{S} = v = \frac{1}{n + mp}$ und eben so, wenn sich dasselbe Volumen Wasser unter dem Drucke p' in Dampf verwandelt und dabei das Volumen M' annimmt: $\frac{M'}{S} = \frac{1}{n + mp'}$; folglich ist auch:

$$\frac{M}{M'} = \frac{n + mp'}{n + mp} \ldots (t,$$

woraus deutlich hervorgeht, dafs das *Mariotte*'sche Gesetz hier nicht in aller Strenge angewendet werden kann $\left(\text{weil sonst } \frac{M}{M'} = \frac{p'}{p} \text{ seyn müfste}\right)$. Aus dieser Gleichung t) folgt sofort:

$$p = \frac{M'}{M}\left(\frac{n}{m} + p'\right) - \frac{n}{m} \ldots (u.$$

§. **516.** Mit Rücksicht auf die beiden obigen Grundgleichungen 1) und 2) (§. 514) soll nun sogleich ganz allgemein die Wirkung des Dampfes in einer Maschine mit Expansion und Condensation entwickelt werden.

Es sey daher P die Expansivkraft des Dampfes im Kessel, P' jene im Cylinder (wobei, ein einziger Fall ausgenommen, immer $P' < P$ ist), so lange nämlich der Dampf vom Kessel her nicht abgesperrt ist, so wie q jene nach der Absperrung in irgend einem Zeitmomente; ferner sey L die Länge des ganzen Kolbenlaufes, l der Theil, welcher bei offener Communication mit dem Kessel durchlaufen wird, und x jener Theil, welcher dem eben erwähnten Zeitmomente entspricht, in welchem der Dampfdruck $= q$ ist; endlich sey wieder F die Kolbenfläche und a der lineäre freie Raum, welcher am Ende jedes Kolbenlaufes zwischen der Kolben- und Grundfläche des Cylinders bestehen mufs, damit kein Aufstofsen Statt findet.

Da nun im Augenblicke der Absperrung und in jenem, in welchem der Kolben den Weg x zurückgelegt hat, die beschriebenen cubischen Räume $= F(l + a)$ und $F(x + a)$ sind, so erhält man für den veränderlichen Druck q nach der vorigen Relation u), wenn man gleich mit F abkürzt:

$$q = \frac{l + a}{x + a}\left(\frac{n}{m} + P'\right) - \frac{n}{m}$$

$\left(\text{anstatt, dafs man oben, §. 505, einfach, aber ungenau } q = \frac{Pl}{x} \text{ setzte}\right)$.

Sieht man wieder (wie im §. 505) während einer unendlich kleinen Zunahme von x, q als constant an, und berechnet die Wirkung auf diesen unendlich kleinen Weg, so findet man genau nach dem in §. 505 eingeschlagenen Verfahren für die Arbeit des Dampfes während jener Periode, in welcher er sich expandirt (der Kolben also den Weg $L - l$ zuzücklegt), den Ausdruck:

$$F(l+a)\left(\frac{n}{m}+P'\right) Logn \frac{L+a}{l+a} - \frac{n}{m} F(L-l);$$

wird hiezu die während der offenen Communication (während des Kolbenganges l) verrichtete Arbeit $FP'l$ addirt, so erhält man sofort den Totaleffect während eines Kolbenganges.

Da ferner zufolge der zweiten Grundbedingung für den Beharrungsstand der Maschine die gleichzeitige Arbeit des Widerstandes FQ (wenn der Widerstand oder die Last auf die Flächeneinheit des Kolbens bezogen mit Q bezeichnet wird), nämlich FQL der vorigen Arbeit oder Wirkung der Kraft gleich seyn muſs; so hat man durch diese Gleichsetzung, wenn man zugleich durchaus mit F abkürzt:

$$QL = (l+a)\left(\frac{n}{m}+P'\right)\left[\frac{l}{l+a} + Logn \frac{L+a}{l+a}\right] - \frac{n}{m} L \;\ldots\; (a,$$

in welcher Gleichung wieder statt *Logn.* sofort 2·303 *Logvulg.* gesetzt werden kann.

Diese Gleichung setzt nur den Beharrungsstand im Gange der Maschine und keinesweges eine gleichförmige Bewegung voraus; es wird dabei bloſs erfordert, daſs die Bewegung in gleichen (periodischen) Oscillationen Statt hat, die mit der Geschwindigkeit Null anfangen und eben so, ohne daſs dabei Stöſse Statt finden, aufhören, damit nichts an lebendiger Kraft verloren gehe (§. 187).

Setzt man in dieser Gleichung a) $l = L$, d. h. nimmt man an, daſs die Maschine ohne Expansion arbeitet, so erhält man $P' = Q$, wie es auch seyn soll.

§. 517. Um nun auch noch die zweite (im §. 513 erwähnte) Relation zu finden, welche ausdrückt, daſs die erzeugte Dampfmenge der verbrauchten gleich ist, so sey S das in der Zeiteinheit, z. B. in 1 Minute verdampfte und auch dem Cylinder zugeführte Wasservolumen, so wird das daraus entstehende Dampfvolumen unter dem Drucke P' nach der obigen Gleichung s) (§. 515) $= \frac{S}{n + mP'}$. Von der andern Seite ist die während eines Kolbenganges verbrauchte Dampfmenge $= F(l+a)$, folglich jene für 1 Minute $= NF(l+a)$, wenn während einer Minute N Kolbengänge Statt finden, oder da, wenn v die mittlere Kolbengeschwindigkeit per Minute bezeichnet, $v = NL$, daher $N = \frac{v}{L}$ ist, auch, wenn man diese beiden Dampfmengen einander gleich setzt:

$$\frac{S}{n+mP'} = v \frac{F(l+a)}{L} \;\ldots\; (b$$

als zweite Hauptrelation.

Eliminirt man nun P' aus diesen beiden Gleichungen $a)$ und $b)$, so erhält man als gesuchte Relation:

$$v = \frac{S}{F} \cdot \frac{1}{n + mQ} \left[\frac{l}{l+a} + Logn \frac{L+a}{l+a} \right] \ldots (1.$$

§. **518.** Die in der vorhergehenden Formel vorkommende Gröfse Q, nämlich der bei der Bewegung des Kolbens auf dessen Flächeneinheit Statt findende Widerstand besteht eigentlich aus drei Theilen: dem aus der Bewegung der Nutzlast entstehenden Widerstand $= q$, aus dem aus der eigenen Reibung entspringenden Widerstand $= f + \alpha q$, wo f die Reibung der leeren Maschine und α der Zuwachs für die Einheit der Nutzlast ist, und endlich drittens aus dem Gegendruck auf den Kolben von Seite des Condensators, oder wenn keiner vorhanden, von Seite der Atmosphäre $= p$, wobei sich alle diese Widerstände ebenfalls wieder auf die Flächeneinheit beziehen, so, dafs also $Q = (1 + \alpha) q + f + p$ gesetzt werden kann. Setzt man nun Kürze halber:

$$\frac{l}{l+a} + Logn \frac{L+a}{l+a} = k,$$

so geht bei diesem Werthe von Q die vorige Gl. 1) über in folgende:

$$v = \frac{S}{F} \cdot \frac{k}{n + m[(1+\alpha) q + f + p]} \ldots (2.$$

Diese Relation zeigt, dafs die Geschwindigkeit des Kolbens von der Dampfspannung P im Kessel ganz unabhängig, dagegen wesentlich von der Dampfmenge S, welche der Kessel in der Zeiteinheit liefert, so wie von dem der Kolbenbewegung entgegenwirkenden Widerstande $(1+\alpha) q + f + p$ abhängig sey.

§. **519.** Bestimmt man umgekehrt aus dieser Formel 2) die Gröfse der Nutzlast Fq, welche die Maschine mit einer gegebenen Geschwindigkeit v bewegen kann, so findet man:

$$Fq = \frac{Sk}{(1+\alpha) mv} - \frac{F}{1+\alpha} \left(\frac{n}{m} + f + p \right) \ldots (3.$$

§. **520.** Sucht man dagegen die nöthige Verdampfungskraft des Kessels per Minute, damit der Kolben einen gegebenen Widerstand mit einer bestimmten Geschwindigkeit v bewegen kann; so hat man aus den Gleichungen 2) und 3):

$$S = Fv \cdot \frac{n + m[f + p + (1+\alpha) q]}{k} \ldots (4.$$

Da S das Wasservolumen bezeichnet, welches in einer Minute verdampfen und dem Cylinder zugeführt werden mufs, so wird man auch leicht die nöthige Heizfläche des Kessels nach §. 496 bestimmen können, wenn man zu der wirksamen Dampfmenge S auch noch den durch die Sicherheitsventile entstehenden Verlust an Dampf hinzurechnet.

§. 521. Um den per Minute Statt findenden Nutzeffect $E = Fqv$ durch die obigen Gröſsen auszudrücken, darf man nur die Gleichung 2) mit Fq, oder jene 3) (der nächst vorhergehenden Paragraphe) mit v multipliciren, wodurch man beziehungsweise die beiden Ausdrücke erhält:

$$E^{\text{F. Pf.}} = Fqv = \frac{S q k}{n + m[(1+\alpha) q + f + p]} \; . \; . \; . \; (5,$$

$$E^{\text{F. Pf.}} = Fqv = \frac{Sk}{(1+\alpha)m} - \frac{Fv}{1+\alpha}\left(\frac{n}{m} + f + p\right) \; . \; . \; . \; (5',$$

und in Pferdekräften ausgedrückt ist:

$$E^{\text{Pferde}} = \frac{E^{\text{F. Pf.}}}{25800} \; . \; . \; . \; (6.$$

Hat die Maschine per Minute (zur Verdampfung des Wassers vom Volumen S) N Pfunde Brennmateriale consumirt, so ist in 5) oder 5') zugleich der Nutzeffect für N Pfunde Brennmateriale ausgedrückt, woraus sofort folgt, daſs der Nutzeffect aus 1 Pfund Brennmateriale $= \frac{E}{N}$ ist.

Eben so wird der durch die Verdampfung von 1 Kubikfuſs Wasser hervorgebrachte Nutzeffect durch $\frac{E}{S}$ ausgedrückt, wobei E in beiden Fällen den Werth aus den genannten Gleichungen 5), 5') oder 6) hat.

Anmerkung. Der Ausdruck 5') zeigt, daſs der Nutzeffect am gröſsten wird, wenn die Geschwindigkeit v am kleinsten ist; aus der obigen Relation b) (§. 517) ersieht man aber, daſs v am kleinsten wird, wenn P' am gröſsten ist. Da nun P' niemals gröſser als P seyn kann, so wird die Bedingungsgleichung $P' = P$, wofür die kleinste Kolbengeschwindigkeit:

$$v' = \frac{S}{(n + mP)F} \cdot \frac{L}{l + a},$$

oder wenn ω das relative Volumen des Dampfes unter dem Drucke P bezeichnet $\left(\text{wofür } \omega = \frac{1}{n + mP}, \text{ §. 515, } s\right)$, auch:

$$v' = \frac{\omega S}{F} \cdot \frac{L}{l + a}$$

wird, sofort dem Maximum des Nutzeffectes E entsprechen. Zugleich ist ersichtlich, daſs die diesem Effecte entsprechende Geschwindigkeit v' im geraden Verhältnisse der Verdampfungsfähigkeit S des Kessels und im umgekehrten der Kolbenfläche F stehe.

Setzt man ferner diesen Werth von v' für v in der Formel 3) (§. 519), so erhält man die dem Maximum des Nutzeffectes entsprechende Belastung

$q = q'$ für die Flächeneinheit des Kolbens, und diese Belastung q' ist zugleich [wie diese Formel 3) zeigt, indem q darin um so gröfser wird, je kleiner v ist] die gröfste, welche die Maschine überwinden kann, so, dafs also die Maschine am vortheilhaftesten arbeitet, wenn man dieselbe mit der kleinsten Geschwindigkeit und gröfsten entsprechenden Belastung wirken läfst.

Bestimmt man durch die Substitution von v' und q' den gröfsten Nutzeffect $E' = F q' v'$, so ersieht man sogleich, dafs dieser lediglich (oder wenigstens wesentlich) von der Verdampfungskraft S des Kessels und dem Drucke P abhängt, unter welchem sich der Dampf im Kessel bildet, so, dafs also weder der Durchmesser des Dampfcylinders noch die Länge des Kolbenlaufes (wenn nämlich die Maschine ohne Expansion arbeitet) hierauf Einflufs hat.

Endlich kann auch die durch die genannte Substitution für die gröfste Belastung q' entstehende Gleichung noch zur Bestimmung der Reibung f im leeren Zustande der Maschine, so wie zur Bestimmung von $1 + \alpha$ oder α benützt werden, wenn man den Druck P im Kessel in beiden Fällen so weit, z. B. bis P' und P'', abnehmen läfst, dafs im erstern dafür die blofse Reibung f, und im letztern die willkürliche vorhandene Belastung q'' als gröfste Last für die Maschine erscheint, und wenn man in der Gleichung 3) (§. 519) im erstern Falle $P = P'$, $q = 0$ und im letztern $P = P''$, $q = q''$ setzt und daraus beziehungsweise f (Reibung der Maschine ohne Last) und α (Zunahme der Reibung für die Einheit der Belastung) bestimmt.

§. 522. Arbeitet die Maschine mit Expansion und ist das Verhältnifs der Länge des Kolbenganges vor der Absperrung zum ganzen Kolbenlauf nicht im Voraus gegeben; so kann man fragen, bei welchem Verhältnifs der Absperrung das absolute Maximum des Nutzeffectes eintritt? Aus der Gleichung, welche das Maximum des Nutzeffectes ausdrückt, findet man dafür:

$$l : L = \frac{1}{n + mP} : \frac{1}{n + m(p + f)},$$

und diefs ist (§. 515, s) zugleich das Verhältnifs der relativen Volumina des unter dem Drucke P und jenem $p + f$ gebildeten Dampfes.

Es darf dabei nicht übersehen werden, dafs die dem absoluten Maximum des Nutzeffectes entsprechende Belastung q keineswegs auch die gröfstmögliche sey, sondern, dafs diese letztere $l = L$ seyn, d. h. die Maschine ohne Expansion arbeiten müsse.

§. 523. Zur leichtern Anwendung der obigen Formeln von 1) bis 6) und zu ihrer numerischen Berechnung gibt *Pambour*, bei Voraussetzung des freien Raumes von $a = \cdot 05\,L$ für Kurbelmaschinen mit Schwungrädern (bei den übrigen ist es räthlich $a = \cdot 1\,L$ zu setzen), folgende Tabelle:

Tafel
zur numerischen Berechnung der vorigen Formeln von 1) bis 6).

Werth des Verhältnisses $l : L$ oder $\frac{l}{L}$:	Entsprechender Werth des Bruches $\frac{L}{l+a}$:	Entsprechender Werth von k oder $\frac{l}{l+a} + Log n \frac{L+a}{l+a}$:
·10	6·667	2·613
·11	6·250	2·569
·12	5·882	2·526
·13	5 556	2·485
14	5·263	2·446
·15	5·000	2·408
·16	4·762	2·371
·17	4·546	2·336
·18	4·348	2·301
19	4·167	2·268
·20	4·000	2·235
·21	3·846	2·203
·22	3·704	2·173
·23	3·571	2·142
24	3·448	2·114
·25	3·333	2·085
·26	3·226	2·059
·27	3·125	2·032
·28	3·030	2·006
·29	2·941	1·980
·30	2·857	1·955
·31	2·778	1·931
·32	2·703	1·908
·33	2·632	1·884
·34	2·564	1·862
·35	2·500	1·840
·36	2·439	1·818
·37	2·381	1·797
·38	2·326	1·776
·39	2·273	1·755
·40	2·222	1 736
·41	2·174	1 716
·42	2·128	1·697
·43	2·083	1·678
·44	2·041	1·660
·45	2·000	1·642
·46	1·961	1·624
·47	1·923	1·606
·48	1·887	1·589
·49	1·852	1·572
·50	1·818	1·555
·51	1·786	1·539
·52	1·754	1·523

Werth des Verhältnisses $l:L$ oder $\frac{l}{L}$:	Entsprechender Werth des Bruches $\frac{L}{l+a}$:	Entsprechender Werth von k oder $\frac{l}{l+a} + Log n \frac{L+a}{l+a}$:
·53	1·724	1·507
·54	1·695	1·491
·55	1·667	1·476
·56	1·639	1·461
·57	1·613	1·445
·58	1·587	1·431
·59	1·563	1·417
·60	1·539	1·402
·61	1·515	1·388
·62	1·493	1·374
·63	1·471	1·361
·64	1·449	1·347
·65	1·429	1·334
·66	1·409	1·321
·67	1·389	1·308
·68	1·370	1·295
·69	1·351	1·282
·70	1·333	1·269
·71	1·316	1·257
·72	1·299	1·240
·73	1·282	1·233
·74	1·266	1·221
·75	1·250	1·210
·76	1·235	1·197
·77	1·220	1·186
·78	1·205	1·175
·79	1·191	1·164
·80	1·177	1·152
·81	1·163	1·141
·82	1·149	1·131
·83	1·136	1·119
·84	1·123	1·109
·85	1·111	1·099
·86	1·099	1·088
·87	1·087	1 078
·88	1·075	1·067
·89	1·064	1·057
·90	1·053	1·047

§. 524. Um von den bisher aufgestellten Formeln eine Anwendung zu zeigen, so soll zuerst für Hochdruckmaschinen ohne Condensation bemerkt werden, dafs man $p = 12·8$ Pfund für den Wiener Quadratzoll und nach den Versuchen von ***Pambour*** (welche zwar nur bei Locomotiven gemacht wurden, aber auch hier ihre Anwendung finden) $f = 1$ Pfund auf den englischen Quadratzoll oder auf den Wiener Quadratfuſs bezogen (weil man lieber den Fuſs zur Einheit nimmt), $f = 125$ Pfund und $\alpha = \cdot 14$ setzen kann. Da man ferner bei diesen Maschinen $a = \frac{1}{20} L$ setzt, so ist $\frac{L+a}{L} = \frac{21}{20} = 1\cdot 05$ oder $k = \frac{1}{1\cdot 05}$; ferner ist nach §. 515 für diese Maſseinheit $n = \cdot 0001421$ und $m = \frac{\cdot 0^4 38016}{144} = \cdot 0^6 264$ (d. i. $= \cdot 000000264$, wenn P auf den Wiener Quadratfuſs bezogen wird).

Beispiel. Bei einer solchen Hochdruckmaschine hat der Cylinder (alles in englischem Maſs und Gewicht) 17 Zoll im lichten Durchmesser, der Kolbenlauf oder die Hubhöhe beträgt 16 Zoll, die wirksame Verdampfung des Kessels ·67 Kubikfuſs per Minute, so wie die Koks-Consumtion in dieser Zeit 8 Pfund, endlich der Dampfdruck im Kessel 65 Pf. auf 1 Quadratzoll.

Auf das Wiener Maſs und Gewicht reducirt ist demnach für dieses Beispiel $D = 16\cdot 39$ Zoll oder $F = 1\cdot 46$ Quadratfuſs, $L = 1\ 286$ Fuſs, $S = \cdot 6$ Kubikfuſs (per Minute), $P = 56\cdot 614 \times 144$ Pfund und $p = 12\cdot 8 \times 144$ (auf 1 Quadratfuſs). Mit diesen Werthen findet man für die dem Maximum des Nutzeffectes entsprechende Geschwindigkeit (§. 521, Anmerkung): $v' = \frac{S}{F(n + m P)} \cdot \frac{1}{1\cdot 05} = 170\frac{1}{2}$ Fuſs per Minute. Die gröſste dem Maximum des Nutzeffectes entsprechende Belastung dagegen ist:

$$F q' = \frac{F}{1+\alpha}(P - f - p) = 7920 \text{ Pfund},$$

folglich hat man für den dem Maximum entsprechenden Nutzeffect, wenn man nur $v' = 170$ Fuſs setzt: $E = F q' v' = 7920 \times 170 = 1346400^{\text{F. Pf.}}$ per Minute oder $\frac{1346400}{60 \times 430} = 52\frac{1}{5}$ Pferdekraft. (Für $v = 170\frac{1}{2}$ Fuſs dagegen ist $E = 52\frac{2}{5}$ Pferdekraft.) Der Nutzeffect für 1 Pfund verbrannter Kokes ist $\frac{1346400}{8} = 168300^{\text{F. Pf.}}$ per Minute $= \frac{52\cdot 2}{8} = 6\frac{1}{2}$ Pferdekraft (wenn man nämlich die englische Zahl 8 nicht weiter reducirt). Der Nutzeffect aus 1 Kubikfuſs verdampften Wassers ist $\left(\text{wegen} \frac{1346400}{60} = 22440\right)$

$$\frac{22440}{\cdot 6} = 37400^{\text{F. Pf.}} = \frac{52\cdot 2}{\cdot 6} = 87 \text{ Pferdekräfte.}$$

Der für 1 Pferdekraft verbrauchte Brennstoff (hier Kokes) beträgt $\frac{8}{52\cdot 2} = \cdot 153$ Pfunde, und das verbrauchte oder verdampfte Wasser $\frac{\cdot 6}{52\cdot 2} = \cdot 0115$ Kubikfuſs.

Nimmt man anstatt der kleinsten, d. i. dem Maximum des Nutzeffectes entsprechenden Geschwindigkeit (von 170 Fuſs per Minute), irgend eine andere, z. B. $v = 200$ und 280 Fuſs (kleiner als 170 Fuſs kann man v schon defshalb nicht nehmen, weil dafür die Ladung $Fq > FP$, d. i. gröfser als der Dampfdruck im Kessel seyn müfste), so findet man beziehungsweise $E = 48{\cdot}76$ und $38{\cdot}75$ Pferdekräfte, nämlich (§. 519, 3) $Fq = 6290{\cdot}3$ und $3570{\cdot}6$ Pfund.

Anmerkung. Nach der gewöhnlichen Theorie, d. i. nach der Formel 1), §. 505, wäre für $v = 170$, also $n = \frac{170}{1{\cdot}286} = 132$, sofort $E = k\,60{\cdot}6$ Pferdekräfte, so, dafs man also hier nicht (wie es nach §. 509 seyn sollte) $k = {\cdot}6$ (womit man nur 36 Pferdekräfte erhalten würde), sondern $= {\cdot}86$ setzen müfste, um eine Übereinstimmung mit dem hier gefundenen Resultate zu erhalten. Für die beiden übrigen Werthe von $v = 200$ und 280 dagegen, wofür $n = 155{\cdot}5$ und $217{\cdot}7$ zu setzen ist, müfste man beziehungsweise, um eine Übereinstimmung zu erhalten (weil $E = 71{\cdot}4\,k$ und $100\,k$ wird) $k = {\cdot}68$ und ${\cdot}39$ setzen, was wohl am besten die Unhaltbarkeit dieser Reductionscoefficienten beweisen dürfte.

§. 525. Nehmen wir als zweiten Fall die *Watt*'sche doppelt wirkende Niederdruckmaschine, welche mit Condensation, aber ohne Expansion arbeitet.

Pambour bemerkt richtig, dafs obschon bei einer guten Condensirung die Dampfspannung im Condensator nur $1\frac{1}{2}$ Pfund englisch auf den englischen Quadratzoll beträgt, der Gegendruck auf den Kolben, auf seinen ganzen Lauf bezogen, dennoch für gewöhnlich zu 4 Pfund auf den Quadratzoll gerechnet werden kann, weil diese geringere Spannung von $1\frac{1}{2}$ Pfund nicht gleich im ersten Augenblicke, sondern nur erst allmälig eintritt. Ferner bemerkt *Pambour*, dafs bei den kleinern Maschinen die Reibung, bei geringer Belastung der Maschine auf $2\frac{1}{2}$, dagegen bei den gröfsern (auch sorgfältiger ausgeführten) Maschinen nur zu $1\frac{1}{2}$ Pfund per Quadratzoll der Kolbenfläche angeschlagen werden könne (worin auch schon die nöthige Kraft zur Bewegung der Luft- und Speisepumpen u. s. w. begriffen ist), und dafs nach seinen Versuchen die Reibungszunahme $\frac{1}{7}$ der (gewöhnlich 8 Pfund auf den Quadratzoll betragenden) Belastung ausmache, dafs man daher die Reibung bei diesen *Watt*'schen Dampfmaschinen ohne Belastung (d. i. im leeren Zustande) von $1\frac{1}{2}$ bis $\frac{1}{2}$ Pfund herab per Quadratzoll der Kolbenfläche annehmen könne, und zwar gelte die erstere Zahl für die kleinern nicht 10 Pferdekräfte übersteigenden, die letztere oder kleinere Zahl für die gröfsern bis 100 Pferdekräfte betragenden Maschinen, so, dafs man für jene von mittlerer Gröfse diese Reibung zu 1 Pfund per Quadratzoll der Kolbenfläche anschlagen kann; dadurch wird (auf englisches Mafs und Gewicht bezogen) $f = 1 \times 144$ oder auf das Wiener

Maſs und Gewicht und auf den Quadratfuſs bezogen $f = 125$; ferner kann man eben so wie oben $\alpha = \cdot 14$ setzen.

Da ferner $a = \frac{1}{20} L = \cdot 05\, L$ und (§. 515) $n = \cdot 0^4 4227$, so wie (auf den Quadratfuſs bezogen) $m = \cdot 0^6 296$ ist; so hat man auch hier wieder $k = \frac{L}{L + a} = \frac{1}{1\cdot 05}$.

Beispiel. Bei einer doppelt wirkenden derartigen Maschine (von *Watt* selbst in London ausgeführt) hat der Cylinder 34 Zoll im Durchmesser (wieder englisches Maſs und Gewicht), der Kolbengang beträgt 8 Fuſs, der freie Raum im Cylinder $^1/_{20}$ des Kolbenganges, der Dampfdruck im Kessel $16^1/_2$ Pfund auf den Quadratzoll, die wirksame Verdampfung des Kessels ·927 Kubikfuſs per Minute und der Steinkohlenverbrauch in dieser Zeit 6·71 Pfund.

Dieſs gibt auf das Wiener Maſs und Gewicht bezogen, $D = 32\cdot 79$ Zoll oder $F = 5\cdot 861$ Quadratfuſs, $L = 7\cdot 714$, $P = 14\cdot 38 \times 144$, $p = 3\cdot 5 \times 144$, $S = \cdot 83$ und $N = 5^1/_2$, so, daſs also, wegen $k = \frac{L}{L + a} = \frac{1}{1\cdot 05}$, die dem gröſsten Nutzeffect entsprechende Geschwindigkeit:

$$v' = \frac{S}{F(n + m P)} \cdot \frac{1}{1\cdot 05} = 206$$

(genauer $205^3/_4$) Fuſs ist.

Die diesem Nutzeffecte entsprechende gröſste Belastung ist:

$$F q' = \frac{F}{1 + \alpha}(P - p - f) = 7416 \text{ Pfund},$$

folglich ist der gröſste Nutzeffect selbst $E = F q' v' = 205\cdot 74 \times 7416 = 1525775^{\text{F. Pf.}}$ per Minute oder nahe 59 Pferdekräfte.

Ferner findet man auf dieselbe Weise, wie im vorigen Beispiel, den Nutzeffect für 1 Pfund Brennmateriale $= \frac{E}{5\cdot 5} = 10^3/_4$ Pferdekraft, jenen für 1 Kubikfuſs verdampften Wassers $= 71$ Pferdekraft u. s. w.

Läſst man diese Maschine beziehungsweise mit 286 und 256 Fuſs englisch, d. i. mit 275·7 und 246·8 Wiener Fuſs Geschwindigkeit per Minute (anstatt der vorigen von 206 Fuſs) arbeiten, so findet man den entsprechenden Nutzeffect in diesen beiden Fällen nur = 48·4 und 53 Pferdekräfte (es ist nämlich für diese beiden Geschwindigkeiten beziehungsweise $F q = 4526\cdot 8$ und $= 5552\cdot 6$), wodurch also auch der Aufwand an Brennmateriale per Pferdekraft gröſser, die Nutzleistung von 1 Pfund Brennmateriale, so wie von 1 Kubikfuſs verdampften Wassers u. s. w. (da S denselben Werth beibehält) dagegen kleiner als im vorigen, dem absoluten Maximum des Nutzeffectes entsprechenden Falle ist.

Berechnet man endlich den Nutzeffect dieser Maschine nach der gewöhnlichen Theorie (§. 505) für die Geschwindigkeit des Kolbens von 206 Fuſs, wofür $n = \frac{206}{7\cdot 714} = 26\cdot 7$ wird, so müſste man (da $E = k\, 86\cdot 1$ Pferdekraft wird), um die 59 Pferde herauszubringen, den Reductionscoefficienten $k = \cdot 69$ setzen (indem der dort angegebene Werth von $\cdot 6$ nur $51\cdot 6$ Pferde geben würde). Eben so findet man für die beiden übrigen erwähnten Geschwindigkeiten von $v = 275\cdot 7$ und $246\cdot 8$, wofür $n = 35\cdot 74$ und $31\cdot 99$, und damit $E = 115\cdot 3\,k$ und $103\,k$ Pferde wird, beziehungsweise $k = \cdot 425$ und $\cdot 515$.

§. 526. Bei der sogenannten *Cornwall*'schen doppelt wirkenden Maschine erhält der Dampf im Kessel gewöhnlich eine absolute Spannung von $3\frac{1}{2}$ Atmosphären, und wird dieser zugleich mit Expansion benützt und condensirt. Da hier der Cylinder gröfser als bei den Maschinen ohne Expansion ist, so nimmt *Pambour* die Reibung nur halb so grofs, d. i. auf den englischen Quadratfufs der Kolbenfläche zu $\frac{1}{2} \times 144 = 72$ Pfund an, während die übrigen Gröfsen wie bei der *Watt*'schen Maschine angenommen werden.

Für den Fall des gröfsten Nutzeffectes bei einer beliebigen Expansion (das relative Maximum) hat man für die Kolbengeschwindigkeit (per Minute):

$$v' = \frac{L}{l+a} \cdot \frac{S}{F} \cdot \frac{10000}{\cdot 4227 + \cdot 00296\,P} \ldots (1,$$

und für die entsprechende gröfste Belastung:

$$Fq' = \frac{F}{1+\alpha} \cdot \frac{l+a}{L} k(142\cdot 5 + P) - \frac{F}{1+\alpha}(142\cdot 5 + p + f) \ldots (2,$$

wobei $f = \frac{125}{2} = 62\cdot 5$, $1 + \alpha = 1\cdot 14$ und wieder $a = \cdot 05\,L$, und $p = 3\cdot 5 \times 144$ zu setzen, so wie endlich k für die gegebene Expansion $\frac{l}{L}$ aus der Formel:

$$k = \frac{l}{l+a} + Logn\,\frac{L+a}{l+a} \ldots (m$$

zu berechnen, oder einfacher aus der obigen Tabelle (in §. 523) zu nehmen ist.

Um jedoch das absolute Maximum des Nutzeffectes dieser Maschine zu erhalten, mufs die Gröfse oder das Verhältnifs der Expansion aus der Gleichung:

$$\frac{l}{L} = \frac{142\cdot 8 + p + f}{142\cdot 8 + P} \ldots (3$$

bestimmt und der dafür gefundene Werth in den vorigen Ausdrücken von v' und Fq' substituirt werden, um die diesem absoluten Maximum entsprechende Kolbengeschwindigkeit und Belastung der Maschine, wie endlich damit diesen absolut gröfsten Nutzeffect $E = Fq'v'$ selbst zu erhalten.

Im Falle man die Leistung dieser Maschine für irgend eine Kolbengeschwindigkeit und Expansion bestimmen will, mufs man in die allgemeine Formel von v und damit in jene von Fq gehen und dabei den dem betreffenden Verhältnifs von $\frac{l}{L}$ entsprechenden Coefficienten k direct (aus Gl. m) berechnen oder aus der Tabelle (§. 523) nehmen.

Beispiel. Es sey bei einer solchen Maschine (in englischem Mafs und Gewicht) der Durchmesser des Cylinders oder Kolbens = 48 Zoll, der Kolbenlauf = 10 Fufs, der Dampfdruck im Kessel = 50 und der Gegendruck = 4 Pfund auf den Quadratzoll. Der Dampf werde abgesperrt, sobald der Kolben den vierten Theil seines Laufes zurückgelegt hat und die wirksame Verdampfung des Kessels betrage per Minute ·927 Kubikfufs Wasser, so wie das Consumo an Brennmateriale während dieser Zeit 6·71 Pfund.

Auf das Wiener Mafs und Gewicht reducirt, ist sonach $D = 3{\cdot}857$ Fufs, also $F = 11{\cdot}684$ Quadratfufs, $L = 9{\cdot}642$ Fufs, $l = \frac{1}{4} L$, $P = 43{\cdot}55 \times 144 = 6271{\cdot}2$, $p = 3{\cdot}5 \times 144 = 504$, $S = {\cdot}833$, $f = 62{\cdot}5$, $1 + \alpha = 1{\cdot}14$ und aus der obigen Tabelle (§. 523) oder nach der Formel m), §. 526, wegen $a = {\cdot}05\,L$, sofort $k = 2{\cdot}085$, folglich nach den betreffenden Formeln 1) und 2): $v' = 125$ Fufs, $Fq' = 33868$ Pfund, und daher $E = 33868 \times 125 = 4233500^{\text{F. Pf.}} = \frac{4233500}{60 \times 430} = 164$ Pferdekräfte.

Bei derselben Expansion und allen übrigen Verhältnissen mit Ausnahme der dem relativen Maximum entsprechenden Geschwindigkeit v' fände man z. B. für $v = 200$ Fufs per Minute, $Fq = 19779{\cdot}6$ Pfund, daher $E = 153\frac{1}{3}$ Pferdekraft.

Sucht man dagegen das absolute Maximum, d. h. überhaupt den gröfsten Nutzeffect bei verschiedenen Expansionsverhältnissen, so findet man zuerst nach Gleichung 3) (gegenwärtigen Paragraph) $\frac{l}{L} = {\cdot}11$, dann aus m) (gegenwärtigen Paragraph) $k = 2{\cdot}5689$, damit aus 1) $v' = 234{\cdot}58$ Fufs, aus 2) $Fq' = 19762$ Pfund, und daher als absolutes Maximum $E = 179{\cdot}68$ Pferdekräfte.

Man überzeugt sich leicht, dafs für jedes andere Absperrungsverhältnifs von $\frac{l}{L} \gtrless {\cdot}11$ in beiden Fällen das relative Maximum von E kleiner als das so eben gefundene absolute Maximum sey.

Nach der gewöhnlichen Theorie, nämlich nach der obigen Gleichung 1), §. 505, findet man, wegen $q = 1{\cdot}6 \times 144$, $n = 25{\cdot}5$ u. s. w. mit den übrigen Werthen $E = k\,228{\cdot}9$ Pferdekräfte, so, dafs man hier $k = 179{\cdot}68 : 228{\cdot}9 = {\cdot}78$ setzen müfste.

Locomotivmaschinen.

§. 527. Ohne in eine detaillirte Beschreibung und Erklärung der Locomotive eingehen zu können, welche in den eigends dafür geschriebenen Werken (wie z. B. in *Pambour's* sehr practischen Abhandlung) zu finden ist, soll mit Hilfe der Figuren 288, 288.*a* . . . 288.*h*, welche der Reihe nach die Längenansicht, die hintere Ansicht, den Längendurchschnitt, die vordere Ansicht, den Grundriſs des Gestelles, einen vordern Querschnitt, einen hintern Querschnitt, die Steuerung mit einem Längenschnitt durch einen Cylinder und die Speispumpe darstellen, nur so viel darüber bemerkt werden, als zum Verstehen der nachstehenden Formeln unumgänglich nothwendig ist.

Um von den gewöhnlich vorhandenen 6 Rädern (die neuern groſsen Maschinen erhalten sogar 8 Räder, nämlich 4 kleinere am Vordergestell und 4 grössere, welche zusammengekuppelt werden) die beiden Treibräder *a*, *a*, die auf ihrer gemeinschaftlichen Achse festgekeilt sind, umzudrehen, durch deren Adhäsion an die Eisenbahnschienen das Locomotiv sammt der angehängten Last fortgeführt, oder der ganze Train in Bewegung gesetzt wird, bringt man zwei liegende (oder etwas weniges geneigte) Dampfcylinder *A*, *A* an, deren Kolben *b* mittelst der Kolben- und Lenkstangen *d* und *e* entweder (nach englischem System) mit der Achse der Treibräder, die zu zwei unter einander einen rechten Winkel bildenden Krummzapfen abgekröpft ist, oder (nach dem amerikanischen und jetzt immer mehr angewendeten Systeme) bei auswärts liegenden Cylindern unmittelbar mit den Treibrädern durch Kurbelwarzen (einem in jedem Treibrade befestigten Bolzen) *s* dergestalt in Verbindung, daſs durch die Hin- und Herbewegung der Dampfkolben die Kurbelachse mit den Treibrädern, oder im letztern Falle (in welchem diese Achse gerade oder ungekröpft bleibt) die Treibräder unmittelbar umgedreht werden, wobei der eine Kolben gerade seinen halben Lauf gemacht, die entsprechende Kurbelwarze also gerade die vortheilhafteste Stellung hat, wenn der andere am Anfange oder Ende seines Laufes ist, die betreffende Kurbelwarze (in welche die Kolbenstange eingehängt ist), also im sogenannten todten Puncte steht.

Zur Bewegung des Dampfschiebers *m* (Fig. 288.*g*) bei jedem der beiden Cylinder befinden sich auf der Achse der Treibräder gewöhnlich zwei excentrische Scheiben *t*, *t* (wovon die eine zur Umkehrung der Bewegung dient), bei welchen die Excentricitätslinien mit der entsprechenden Kurbel nahe einen rechten Winkel bilden, so, daſs die 4 Hauptstellungen einer Kurbel *s*, einer der zugehörigen Excentric *t*, des Kolbens *b* und Dampfschiebers *m* in der Art Statt finden, wie sie in Fig. 289. *A*, *B*, *C* und *D* dargestellt sind, wobei jedoch das sogenannte Voreilen des Schiebers absichtlich nicht angegeben ist; so ist nämlich in der Stellung *B*, wo der Kolben seinen Lauf vollendet hat und beide Canäle *k* und *l* geschlossšn erscheinen, durch dieses Voreilen der Canal *k* schon etwas für den einströmenden, und jener *l* für den ausströmenden Dampf geöffnet; dasselbe findet auch in der Stellung *D*, nur in umgekehrter Ordnung Statt.

Durch einen zweiten auf dem erstern liegenden und aus zwei Theilen bestehenden Schieber, welche durch die Drehung einer Spindel mittelst des Schnecken- oder Stirnrädchens *g* (vom Stande des Locomotivführers aus), welche mit einem rechten und linken Gewinde versehen ist, zusammen- oder aus einander geschoben werden können, bewirkt man in der neuern Zeit auch eine Art von variabler Expansion.

Was die Steuerung des Dampfschiebers oder der Dampfschublade *m* mittelst der einen, oder wenn man die Bewegung der Maschine umkehren (*reversiren*) will, mit der zweiten Excentric *t* betrifft, so findet diese in der gezeichneten Stellung (in welcher das Locomotiv vorwärts geht) durch die mit ihrem Halsband in die erste Excentric eingelegte Schubstange ω Statt, welche in die Warze *i* des um *c* drehbaren Hebels, dessen Endpunct *v* mit diesem Dampfschieber in Verbindung steht, eingehängt ist. Soll nun die vorwärtige Bewegung der Maschine in die rückwärtige verwandelt werden, so schiebt der Führer die in seinem Bereiche liegende Stange *h* nach vorwärts, wodurch der um *o* drehbare Winkelhebel die Schubstange ω aus der Warze *i* auslöst und dafür jene mit der zweiten Excentric in Verbindung stehende ω′ mit ihrer Gabel in dieselbe Warze einlegt; weil aber diese zweite gegen die erste Excentric um eine halbe Umdrehung verschoben ist (hat die eine z. B. ihren Vorsprung nach vorwärts, so hat ihn die andere gerade nach rückwärts), so stellt sich, wenn z. B. der Kolben in der Stellung *A* (Fig. 289) eben im Vorwärtsgehen begriffen war, durch dieses Reversiren der Dampfschieber aus dieser Lage in *A* plötzlich in jene, welche in *C* dargestellt ist, wodurch der Kolben augenblicklich die rückgängige Bewegung annimmt und dadurch auch die Bewegung der Treibräder umkehrt.

Aus Fig. 288. *e* sind die beiden Röhren *q*, *q* ersichtlich, welche den bereits gewirkten Dampf aus den Cylindern durch das Blasrohr *r* in den Schornstein und von da in die Atmosphäre abführen. Da die Blasrohröffnung verhältnifsmäfsig klein ist, so mufs der Dampf mit grofser Geschwindigkeit ausströmen und im Schornstein bei jedem Stofs eine Art Vacuum erzeugen, welches augenblicklich wieder durch die durch den Rost *u* und die Feuerröhren *x* strömende Luft ausgefüllt wird und dadurch dieselbe Wirkung wie ein Gebläse hervorbringt; obschon also durch die enge Öffnung des Blasrohrs eine nicht unbedeutende Reaction des ausströmenden Dampfes auf den Dampfkolben entsteht, so läfst man sich diesen Kraftverlust dennoch gerne gefallen, weil es sonst unmöglich wäre, in einem verhältnifsmäfsig kleinen Kessel so aufserordentlich viel Dampf zu erzeugen. (In der neuern Zeit macht man die Blasrohröffnung durch Einsetzung einer beweglichen Klappe veränderlich, und zwar im Mittel von 3 bis 10 Quadratzoll.)

Sowohl im Längen- als Querdurchnitt (Fig. 288. *b* und Fig. 288. *f*) sieht man den aus starken Kupferplatten hergestellten Feuerkasten *B* mit dem Roste *u* und den hohlen Räumen *z*, *z*, welche mit Wasser bis auf die Höhe

$a\,a'$ gefüllt werden; auch sieht man, wie in diesem Feuerkasten, welcher die von 48 bis 62 Quadratfuſs betragende directe Feuerfläche bildet, die 11 bis 14 Fuſs langen und 2 Zoll im Durchmesser haltenden messingenen horizontal liegenden Röhren x, durch welche die Flamme zieht, während sie von auſsen ringsherum von Wasser umgeben sind, und sofort die von 700 bis 900 Quadratfuſs haltende indirecte Feuerfläche bilden, einmünden, während diese vorne im Rauchkasten E, welcher durch die Thüren F, F (Fig. 288. c) zugängig wird, ausmünden. Auch ersieht man aus diesem Längendurchschnitt nicht nur (durch die Richtung der Pfeile) wie die Luft zur Anfachung des Feuers von der vordern Seite des Aschenkastens D durch den Rost und die Röhren zieht, sondern man bemerkt auch, wie durch das Aufziehen des horizontal liegenden Schiebers oder sogenannten Regulators z, welcher durch die Zugstange 1 mit dem Hebel y in Verbindung steht, der im obern Kesselraum und besonders in dem Dome G angesammelte Dampf durch die Röhren 3 und 4 in die Cylinder, d. h. in ihre Dampfkammern gelangen kann; die sich darstellende eigenthümliche Form des Schornsteins rührt von dem in der neuern Zeit erfundenen Funkenapparate (mittelst welchem das feuergefährliche Funkenauswerfen beinahe gänzlich beseitigt oder wenigstens unschädlich gemacht wird) her, welcher oben aufgesetzt wird und wodurch die im Schornsteine aufsteigenden Funken, durch das conische Dach 15 aufgehalten, genöthigt sind, in einer durch 5 oder 6 Leitcurven (krumme Blechschaufeln wie beim *Fourneyron*'schen Kreiselrade) vorgezeichneten Richtung rund herum von der Seite m' auszutreten und in den durch den äuſsern Blechmantel gebildeten hohlen Raum o' zu fallen, aus welchem sie von Zeit zu Zeit durch das Thürchen 16 herausgenommen werden. Schlieſslich bemerkt man in demselben Durchschnitte das durch Druckfedern niedergehaltene Sicherheitsventil 5, so wie auch jenes 6, welches durch einen Hebel 7 (Fig. 288. a) und eine eingehängte Federwage 8 niedergedrückt wird; der Trichter 9 dient zum ersten Füllen des Kessels mit Wasser, indem dieser, während der Fahrt durch die beiden Speisepumpen 10 (Fig. 288), (wovon in der Regel nur immer eine in Thätigkeit ist), welche das Wasser mittelst der Röhren 11 und 12 aus dem Tender ziehen, ununterbrochen gespeist wird. In derselben Figur (288) ist auch der Sandkasten J angedeutet, aus welchem bei Glatteis die Schienen durch das Rohr 13 (auf einer wie auf der andern Seite) mit Sand bestreut werden. Daſs der Kessel endlich auch mit einem Wasserstandsglas, mit Probierhähnen, sowohl um sich von dem Wasserstande, als auch von der Thätigkeit der Pumpen (weſshalb die Ausmündung α, Fig. 288. h vorhanden) zu überzeugen, versehen wird, bedarf kaum einer Erwähnung.

§. 528. Die Locomotive sind Hochdruckmaschinen ohne Condensation und in der Regel auch ohne Expansion (welche erst in der neuesten Zeit mehr versucht und theilweise angewendet wird), so, daſs man also im Wesentlichen die obigen (in §. 524 erwähnten) Formeln darauf anwenden kann. Allein bei dem Umstande, daſs sich diese Dampfmaschine selbst mit fortbewegen mufs, dafs ferner, um die in dem verhältnifsmäfsig kleinen Kessel nöthige rasche Verbrennung des Brennmateriales zu bewirken, ein künstlicher Luftzug, bis jetzt immer noch durch das Entweichen des gebrauchten Dampfes durch ein enges Rohr (das Blasrohr) in den Schornstein, erzeugt werden mufs, so mufs nebst dem eigenen Gewichte der Maschine sammt dem zugehörigen Kohlen- und Wasserwagen (dem Tender) auch noch der Widerstand der Luft zur bewegenden Last (wodurch die Nutzlast um eben so viel vermindert wird) hinzugerechnet, und der aus dem Drucke der Atmosphäre entstehende Gegendruck auf die Kolben, noch um jenen Widerstand vermehrt werden, welcher durch die Reaction des aus dem Blasrohr ausgestofsenen Dampfes auf die Kolbenfläche entsteht.

§. 529. Bezeichnet man die zur eigenen Fortbewegung des Locomotives nöthige Kraft mit b, den Widerstand der Luft gegen den Wagenzug, welcher (§. 465) von dem Quadrat der Kolbengeschwindigkeit abhängig ist, mit rv^2, den vom Blasrohr herrührenden Widerstand, welcher nach den Versuchen von *Pambour* der einfachen Kolbengeschwindigkeit proportional ist, mit sv; so mufs man in den erwähnten Formeln $q + b + rv^2$ statt q, und $p + sv$ statt p setzen. Dadurch gehen die obigen Formeln (in den §§. 517 bis 521) mit Beibehaltung der übrigen Bezeichnung, und da man hier keine Expansion voraussetzt (im entgegengesetzten Falle würde nur noch die logarithmische Gröfse, die jetzt wegfällt, stehen bleiben und sonst gar keinen Unterschied oder eine Schwierigkeit machen), für die Locomotivmaschinen in folgende über:

Für den allgemeinen Fall ist:

$$\text{A.}\left\{\begin{aligned}
v &= \frac{S}{F}\cdot\frac{L}{L+a}\cdot\frac{1}{n+m\left[(1+\alpha)(q+b+rv^2)+f+p+sv\right]},\\
Fq &= \frac{L}{L+a}\cdot\frac{S}{m(1+\alpha)v}-\frac{F}{1+\alpha}\left(\frac{n}{m}+p+sv+f\right)-F(b+rv^2),\\
S &= \frac{L+a}{L}Fv\left[n+m(1+\alpha)(q+b+rv^2)+p+sv+f\right] \text{ und}\\
E &= Fqv.
\end{aligned}\right.$$

Für den Fall des Maximums des Nutzeffectes ist:

$$\text{B.}\left\{\begin{aligned}
v' &= \frac{L}{L+a}\cdot\frac{S}{F(n+mP)},\\
Fq' &= \frac{F}{1+\alpha}(P-p-sv'-f)-F(b+rv'^2),\\
S &= \frac{L+a}{L}Fv'(n+mP) \text{ und } E = Fq'v'.
\end{aligned}\right.$$

Ausserdem hat man noch nach der Constructionsart dieser Maschine, da durch einen Hin- und Hergang des Kolbens die Treibräder immer einen Umlauf machen, wenn L die Länge eines Kolbenlaufes und D der Durchmesser der Treibräder ist, für die Geschwindigkeit V der Maschine:

$$V = \frac{\pi D}{2 L} v = 1{\cdot}5708 \frac{D}{L} v \ldots (t.$$

§. **530.** Was nun die numerischen Werthe betrifft, so kann man nach den Versuchen von *Pambour* für die Reibung eines Locomotives mit nicht gekuppelten Rädern 1, und mit gekuppelten Rädern $1\frac{1}{4}$ Pfund (englisch) auf jeden Quadratzoll der Kolbenfläche setzen; nimmt man diesen letztern Werth, so beträgt die Reibung auf den englischen Quadratfuss $f = 1{\cdot}25 \times 144$ englische Pfund, oder auf den Wiener Quadratfuss bezogen $1{\cdot}25 \times {\cdot}8713 \times 144 = 156{\cdot}83$ W. Pfund. Ferner ist, wenn F in Quadratfuss, also auch P dem gemäss ausgedrückt wird (§. 515), $n = {\cdot}0^3 1421$ und $m = {\cdot}0^6 264$.

Bei einer mittlern Verdampfung und Dimension der Maschine und bei einer Geschwindigkeit von 10 englischen Meilen per Stunde, oder 150 Fuss Kolbengeschwindigkeit per Minute, beträgt der vom Blasrohr herrührende Druck oder Widerstand auf den Quadratzoll der Kolbenfläche $1\frac{3}{4}$ Pfund (*Pambour* findet nämlich per Quadratzoll ${\cdot}175\, v$ Pfund, wobei v die Geschwindigkeit der Maschine in englischen Meilen per Stunde bezeichnet), und da er im geraden Verhältniss mit der Geschwindigkeit v steht, so ist $s v = 1{\cdot}75 \times 144$ für $v = 150$, folglich:

$$s = \frac{1{\cdot}75 \times 144}{150},$$

oder auf das Wiener Mass und Gewicht reducirt, $s = 1{\cdot}5183$ Pfund auf den Quadratfuss.

Da ferner nach *Pambour's* Versuchen der Widerstand der Luft gegen einen Wagenzug von mittlerer Oberfläche und bei 10 Meilen Geschwindigkeit 33 Pfund beträgt, so wird, wenn v und V die Kolben- und Wagengeschwindigkeiten, und x den auf die Einheit der Kolbenfläche reducirten Luftwiderstand bezeichnet, sofort, wenn man unter F nur die eine Kolbenfläche versteht: $2 x F v = 33 V$, woraus (t, §. 529):

$$x = \frac{33}{2F} \frac{V}{v} = \frac{33}{2F} \cdot \frac{\pi D}{2L}$$

ist. Für die mittlern Dimensionen, nämlich für $D = 5$ Fuss (Cylinderdurchmesser $d = 1$ Fuss), $L = 16$ Zoll, wird die Kolbengeschwindigkeit (für $V = 10$ Meilen per Stunde) $v = 150$ Fuss per Minute (nämlich nahe 6 Mal kleiner als die Wagengeschwindigkeit), also ist auf den englischen Quadratfufs der Kolbenfläche $x = rv^2 = 124{\cdot}1$ englische Pf. oder $r = {\cdot}005515$, oder auf das Wiener Mafs und Gewicht reducirt, nahe genug $r = {\cdot}005$ Pfund auf den Quadratfufs der gesammten Kolbenfläche.

Beispiel. Bei einem Locomotiv der Liverpooler Eisenbahn fanden genau jene Dimensionen und Verhältnisse Statt, welche wir oben in dem Beispiele der Hochdruckmaschinen (§. 524) angenommen haben. Es ist nämlich dafür (auf das Wiener Mafs und Gewicht bezogen und beide Kolben zusammen als einen gerechnet) $d = 16{\cdot}39$ Zoll oder $F = 1{\cdot}46$ Quadratfufs, $L = 1{\cdot}286$ Fufs, $a = {\cdot}05\,L$, $S = {\cdot}6$ Kubikfufs (per Minute), $P = 56{\cdot}614 \times 144$ und $p = 12{\cdot}8 \times 144$ Pfund; ferner ist hier noch $f = 156{\cdot}83$, $1 + \alpha = 1{\cdot}14$, $r = {\cdot}005$, $s = 1{\cdot}5183$, und da *Pambour* $\frac{1}{320}$ des eigenen Gewichtes des Locomotives zur Fortbewegung desselben oder bei dieser Maschine 80 Pf. englisch rechnet, so macht diefs auf den Kolben reducirt, welcher sich (vorige Paragraph, t) 5·9 Mal langsamer als die Maschine bewegt, $5{\cdot}9 \times 80 = 472$ Pfund, folglich auf den englischen Quadratzoll der Kolbenfläche 2·09 englische Pfund oder auf den Wiener Quadratfufs 262·22 Wiener Pfund beträgt, wodurch $b = 262{\cdot}22$ wird.

Mit diesen Werthen erhält man aus den Formeln B. des vorhergehenden Paragraphes für das Maximum des Nutzeffectes $v' = 170{\cdot}6$ Fufs per Minute (nahe wie oben); für die auf den Kolben wirkende Nutzlast $Fq' = 6952{\cdot}4$ Pfund, folglich für den gröfsten Nutzeffect:

$$E = 170{\cdot}6 \times 6952{\cdot}4 = 1186079{\cdot}4^{\text{F. Pf.}} = \frac{1186079{\cdot}4}{60 \times 430} = 46$$

Pferdekräfte.

Anmerkung. Aus der Vergleichung dieses Resultates mit jenem der oben (§. 524) angenommenen stationären Hochdruckmaschine von denselben Dimensionen zeigt sich deutlich, welchen Einflufs es auf den Nutzeffect der Locomotive hat, dafs diese Maschinen ihr eigenes Gewicht fortbewegen, den Widerstand der Luft überwinden und das Anfachen des Feuers im Herde übernehmen müssen. Da wir oben für die feststehende Maschine $52\frac{1}{5}$ Pferdekraft gefunden haben, so entsteht aus den genannten Hindernissen unter übrigens gleichen Umständen bei den Locomotiven ein Verlust an Nutzeffect von circa 10 Procent.

§. 531. Nach *Pambour* erhält man zur Berechnung des auf die Kolbenflächen reducirten Gesammtwiderstandes, welchen diese bei Bewegung eines Eisenbahnzuges zu überwinden haben, folgende Formel, wobei das englische Mafs und Gewicht vorausgesetzt wird:

$$R = (1+\alpha)\left[(k \mp h)M \mp hm + rv^2\right]\frac{D}{d^2 L} + \frac{DF}{d^2 L} + p + sv.$$

In dieser Formel bezeichnet h das relative Gewicht des Trains auf der schiefen Ebene (beim Aufwärtssteigen gilt das Zeichen $+$, beim Abwärtsgehen jenes $-$), so, dafs also auf horizontaler Bahn $h = 0$ wird; M und m bezeichnen beziehungsweise das absolute Gewicht des Trains sammt Tender, und jenes der Maschine in Tonnen ausgedrückt. v ist die Geschwindigkeit des Trains in Meilen per Stunde, D der Durchmesser der Treibräder, L die Länge des Kolbenlaufes, d der Durchmesser der Cylinder oder Kolben, F die Reibung der leeren Maschine, α die additionelle Reibung durch das Anhängen einer Last, p der atmosphärische Druck auf die Flächeneinheit, $r v^2$ der Widerstand der Luft gegen den in Bewegung befindlichen Train, $s v$ der Gegendruck auf den Kolben von Seite des Blasrohres, und endlich ist $k M$ die Reibung der Waggons.

Dabei ist $k = 6$ Pfund für 1 Tonne Bruttolast (d. h. um 1 Tonne auf einer horizontalen Eisenbahn fortzubewegen, ist eine Zugkraft von 6 Pfund, also nur der $\frac{20 \times 112}{6} = 373^{\text{ste}}$ Theil nöthig), $\alpha = \cdot 137$ oder $1/7$ für Maschinen mit ungekuppelten und $\alpha = \cdot 215$ für Maschinen mit gekuppelten Rädern. Je nachdem man ferner D, L und d in Zollen oder Fufsen und p, r und s in Pfunden beziehungsweise auf den Quadratzoll oder Quadratfufs ausdrückt, erhält man auch den auf die Kolbenfläche reducirten Widerstand R aus der vorigen Formel in Pfunden beziehungsweise auf den Quadratzoll oder Quadratfufs der Kolbenfläche.

Ist ferner irgend eine Last von Q Tonnen über eine schiefe Ebene von der Steigung $\frac{1}{n}$ (auf n Klafter Länge nach der schiefen Ebene gemessen, 1 Klafter verticale Steigung) hinauf zu ziehen, so ist das sogenannte relative Gewicht dieser Last $= \frac{Q}{n}$ Tonnen $= \frac{2240}{n} Q$ Pfunde, folglich hat man in der obigen Formel $h = \frac{2240}{n} Q$ zu setzen, wenn Q die betreffende Last ist.

Der Gegendruck von Seite des Blasrohres ist auf 1 Quadratzoll der Kolbenfläche $s v = \cdot 0113 \frac{S'}{a} v$, wobei S' die totale Verdampfungsfähigkeit des Kessels per Stunde in Kubikfufs, a die Öffnung des Blasrohres in Quadratzoll und v die Geschwindigkeit des Trains in Meilen per Stunde bezeichnet. Für gewöhnliche Dimensionen ist $S' = 60$ und $a = 3{\cdot}96$, folglich $\frac{S'}{a} = 15{\cdot}2$ und $s v = \cdot 175 v$.

Endlich kann man den Widerstand der Luft gegen einen gewöhnlichen Train $rv^2 = \cdot 002687 \, Av^2$ Pfunde setzen, wenn die Fläche A in Quadratfufs ausgedrückt wird.

Beispiel 1. Ein aus 9 beladenen Waggons von 50 Tonnen Bruttogewicht bestehender Train wird von einem 8 Tonnen wiegenden Locomotiv, dessen beide Cylinder 11 Zoll (lichten) und die nicht gekuppelten Treibräder 5 Fufs Durchmesser haben, der Kolbenlauf 16 Zoll und der Durchmesser der Blasrohröffnung $2\frac{1}{2}$ Zoll beträgt, auf einer Eisenbahnstrecke von $\frac{1}{500}$ Steigung mit 20 Meilen Geschwindigkeit (per Stunde) aufwärts gezogen; wie grofs ist dabei der auf die Kolbenflächen reducirte Widerstand?

Da sich hier die sämmtlichen Mafse und Gewichte auf das englische System beziehen, so hat man unmittelbar nach dem Vorhergehenden: Reibung der Waggons $kM = 6 \times 50 = 300$ Pfund; relatives Gewicht des ganzen Trains auf der schiefen Ebene $h(M+m) = \frac{2240}{500} \times 58 = 260$ Pfund; Widerstand der Luft für eine effective (hier anzunehmende) Fläche von $A = 180$ Quadratfufs und von $v = 20$ sofort $rv^2 = 194$ Pfund; additionelle Reibung $1 + \alpha = 1 \cdot 137$, Reibung der ledigen Maschine $F = 104$ Pfund; folglich ist der gesammte Widerstand gegen das Fortbewegen des Trains $W = (1+\alpha)\,[(k+h)\,M + hm + rv^2] + F = 961$ Pf. (Genauer ist $rv^2 = 193\frac{1}{2}$ und $W = 960\frac{1}{2}$ Pf.)

Von der andern Seite ist der Umfang eines Treibrades in Zollen $D\pi = 60 \times 3 \cdot 1416 = 188 \cdot 5$ Zoll; der doppelte Kolbenlauf $2L = 32$ Zoll; das Verhältnifs der Wagen- und Kolbengeschwindigkeit $\frac{D\pi}{2L} = 5 \cdot 9$; es ist daher der vorige Widerstand W auf die Kolbenfläche reducirt:

$$R' = W \times \frac{D\pi}{2L} = 961 \times 5 \cdot 9 = 5670 \text{ Pfund.}$$

Ferner ist die Summe der beiden Kolbenflächen $\frac{2 \, . \, d^2\pi}{4} = \frac{11^2 \times 3 \cdot 1416}{2} = 190$ Quadratzoll; demnach kommt von dem vorigen Widerstande R' auf 1 Quadratzoll der Kolbenflächen die Gröfse $\frac{5670}{190} = 29 \cdot 8$ Pfund; dazu den effectiven Druck oder Widerstand von Seite des Blasrohrs, d. i. $sv = 3 \cdot 5$ Pfund, und den Druck der Atmosphäre, d. i. $p = 14 \cdot 7$ Pfund hinzugefügt, erhält man für den gesuchten auf 1 Quadratzoll der Kolbenflächen kommenden Widerstand $R = 29 \cdot 8 + 3 \cdot 5 + 14 \cdot 7 = 48$ Pfund, oder auf 1 Quadratfufs $48 \times 144 = 6912$ Pfund.

Beispiel 2. Um nun auch zu sehen, ob ein Locomotiv von der genannten Gröfse, welche gewöhnlich 60 Kubikfufs Wasser in einer Stunde in Dampf verwandeln kann, und wobei die absolute Dampfspannung im Kessel 65, folglich die wirksame 50 Pfund auf den Quadratzoll beträgt, zur Überwindung des eben berechneten Widerstandes die nöthige Leistungsfähigkeit besitzt; so mufs zuerst bemerkt werden, dafs von den 60 Kubikfufs Wasser beiläufig nur $\frac{3}{4}$ oder 75 Procent, d. i. 45 Kubikfufs per Stunde oder

·75 Kubikfuſs per Minute effective in Dampf verwandelt werden und der übrige Theil liquid oder mechanisch in die Cylinder hinüber gerissen wird.

Nach dem oben (§. 514, Anmerkung) ausgesprochenen Grundsatze muſs der unter dem Drucke von 65 Pfund im Kessel gebildete Dampf für den Beharrungsstand der Maschine, im Cylinder einen Druck von nur 48 Pfund auf den Quadratzoll annehmen, und da bei diesem Übergange (von 65 auf 48 Pfund Druck) der Dampf im Maximum seiner Dichte bleibt, so ist dessen relatives Volumen (§. 477) = 573, d. h. sein Volumen ist 573 Mal gröſser als jenes des Wassers, woraus er gebildet wurde. Das während 1 Minute effectiv erzeugte Dampfvolumen ist demnach $= \cdot 75 \times 573 = 429\,{}^3/_4$ Kubikfuſs; da nun der von einem Kolben zurückgelegte Raum $= \cdot 66 \times 1\cdot 33 = \cdot 88$ Kubikfuſs und der freie Raum $= \frac{\cdot 88}{20}$ ist, so beträgt der ganze Raum, welcher bei jedem Kolbenlauf vom Dampf erfüllt werden muſs, oder das per Kolbenlauf nöthige Dampfquantum die Gröſse $\frac{21}{20} \times \cdot 88 = \cdot 924$ Kubikfuſs, und die Maschine kann daher (bezüglich auf die vorhandene Dampfmenge) per Minute $\frac{429\cdot 75}{\cdot 924} = 465$ Kolbengänge machen.

Da ferner jeder Kolben bei einem Radumlaufe 2 Gänge macht, so kommen auf jeden Radumlauf 4 Kolbengänge, und es können daher per Minute $\frac{465}{4} = 116\,{}^1/_4$ Radumläufe Statt finden, was für die Maschine eine Geschwindigkeit von $5 \times 3\cdot 1416 \times 116\frac{1}{4} = 1826$ Fuſs per Minute oder von $\frac{60 \times 1826}{5280} = 20\cdot 75$ Meilen per Stunde gibt.

Erleidet die Maschine, wie dieſs in der Regel bei den Locomotiven der Fall ist, durch die Sicherheitsventile einen Dampfverlust, so entsteht dadurch auch eine verhältniſsmäſsige Verminderung in der Geschwindigkeit des Wagenzuges; beträgt z. B. dieser Verlust ·05 der vollen Dampferzeugung, so beträgt die Geschwindigkeit des Trains nur mehr $\cdot 95 \times 20\cdot 7 = 19\cdot 66$ Meilen.

Anmerkung 1. Nach *Pambours* Versuchen und Beobachtungen kann man bei richtigem Verhältnisse des Herdes (6 bis 8 Quadratfuſs Rostfläche), der ganzen Feuerfläche zu jener des Feuerkastens (*firebox*, im Durchschnitt von 10 : 1) der Blasrohröffnung ($1\,{}^1/_4$ bis $6\,{}^1/_4$ Quadratzoll) ohne Unterschied der Feuerflächen (ob directe oder indirecte) bei 20 Meilen Geschwindigkeit der Maschine sofort auf jeden Quadratfuſs Heizfläche ·2 Kubikfuſs Wasser per Stunde verdampfen; dagegen bei n Meilen Geschwindigkeit, wenn $n > 20$ ist, $\cdot 2 \sqrt[4]{\frac{n}{20}}$ und beim Stillstehen der Maschine, beiläufig ${}^1/_5 \times \cdot 2 = \cdot 04$ Kubikfuſs. Endlich kann man zur Verdampfung von 1 Kubikfuſs Wasser 10·7 Pfund Koks rechnen. (*Wood* und *Stephenson* glauben, daſs

3 Quadratschuh Röhrenfläche nicht mehr Dampf geben als 1 Quadratfufs der directen Heizfläche des Heizkastens.)

Anmerkung 2. Abgesehen von dem sogenannten Voreilen der Dampfschieber, in Folge welchem der Dampf noch vor vollendetem Kolbenlauf abgesperrt und auf der entgegengesetzten Seite zugelassen wird (nach der neuesten Erfindung von *Stephenson* hat man dieses ganz in seiner Gewalt und ist bezüglich der grofsen Einfachheit der variablen Expansion vorzuziehen), wodurch nicht blofs die Maschine besser conservirt, sondern auch die Geschwindigkeit derselben bei einer gegebenen Belastung vergrössert wird, indem durch die Verkürzung des Kolbenlaufes bei offener Communication mit dem Kessel, der per Minute erzeugte Dampf die Cylinder öfter füllen kann, wendet man in der neuern Zeit zur Erhöhung des Nutzeffectes bei einer gegebenen Menge an Brennmateriale mit Vortheil die feste oder besser variable Expansion an, wodurch in einzelnen Fällen bei guter und zweckmäfsiger Handhabung derselben bei demselben Nutzeffect von 25 bis 30 Procent an Brennmateriale erspart werden kann.

Da ferner durch Umdrehung der Treibräder, in der oben (§. 527) angegebenen Weise, diese nur in so ferne auf der Schienenbahn fortrollen können, als sie auf den Schienen den nöthigen Stützpunct, nämlich die gehörige Adhärenz oder Adhäsion finden (gerade so, wie diefs auch nöthig wäre, um einen gewöhnlichen Wagen durch das Fortschieben an den Radspeichen in Bewegung zu setzen), so ist klar, dafs wenn die durch den Druck (welcher aus der auf diese Räder durch das Gewicht der Maschine entfallenden Belastung entsteht) der Treibräder gegen die Schienen erzeugte gleitende Reibung kleiner als die zur Fortbewegung des Trains nöthige Zugkraft ist, die Räder zwar umlaufen werden, ohne jedoch die Maschine mit der angehängten Ladung forfzubewegen. Da die gleitende Reibung zwischen den Treibrädern und Eisenbahnschienen bei trockenem (oder auch ganz nassem) Wetter, wenn die Schienen rein sind, ungefähr $\frac{1}{7}$, höchstens $\frac{1}{6}$, bei feuchtem Wetter, oder wenn die Schienen schmutzig oder schmierig sind, bis auf $\frac{1}{12}$, ja selbst manchmal bis auf $\frac{1}{16}$ (Gröfse des Reibungscoefficienten) herabgeht; so kann eine Maschine, deren Treibräder nur z. B. mit 5 Tonnen gegen die Schienen gedrückt werden, auf horizontaler Bahn, und wenn auch übrigens ihre Kraft oder Stärke noch so grofs wäre, im ersten Falle höchstens $\frac{5 \times 2240}{6 \times 7} = 266{\cdot}7$ und im letztern $\frac{5 \times 2240}{6 \times 16} = 116{\cdot}67$ Tonnen, das eigene Gewicht der Maschine mit inbegriffen, fortschaffen (wenn man nämlich 6 Pfund Zugkraft auf 1 Tonne Bruttolast rechnet, weil, wenn die in Tonnen ausgedrückte gröfste Last, welche bei dem Reibungscoefficient $= \frac{1}{m}$ und dem Drucke der Treib- oder überhaupt der gekuppelten Räder $= Q$ Tonnen mit x bezeichnet wird, sofort $6x = \frac{2240\,Q}{m}$, also $x = \frac{2240\,Q}{6m}$ ist), so, dafs also im ersten

Falle die Maschine das 53- (bei $^1/_6$ Reibung das 62-) fache der auf den Treibrädern ruhenden Last, im letztern dagegen nur das 23fache derselben auf horizontaler Bahn fortzuschaffen im Stande ist. Da bei Steigungen die nöthige Zugkraft zunimmt, so wird auch, wenn eine Maschine auf horizontaler Bahn die fache Last von der auf den Treibrädern ruhenden oder adhärirenden fortschaffen kann, diese Zahl n dadurch verhältnifsmässig (mit der Steigung) vermindert.

So wäre z. B. bei $^1/_{200}$ Steigung die gröfste Last, welche die vorige Maschine bei $^1/_7$ Reibung, ohne zu gleiten noch fortbringen kann, 93 Tonnen, was jetzt nicht mehr als der 19te Theil der auf den Treibrädern ruhenden Last ist. Denn ist überhaupt x die gröfste Last in Tonnen, welche auf einer Steigung von $\frac{1}{n}$, einer Reibung von $\frac{1}{m}$ und einer Belastung der Treib- oder gekuppelten Räder von Q Tonnen noch fortgeschafft werden kann, ohne dafs die Räder gleiten; so ist allgemein:

$$6x + \frac{2240\,x}{n} = \frac{2240\,Q}{m}, \text{ woraus sofort } x = \frac{2240\,n\,Q}{m\,(6\,n + 2240)}$$

Tonnen folgt. (Streng genommen wäre auch noch die allerdings nur geringe Verminderung, die bei einer Steigung im Normaldruck zwischen den Rädern und Schienen eintritt, in Rechnung zu bringen.) Es versteht sich übrigens von selbst, dafs durch das nur theilweise eintretende Gleiten der Räder nicht nur diese und die Schienen mehr abgenützt werden, sondern dafs auch, weil die Geschwindigkeit der fortzuschaffenden Last bei gleichem Aufwand an Brennmateriale abnimmt, der Nutzeffect selbst vermindert wird. Aus diesem Grunde baut man heut zu Tage Locomotive, welche über 300 Centner (d. i. über 16 Tonnen) im Gewichte haben und kuppelt die beiden Treibräder noch mit zwei der übrigen ganz gleich grofsen Räder so zusammen, dafs nunmehr das auf diese 4 Räder entfallende grössere Gewicht der Maschine für die Adhäsion in Rechnung kommt.

Anmerkung 3. Da nach *Pambours* Versuchen das Fortschaffen einer Last von 1 Tonne brutto auf einer horizontalen Eisenbahn 6 Pfund Zugkraft erfordert, so kann jede Leistung, welche in dem Heben einer in Pfunden ausgedrückten Last 1 Fufs hoch per Minute besteht, in eine Zahl von Tonnen Bruttolast verwandelt werden, welche auf einer horizontalen Eisenbahn mit 1 Meile (per Stunde) Geschwindigkeit fortgeschafft wird, wenn man die erstere Leistung mit dem Factor $\frac{60}{6 \times 5280} = \frac{1}{528}$ multiplicirt. Da nun die Leistung einer (Maschinen-) Pferdekraft in dem Heben von 33000 Pfund 1 Fufs hoch in 1 Minute besteht, so ist diese Leistung oder 1 Pferdekraft auch $= \frac{33000}{528} = 65^1/_2$ Tonne Bruttolast, auf einer horizontalen Eisenbahn mit 1 Meile Geschwindigkeit per Stunde fortgeschafft. Auf das Wiener Mafs und Gewicht reducirt, würde also die Leistung einer Pferdekraft in dem Fortschaffen einer Bruttolast von $240^1/_2$ Centner 1 Meile weit auf horizontaler Bahn bestehen; nimmt man dafür die runde Zahl 240, so müfste das Locomotiv, um eine Bruttolast von Q Wiener Centner mit C Meilen Geschwindigkeit (per Stunde) auf einer horizontalen Eisenbahn fortzubewegen, eine nutzbringende Kraft von $N = \frac{QC}{240}$ Pferdekräfte haben.

Die für die Staats-Eisenbahnen construirten Maschinen oder Locomotive müssen nach der ersten, zweiten und dritten Cathegorie beziehungsweise eine Bruttolast von 4000 Centner mit 4 Meilen, 6000 Centner mit 3 Meilen und 8000 Centner mit 3 Meilen Geschwindigkeit per Stunde auf horizontaler Bahn fortschaffen können: diefs würde also für die disponible Stärke der Locomotive dieser drei Cathegorien beziehungsweise $66\frac{2}{3}$, 75 und 100 Pferdekräfte erfordern.

Da jedes Treibrad höchstens mit 80 Centner belastet seyn oder gegen die Schienen gedrückt werden darf, so sind bei den Maschinen dritter Cathegorie, da sie mit 6 Zoll Wasser im Kessel gegen 350 Centner wiegen, 4 gekuppelte Räder vorhanden; beträgt nun z. B. das auf diesen Rädern ruhende Gewicht $4 \times 80 = 320$ Centner, so wäre nach den in der vorigen Anmerkung gegebenen Daten die gröfste Last, welche eine solche Maschine bezüglich der Adhäsion der Räder fortschaffen könnte, bei trockenem oder ganz nassem Wetter und reinen Schienen $53 \times 320 = 16960$, und bei feuchtem Wetter und unreinen Schienen $23 \times 320 = 7360$ Centner.

Von den vorhandenen Maschinen hat eine Cathegorie angeblich 627 Quadratfufs totale Feuerfläche, $13\frac{1}{2}$zöllige Cylinder mit 20 Zoll Kolbenhub, 5füfsige Treibräder und ein Gewicht von 286 Centner. Eine zweite Cathegorie 614 Quadratfufs Feuerfläche (dabei die directe zur indirecten wie 1 : 11·8), 15zöllige Cylinder bei 22 Zoll Kolbenhub, 4füfsige Treibräder und ein Gewicht von 275 (sammt Wasser gegen 300) Centner. Eine dritte Reihe oder Cathegorie 941 Quadratfufs gesammte Heizfläche (dabei die directe zur indirecten wie 1 : 14·2), 15zöllige Cylinder, 22 Zoll Kolbenhub, 4füfsige Treibräder und ein Gewicht von nahe 350 Centner. (Alles in Wiener Mafs und Gewicht.)

Rechnet man auf 1 Quadratfufs Heizfläche eine stündliche Verdampfung von $\frac{1}{5}$ Kubikfufs Wasser und davon $\frac{3}{4}$ oder 75 Procent als wirksam; so kann man für diese drei genannten Cathegorien der Reihe nach $S = 1·4$, 1·3 und 2 Kubikfufs per Minute; die Kolbenflächen (beide als eine angesehen) $F = 2$, 2·454 und 2·454 Quadratfufs; die Kolbenläufe $L = 1·67$, 1·83 und 1·83 Fufs; die in den obigen Formeln vorkommende, von dem Gewichte der Maschine herrührende Gröfse $b = 210·5$, 120·6 und 153·5, so wie endlich, da die Dampfspannung im Kessel wenigstens 70 Pfund auf den Quadratzoll betragen soll, in allen drei Fällen $P = 70 \times 144$ Pfund setzen; dadurch erhält man mit Beibehaltung der übrigen, im Beispiele des §. 530 angeführten Werthe von ν, f, s u. s. w. aus den Formeln B. des §. 529 für den gröfsten Effect dieser Maschinen nach derselben Ordnung:

Kolbengeschwindigkeit per Minute: $v' = 237·8$, 180, 276·9 Fufs;
Belastung: $Fq' = 12555·3$, 16111 6, 15170·8 Pf.
Nutzeffect: $E = 115·7$, 112·4, 162·8 Pferdekräfte.

Hieraus folgt, dafs diese Maschinen selbst noch bei bedeutenden Abweichungen von den Bedingungen des Maximums (so würde z. B. eine solche Maschine der ersten Cathegorie nur mit $2^4/_5$ Meilen laufen dürfen, dabei aber auf horizontaler Bahn, freilich mit Vernachläfsigung des Widerstandes der Luft, eine Bruttolast von 9880 Centner fortziehen können) so weit dieses durch Rechnung zu ermitteln ist, die verlangte Leistungsfähigkeit besitzen.

Tredgold'sche Regeln zur einfachen Berechnung der Locomotive.

§. 532. *Tredgold* gibt zur näherungsweisen Berechnung der wichtigsten bei Locomotiven vorkommenden Fragen folgende einfache, practische Regeln an (dabei bezieht sich alles auf das englische Mafs und Gewicht).

1. Geht ein Train über eine schiefe Ebene von $\frac{1}{n}$ Steigung, so findet man das relative Gewicht des Trains (= der Kraft, mit welcher er über diese Ebene herabgehen will) in Pfunden, wenn man die Bruttolast in Tonnen (1 Tonne = 2240 Pfund) mit 2240 multiplicirt und durch n dividirt.

Beispiel. Hat z. B. das Locomotiv 12, der Tender 7 und der Wagenzug 150 Tonnen, und die Bahn eine Steigung von $^1/_{120}$; so ist der blofs aus der Steigung herrührende Widerstand beim Hinaufziehen des Trains (welcher Widerstand noch zu der auf horizontaler Bahn nöthigen Zugkraft hinzukömmt): $\frac{2240}{120}(12 + 7 + 150) = 3154^2/_3$ Pfund.

§. 533. 2. Die auf horizontaler Bahn nöthige Zugkraft in Pfunden, auf die Peripherie der Treibräder reducirt, ist gleich der 8fachen Bruttolast in Tonnen ausgedrückt (diefs gibt $\frac{8}{2240} = \frac{1}{280}$, während nach den Versuchen von *Pambour* nur $\frac{6}{2240} = \frac{1}{373}$ an Zugkraft nöthig ist).

Beispiel. Für das vorige Beispiel wäre sonach die nöthige Zugkraft auf horizontaler Bahn $= 169 \times 8 = 1352$ Pfund, und daher ist die nöthige Kraft, um den Train über die genannte Steigung zu ziehen, $P = 1352 + 3154^2/_3 = 4506^2/_3$ Pf. (Nach der obigen Annahme wäre blofs $P = 1014 + 3154^2/_3 = 4168^2/_3$ Pf.)

Beim Hinabgehen des Trains wäre $P = 1352 - 3154^2/_3 = -1802^2/_3$ Pf., d. h. der Train mufs noch mit dieser Kraft von $1802^2/_3$ Pfund zurückgehalten werden.

§. **534.** 3. Um die nöthige Dampfspannung im Kessel zu finden, suche man nach den vorigen Regeln die nöthige Zugkraft, vermehre diese wegen der additionellen Reibung um den achten Theil und füge dieser Summe noch so viel Mal 6 Pfund hinzu, als das Locomotiv Tonnen wiegt, so hat man den gesammten Widerstand, welchen die Maschine zu überwinden hat. Diesen Widerstand W mit dem Durchmesser D eines Treibrades multiplicirt, dividire man durch das Product aus dem Quadrate des Durchmessers d des Dampfcylinders in den Kolbenlauf L, alles in Zollen ausgedrückt, und füge diesem Quotienten noch den atmosphärischen Druck von 14·7 hinzu, so erhält man die nöthige Dampfspannung in Pfunden auf 1 Quadratzoll. (Es ist nämlich, wenn q die Dampfspannung auf die gesammte Fläche beider Kolben bezeichnet, ohne Rücksicht auf den atmosphärischen Druck: $WD\pi = 2Lq$, und daher $q = \frac{WD\pi}{2L}$, und da beide Kolbenflächen $= \frac{1}{2} d^2 \pi$ Quadratzoll ausmachen, der Dampfdruck auf 1 Quadratzoll $= q : \frac{1}{2} d^2 \pi = \frac{WD}{d^2 L}$.)

Beispiel. Haben die Cylinder einer Maschine von 12 Tonnen im Gewichte, 12 Zoll, und die Treibräder 54 Zoll im Durchmesser, beträgt der Kolbenlauf 18 Zoll, das Gewicht des Tenders 7 und der fortzubewegenden Last 50 Tonnen, und soll die Maschine dabei eine Steigung von $^1/_{140}$ überwinden, so hat man nach den vorigen beiden Regeln die horizontale Zugkraft: $8 \times 69 = 552$ Pfund, aufserdem noch, wegen der Steigung: $\frac{2240}{140} \times 69 = 1104$ Pfund, also zusammen 1656 Pf., dazu $\frac{1}{8} . 1656 = 207$ Pf für die additionelle Reibung und $6 \times 12 = 72$ Pfund für die Reibung der leeren Maschine, gibt als Gesammtwiderstand ($W =$) 1935 Pfund. Die gesuchte Dampfspannung per Quadratzoll ist nach der letzten Regel:

$$\frac{1935 \times 54}{12^2 \times 18} + 14{\cdot}7 = 40{\cdot}3 + 14{\cdot}7 = 55 \text{ Pf.}$$

Das erste Beispiel des §. 531 nach dieser Regel gerechnet würde übrigens nur eine Dampfspannung von $41^1/_2$ Pfund geben, während wir dort genauer 48 Pf. gefunden haben.

§. **535.** 4. Um das per Minute in Dampf zu verwandelnde Wasservolumen zu finden, sucht man zuerst den von beiden Kolben per Minute zurückgelegten kubischen Raum ($= \frac{1}{2} d^2 \pi . v$, wobei d und v in Fufsen zu nehmen sind) und dividirt diesen durch das relative Volumen des Dampfes, welches dieser bei dem nach der vorigen Regel gefundenen absoluten Spannung besitzen mufs.

Beispiel. Für das vorige Beispiel und einer Kolbengeschwindigkeit von $v = 150$ Fuſs per Minute (was bei diesen Dimensionen nur mehr 8 Meilen per Stunde gibt) ist $\frac{1}{2} d^2 \pi v = \frac{1}{2} \times 1 \times 3{\cdot}1416 \times 150 = 235{\cdot}62$ Kubikfuſs als die per Minute nöthige Dampfmenge. Da ferner das relative Volumen eines Dampfes, welcher auf den Quadratzoll einen Druck von 55 Pfund ausübt, $= 506$ ist (§. 475), so müssen per Minute $\frac{235{\cdot}62}{506} = {\cdot}466$, d. i. nahe $\frac{1}{2}$ Kubikfuſs Wasser verdampft werden.

Sollte die Maschine anstatt 8 Meilen 30 Meilen per Stunde zurücklegen, was auf die Minute $^1/_2$ Meile beträgt, so würde, da bei den vorhandenen Dimensionen die Kolbengeschwindigkeit nahe 4·7 Mal kleiner ist:

$$v = \tfrac{1}{2} \cdot \frac{5280}{4{\cdot}7} = 561{\cdot}7,$$

was nahe $3^3/_4$ Mal die vorige Geschwindigkeit ist (eben so wie $^{30}/_8 = 3^3/_4$ ausmacht), folglich müſsten auch jetzt per Minute $^1/_2 \times 3^3/_4 = 1^7/_8$ Kubikfuſs Wasser verdampft werden. Bei 12 Meilen Geschwindigkeit würde das zu verdampfende Wasser $^3/_4$ Kubikfuſs per Minute oder 45 Kubikfuſs per Stunde betragen u. s. w.

§. 536. 5. Um die Kraft eines Locomotives zu finden, bestimme man zuerst nach der dritten Regel (§. 334) den gesammten Widerstand oder die nöthige Zugkraft und multiplicire diese mit der Geschwindigkeit des Wagenzuges, oder um die Stärke der Maschine in Pferdekräften zu erhalten, multiplicire man diesen Widerstand mit der 8fachen in Meilen (per Stunde) ausgedrückten Geschwindigkeit des Trains und dividire dieses Product durch die Zahl 3000. (Es ist nämlich die Stärke der Maschine, wenn diese per Stunde n Meilen zurücklegt und W den Widerstand oder die nöthige Zugkraft bezeichnet:

$$= W \times n \times \frac{5280^{\text{F. Pf.}}}{60} \text{ per Minute} = W \times n \times \frac{5280}{60 \times 33000} = \frac{8\,n\,W}{3000} \text{ Pferdekräfte.})$$

Beispiel. Für das Beispiel in §. 534 ist der gesammte Widerstand ($W =$) 1935 Pfund; soll nun die Maschine dabei nur mit 12 Meilen Geschwindigkeit laufen, so erhält man für die nöthige Stärke der Maschine:

$$\frac{8 \times 12 \times 1935}{3000} = 62 \text{ Pferdekräfte.}$$

Wäre der Kessel im Stande die doppelte Dampfmenge in derselben Zeit (als jetzt für 12 Meilen Geschwindigkeit nöthig ist) zu liefern, so würde auch, da bei demselben Widerstande die Geschwindigkeit noch einmal so groſs wäre, die Leistung oder Stärke dieser Maschine auf das Doppelte steigen.

§. **537.** 6. Um endlich für eine Maschine, deren Leistungsfähigkeit in Pferdekräften gegeben ist, die Geschwindigkeit zu bestimmen, mit welcher diese Maschine eine gegebene Last bei gegebenen Steigungsverhältnissen auf einer Eisenbahn fortschaffen kann, suche man den gesammten Widerstand oder die Zugkraft W nach den beiden ersten Regeln, multiplicire die Anzahl der Pferdekräfte N, welche das Locomotiv besitzt, mit 375, so gibt der Quotient $\frac{375\,N}{W}$ die gesuchte Geschwindigkeit in Meilen per Stunde. (Es ist nämlich nach dem vorigen Paragraphe $N = \frac{8\,n\,W}{3000}$, also folgt daraus $n = \frac{375\,N}{W}$; eben so ist umgekehrt, wenn n gegeben ist, $W = \frac{375\,N}{n}$.)

Beispiel. Gesetzt die in den vorigen Beispielen angenommene Maschine soll bei einer Steigung der Bahn von $^1/_{600}$ den Train aufwärts bewegen; so ist nach den im §. 534 angenommenen Verhältnissen der Widerstand auf horizontaler Bahn = 552 Pfund, wegen der Steigung ein *plus* von $\frac{2242 \times 69}{600} = 257{\cdot}8$ Pfund, also zusammen 809·8 Pfund, dazu $^1/_8$ für die additionelle Reibung = 101·2 Pf. und $6 \times 12 = 72$ Pfund als Reibung der leeren Maschine, gibt als gesammten Widerstand $W = 983$ Pf., folglich ist die gesuchte Geschwindigkeit $= \frac{375 \times 62}{983} = 23^3/_5$ Meilen. Beim Abwärtsgehen des Trains wäre die Rechnung so zu führen:

$$552 - 257{\cdot}8 = 294{\cdot}2,$$
$$36{\cdot}8 \text{ additionelle Reibung,}$$
$$72 \text{ Reibung der Maschine,}$$
$$W = 403,$$

daher die Geschwindigkeit per Stunde $= \frac{375 \times 62}{403} = 57^3/_5$ Meilen. Indeſs wird diese Geschwindigkeit durch den hier nicht in Rechnung gebrachten Widerstand der Luft nicht unbedeutend vermindert.

§. **538.** Zur leichtern Berechnung der Dampfmaschinen, welche mit Expansion arbeiten, gibt Professor *M. Choffel* zu Mülhausen (im ***Bulletin de la Société Industrielle de Mulhausen*** Nro 49) eine Tabelle für die Wirkung von 1 Kubikmeter Wasserdampf von der Spannung einer Atmosphäre bei verschiedenen Expansionsverhältnissen, ebenfalls mit Rücksicht auf die dabei Statt findende Temperaturabnahme. Auf das Wiener Maſs und Gewicht reducirt erhält man die nachstehende Tabelle.

Tabelle

des dynamischen Effectes von 1 Kubikfuſs Wasserdampf bei der Spannung von einer Atmosphäre und bei verschiedenen Expansionsverhältnissen $\frac{L}{l}$, wo L den ganzen und l jenen Theil des Kolbenlaufes bezeichnet, welcher vor der Absperrung zurückgelegt wird.

Expansionsverhältniſs $\frac{L}{l}$:	Wirkung von 1 Kubikfuſs Dampf:	Expansionsverhältniſs $\frac{L}{l}$:	Wirkung von 1 Kubikfuſs Dampf:
	F. Pf.		F. Pf.
1	1843·1	$5\frac{3}{4}$	4821·1
$1\frac{1}{4}$	2250·1	6	4887·8
$1\frac{1}{2}$	2576·7	$6\frac{1}{4}$	4951·5
$1\frac{3}{4}$	2848·4	$6\frac{1}{2}$	5012·4
2	3080·9	$6\frac{3}{4}$	5070·9
$2\frac{1}{4}$	3283·4	7	5127·1
$2\frac{1}{2}$	3462·7	$7\frac{1}{4}$	5181·0
$2\frac{3}{4}$	3623·5	$7\frac{1}{2}$	5233·1
3	3769·1	$7\frac{3}{4}$	5283·2
$3\frac{1}{4}$	3902·0	8	5331·6
$3\frac{1}{2}$	4024·1	$8\frac{1}{4}$	5378·3
$3\frac{3}{4}$	4137·0	$8\frac{1}{2}$	5423·7
4	4242·1	$8\frac{3}{4}$	5467·4
$4\frac{1}{4}$	4340·2	9	5509·8
$4\frac{1}{2}$	4432·1	$9\frac{1}{4}$	5551·0
$4\frac{3}{4}$	4518·7	$9\frac{1}{2}$	5591·0
5	4600·4	$9\frac{3}{4}$	5629·9
$5\frac{1}{4}$	4677·8	10	5667·7
$5\frac{1}{2}$	4751·3		

Beispiel. Um eine Anwendung von dieser Tabelle zu zeigen, soll das im §. 526 durchgeführte Beispiel von der doppelt wirkenden *Cornwall*'schen Dampfmaschine, welche condensirt und mit 4facher Expansion arbeitet, gewählt werden. Da der Dampf beim Eintritt in den Cylinder eine Spannung von nahe 3·42 Atmosphären besitzt und der Kolben bei offener Communication mit dem Kessel einen Raum von $11·684 \times \frac{9·642}{4} = 28·165$ Kubikfuſs zurücklegt; da ferner der freie Raum $·05\,LF = ·482 \times 11·684 = 5·62$ Kubikfuſs beträgt, so strömt bei jedem Kolbengang $28·165 + 5·62 = 33·785$ Kubikfuſs in den Cylinder, wodurch das Expansionsverhältniſs $\left(\frac{L}{l+a}\right)$ auf $3\frac{1}{3}$ herabsinkt. Durch Einschaltung erhält man für diese

Zahl aus der vorigen Tabelle genau genug die Wirkung von 3921·5, und es ist daher die dynamische Wirkung bei einem Kolbengang

$$= 3·42 \times 33·785 \times 3921·5 = 453108^{\text{F. Pf.}}$$

Da ferner der Gegendruck von Seite des Condensators nahe ·275 Atmosphären, und der Raum des ganzen Kolbenlaufes (FL) oder die Dampfmenge von dieser Spannung $= 4 \times 28·165 = 112·66$ Kubikfuſs beträgt, so hat man für die Gegenwirkung dieses Dampfes bei einem Kolbengang (mit Benützung der obigen Zahl 1843·1) sofort:

$$·275 \times 112·66 \times 1843·1 = 57102^{\text{F. Pf.}};$$

der übrig bleibende Theil der Wirkung ist daher per Kolbengang

$$= 453108 - 57102 = 396006^{\text{F. Pf.}},$$

und da der Kolben per Minute 13 einfache Gänge macht, so ist der theoretische Effect dieser Maschine:

$$\frac{13 \times 396006}{60 \times 430} = 199·54 \text{ Pferdekräfte.}$$

Da wir oben (§. 526) nach der Theorie von *Pambour* für dieselbe Maschine 164 Pferdekraft Nutzleistung gefunden haben, so absorbirt die eigene Reibung der Maschine nahe 36 Pferdekräfte oder 18 Procent, oder man muſs die theoretische Leistung mit dem Coefficient ·82 multipliciren, um die Nutzleistung dieser Maschine zu erhalten.

Auf dieselbe Weise findet man für das absolute Maximum dieser Maschine, welches (§. 526) bei dem Absperrungsverhältniſs von $\frac{L}{l} = \frac{1}{·11} = 9·1$ eintritt, den vom Kolben zurückgelegten Raum $= 12·392$, also mit Hinzurechnung des freien Raumes, die bei jedem Kolbengang consumirte Dampfmenge $= 12·392 + 5·62 = 18·012$ Kubikfuſs; da nun das Expansionsverhältniſs $\left(\frac{L}{l+a}\right)$ auf $6\frac{1}{4}$ herabgeht, wofür in der vorigen Tabelle die entsprechende Zahl $= 4951·5$ ist, so hat man als Wirkung bei einem Kolbengange $3·42 \times 18·012 \times 4951·5 = 305017·6^{\text{F. Pf.}}$, davon die vorige Gegenwirkung mit $57102^{\text{F. Pf.}}$ abgezogen, gibt die Wirkung für jeden Kolbengang $= 247915·6^{\text{F. Pf.}}$, und da in diesem Falle der Kolben per Minute $\left(\frac{234·58}{9·642} =\right)$ 24·33 Gänge macht, so ist der theoretische Effect der Maschine $E = \frac{24·33 \times 247915·6}{60 \times 430} = 233·8$ Pferdekräfte. Der oben in §. 526 für diesen Fall gefundene Nutzeffect beträgt 179·68 Pferdekräfte, es werden also in diesem Falle 23 Procent des theoretischen Effectes für die Reibung der Maschine verwendet, oder man muſs diesen mit dem Coefficient ·77 multipliciren, um daraus den reinen Nutzeffect zu erhalten; das Mittel aus den beiden Reductionscoefficienten wäre $\frac{·82 + ·77}{2} = ·795$.

Schiffs-Dampfmaschinen.

§. 539. Einleitung. Bei den Schiffsdampfmaschinen, welche in der Regel die Dampfbote dadurch in Bewegung setzen, dafs sie zwei an einer horizontalen Welle *W* (Fig. 290 und Fig. 290. *a*) befestigte, zu beiden Seiten der äufsern Schiffswände laufende Ruder- oder Schaufelräder *R*, *R* umtreiben, läfst man fast immer zwei gleiche Maschinen so zusammenwirken, dafs die Kolbenbewegung auf zwei unter einem rechten Winkel gegeneinander stehenden Krummzapfen oder Kurbeln *r*, *r* der Radachse *W* übertragen und dadurch den Schaufelrädern mitgetheilt wird. Bei Niederdruckmaschinen nach dem Systeme von *Boulton*, *Watt*, wendet man vertical stehende Cylinder, und bei jedem zwei ganz unten liegende Balanciers *D*, *D* an, welche durch die Verbindungsstangen *f*, *f* einerseits mit der Kolbenstange *d* durch den Sattel *N* und andererseits mit dem Krummzapfen durch die Bläuelstange *j* in Verbindung stehen, so, dafs durch einen jeden Auf- und Niedergang (einen Doppelhub) des Kolbens die Räder eine volle Umdrehung machen.

Bei Hoch- und Mitteldruckmaschinen (welche jetzt für Passagierbote immer häufiger angewendet werden) benützt man gerne zur Ersparung an Raum oscillirende Cylinder, in welchem Falle die vier Balanciers gänzlich wegfallen, indem die Kolbenstangen unmittelbar in die Kurbeln eingreifen. Aber auch in diesem Falle wendet man, da das Wasser leicht zu haben ist, die Condensation und in der neuesten Zeit auch die Expansion, sey es in einem einfachen oder in einem Doppelcylinder (nach *Woolf's* System) an.

Aus dem Längendurchschnitte in Fig. 290 (so wie auch zum Theil aus dem Querschnitte in Fig. 290. *a*) ist zu ersehen, wie der Dampf aus dem mit inwendiger Feuerung versehenen Kessel *K* (wobei *z* eines der beiden Sicherheitsventile ist) durch das Dampfrohr *B* in die Dampfkammer *A* und von da in den Dampfcylinder *Z* abwechselnd über und unter den Kolben *K* treten, und sobald er gewirkt hat, durch die Röhren *m* und *n* in den Condensator *C* abziehen kann. Nach einer von *Watt* selbst gemachten Verbesserung ist hier die lange Schublade (*B*, in Fig. 291) dadurch ersetzt, dafs die beiden kurzen Schubventile *a*, *a* an der Ventilstange *b* befestigt sind. Die Kolbenstange *d* ist an ihrem obern Ende mit einem horizontalen Querarm *N* verbunden, an dessen Endpuncten die beiden Treibstangen *f*, *f* eingehängt sind, welche die Kolbenstange mit den Endpuncten *g*, *g* der beiden Balanciers *D*, *D*, deren Drehungsachse in *O* liegt, verbinden. Die zweiten Endpuncte *p*, *p* dieser Balanciers sind durch die kurzen Treibstangen *h*, *h* mit dem Querarm *U* verbunden, in welchem die in die Kurbel *r* eingreifende Bläuel- oder Kurbelstange *j* eingehängt ist.

Die Luftpumpe *E* pumpt sowohl die Luft (wenn sich solche entwickelt) als auch das eingespritzte oder condensirte Wasser (welches sich bis auf einen gewissen Grad erwärmt oder erhitzt hat) aus dem Condensator *C* in die Cisterne *F*, von wo aus ein Theil durch die neben der Luftpumpe stehende Speisepumpe durch das Rohr *y* wieder in den Kessel gepumpt, der überflüssige Theil aber (da im obern Raume der Cisterne die Luft bei jedem Hub der Luftpumpe etwas comprimirt wird) durch das Evacuations- oder Abführungsrohr *x* wieder in die See oder den Fluſs hinaus getrieben wird. An dem mit der Kolbenstange *v* der Luftpumpe verbundenen Querarm *M* sind zugleich die Speise- und jene Pumpe eingehängt, welche im Nothfalle das Wasser aus dem untersten Schiffsraume pumpt.

Auf der Kurbelwelle *W* befindet sich (hier nur immer von e i n e r Maschine redend) die excentrische Scheibe *L*, durch welche der Schubrechen *e*, mit diesem der um *o* drehbare Winkelhebel *q* bewegt, und dadurch das Schubventil *a*, *a* gesteuert wird. Der in die Warze *i* dieses Hebels eingreifende Schubrechen kann ganz leicht ausgelöst und dadurch die Maschine augenblicklich zum Stillstande gebracht werden. Durch einen damit in Verbindung stehenden Handsteuerungshebel kann, bevor der Schubrechen wieder eingehängt wird, das Schubventil beliebig, sowohl zum Vor- als auch Rückwärtsbewegen des Schiffes mit der Hand gesteuert werden. Zur Regulirung der Dampfeinströmung in den Cylinder, um schneller oder langsamer zu fahren, dient das mit der Hand zu bewegende Drosselventil *s*. Das Injectionswasser für den Condensator (wobei der Injectionshahn verstellbar ist, um die Quantität reguliren zu können) kommt für gewöhnlich durch das an der Schiffwand ausmündende Rohr *T*, kann aber auch, wenn das Schiff einen Leck bekommen sollte, durch das Rohr *t* (welches durch einen Hahn geöffnet, jenes *T* eben so geschlossen wird) aus dem Schiffraume selbst genommen werden (wodurch per Pferdekraft der Maschine in jeder Minute von 12 bis 13 Maſs Wasser ausgezogen werden).

Ferner bemerkt man noch das Schnüffel- oder Ausblasventil *k*, welches vor Beginne der Ingangsetzung der Maschine geöffnet wird, um den Dampf, welcher durch das obere Ventil während einiger Secunden in den Condensator gelassen wird, um daraus Wasser und Luft auszublasen, durchströmen zu lassen; *u*, *u* sind die Hähne zum Ablassen des Wassers aus dem Kessel (Ausblasen des Kessels), so wie endlich noch *c*, *c* die Gegenlenker für die Verticalbewegung der Kolbenstange bezeichnen.

Ohne in die nähern Details der Schiffsmaschinen einzugehen, soll hier nur so viel noch bemerkt werden, daſs heut zu Tage, besonders bei den Fluſsschiffen, auf denen man verhältniſsmäſsig (nach der ganzen Schiffsgröſse) groſse Passagiersräume und eine bedeutende Fahrgeschwindigkeit verlangt, das Hauptaugenmerk darauf gerichtet seyn muſs, den Maschinen bei aller nöthigen Solidität einen geringen Raum und das möglich kleinste Gewicht zu geben. Aus diesem Grunde verläſst man jetzt häufig, wenigstens für Passagierboote (während diefs bei den Remorqueurs, welche blofs zum Schleppen der Waaren- oder Lastschiffe bestimmt sind, und selbst keine oder nur wenig Ladung nehmen, weniger nothwendig ist) das *Watt'*sche Niederdruck-System, nach welchem, mit Hinzurechnung des in den schweren Kesseln (mit inwendiger Feuerung, mit vielen Abtheilungen und flachen Wänden) befindlichen Wassers, das Gewicht der Maschinen per Pferdekraft nahe 1 englische Tonne (etwas über 18 Wiener Centner, genauer 1814 Pf.) betrug, und benützt das Mittel- oder Hochdrucksystem mit cylinderischen oder in der neuesten Zeit mit Tubularkesseln (nach Art der Locomotivkessel), wodurch es gelungen ist, das Gewicht wenigstens auf die Hälfte herabzubringen, indem z. B. die schönen und soliden Schiffdampfmaschinen von mittlerem Druck (16 bis 18 Pfund englisch auf den Quadratzoll Dampfspannung über den Luftdruck), welche *Penn & Sohn* in Greenwich liefert, sammt gefüllten Kesseln $^1/_2$ Tonne, und selbst noch darunter per Pferdekraft wiegen und dabei noch (sie besitzen oscillirende Cylinder) einen weit geringern Raum als jene Maschinen einnehmen, welche nach einem andern Systeme gebaut sind.

In der neuern Zeit werden auch Dampfbote gebaut, welche anstatt der Schaufelräder am hintern Theil des Schiffes eine grofse Archimedische Schraube erhalten, die horizontal in der Verlängerung des Schiffes unter Wasser liegend durch schnelle Umdrehung um ihre Achse, welche von der Dampfmaschine aus bewirkt wird, das Schiff forttreibt.

Endlich kann noch bemerkt werden, dafs die Schalen der neuern Dampfschiffe fast durchgehends aus Eisenblech (und einem Gerippe aus sogenannten Winkeleisen) hergestellt, und dadurch bedeutend (oft um die Hälfte) leichter und dauerhafter werden.

§. 540. Zur Bestimmung der Gröfse oder Stärke der Dampfmaschinen mufs man zuerst den Widerstand berechnen, welchen das Boot oder Schiff bei einer gegebenen Geschwindigkeit im Wasser erfährt, und dann auch die Art und Weise, wie das Schiff fortgetrieben werden soll, berücksichtigen. Wendet man die gewöhnlichen Schaufelräder an, bei welchen die Schaufeln radial stehen, so hat man einen doppelten Verlust in Rechnung zu bringen, weil erstens die Schaufeln (eine einzige, einen Augenblick lang dauernde Stellung ausgenommen) schief gegen das Wasser wirken, und zweitens das Wasser den Schaufeln keinen festen Stützpunct darbietet, diese daher erst um einen gewissen Weg zurückweichen müssen, um den nöthigen Widerstand als Stützpunct zu erzeugen.

Was nun den Widerstand des Schiffes betrifft, welcher im quadratischen (folglich das Bewegungsmoment im cubischen) Verhältnifs der Geschwindigkeit wächst (§. 359); so kann dieser wenigstens annähernd nach §. 360 gefunden werden. Hierauf bestimmt man die

Kraft, welche nöthig ist, um die Räder dergestalt zu bewegen, dafs auf ihre Schaufeln von Seite des Wassers ein in horizontaler Richtung gezählter Widerstand oder Druck entsteht, welcher dem vorigen Widerstande gleich ist.

§. **541.** Bewegt sich das Schiff mit der Geschwindigkeit v gegen den mit der Geschwindigkeit V fliefsenden Strom, so würden die Schaufeln der Ruderräder, im Falle diese fest stünden, vom Wasser mit der Geschwindigkeit $V+v$ getroffen; da sich die Schaufeln jedoch nach der Richtung des Stromes, und zwar mit einer Geschwindigkeit von $v' > V+v$ bewegen, so stofsen oder treffen sie das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit $v'-(V+v)$. Ist nun A die Fläche der gleichzeitig eintauchenden Schaufeln und K ein Erfahrungscoefficient, in welchem zugleich auch die schiefe Stellung der Schaufeln mit berücksichtigt seyn soll, so hat man für den Widerstand, welchen die Schaufeln bei der Umdrehung der Räder, und zwar nach horizontaler Richtung genommen, erfahren (§. 358):

$$R = KA\frac{\gamma}{2g}[v'-(V+v)]^2.$$

Ist ferner A' die eingetauchte Fläche des Schiffkörpers, so hat das Schiff bei seiner Bewegung einen Widerstand zu überwinden, welcher durch $R' = K'A'\frac{\gamma}{2g}(V+v)^2$ ausgedrückt wird, wenn K' den betreffenden Erfahrungscoefficienten bezeichnet.

Da nun für den Beharrungsstand $R = R'$ seyn mufs, so folgt, wenn man Kürze halber $\sqrt{\left(\frac{K'A'}{KA}\right)} = m$ setzt, sofort:

$v'-(V+v) = m(V+v)$ und daraus $v' = (m+1)(V+v)$.

Die Wirkung oder Arbeit der Schaufeln ist per Secunde $E = Rv' = R'v'$, oder wenn man für R' und v' die vorigen Werthe substituirt, auch, wenn das Schiff

stromaufwärts geht: $E = (m+1)K'A'\frac{\gamma}{2g}(v+V)^3$,

stromabwärts „ $E = (m+1)K'A'\frac{\gamma}{2g}(v-V)^3$,

im ruhigen Wasser „ $E = (m+1)K'A'\frac{\gamma}{2g}v^3$.

Anmerkung. Bezeichnet man dagegen in diesem letztern Falle die Geschwindigkeit des Schiffes mit V (anstatt v), so ist auch (wenn man in R und R' $V=0$ und V statt v setzt):

$$K A V^2 = K' A' (v' - V)^2.$$

Um die Formeln des französischen Marine-Ingenieurs *A. Campaignac* (*Navigat. par la vapeur* etc. Paris 1842) zu erhalten, darf man in dieser letzten Gleichung nur $k b^2$ statt KA und $k a^2$ statt $K' A'$ setzen, wobei jedoch $b^2 = \beta B^2$ eine ebene Fläche, welche denselben Widerstand wie die eingetauchte Schiffsoberfläche (*la carène*) erleidet, B^2 die eingetauchte Fläche des gröfsten Querschnittes des Schiffes (*maître couple*), β einen von der Form der eingetauchten Schiffsoberfläche abhängigen Coefficienten, $a^2 = \alpha A^2$ die widerstehende Fläche der Schaufeln (eine ebene Fläche, welche mit der mittlern Geschwindigkeit der Schaufeln senkrecht im Wasser bewegt denselben Widerstand wie die gleichzeitig eingetauchten Schaufelflächen erleidet), A^2 die Fläche einer Schaufel, α einen von der Zahl der gleichzeitig eintauchenden Schaufeln und ihrer Stellung abhängigen Coefficienten, und k den Widerstand des Wassers bezeichnet, welchen die Flächeneinheit bei der Geschwindigkeit = 1 erleidet. (Nach mehreren Versuchen liegt k zwischen 50 und 60^k für eine ebene Fläche von 1 Quadratmeter, welche sich perpendikulär im Wasser mit der Geschwindigkeit von 1^m per Secunde bewegt.)

Mit dieser Bezeichnung ist im ruhigen Wasser $b^2 V^2 = a^2 (v' - V)^2$, woraus

$$s) \; . \; . \; . \; v' = \left(1 + \frac{b}{a}\right) V$$

folgt.

Diese Formel zeigt, dafs wenn $\frac{b}{a}$ constant bleibt, die Geschwindigkeit des Schiffes jener der Schaufeln proportional ist, und dafs jene v' der Schaufeln gegen jene V des Schiffes um so gröfser seyn müsse, je kleiner die widerstehende Fläche der Schaufeln gegen jene des Schiffes ist.

§. 542. Um die Geschwindigkeit des Schiffes und der Radschaufeln durch die Arbeit der Dampfmaschine auszudrücken, sey d der lichte Durchmesser des Dampfcylinders (bei zwei Maschinen werden diese in der Rechnung auf eine reducirt), p der Dampfdruck auf die Flächeneinheit des Dampfkolbens, mp der Nutzeffect dieses Druckes (wobei m ein vom Systeme und dem Zustande der Maschine abhängiger Coefficient ist), v die mittlere Geschwindigkeit des Dampfkolbens per Secunde, c die Länge des Kolbenlaufes, n die Anzahl der Doppel-Kolbengänge oder Umdrehungen der Ruderräder per Minute, D der äufsere Durchmesser dieser Räder, so wie endlich δD der mittlere Durchmesser derselben, d. i. bis zum Mittelpunct des Widerstandes der Schaufeln genommen (dabei ist δ ein von der Höhe und Wirkungsart der Schaufeln abhängiger Coefficient). Die Arbeit der Maschine ist per Secunde $= \frac{1}{4} \pi d^2 m p v$, der Widerstand, welchen die Schaufeln erfahren, ist nach der vorigen Anmerkung $= k a^2 (v' - V)^2 = k b^2 V^2$, und da sich diese mit der Geschwindigkeit

v' bewegen, so ist die Arbeit dieses Widerstandes (d. h. die zur Überwindung desselben nöthige Arbeit) $= k a^2 v' (v' - V)^2$, und daher für den Beharrungsstand:

$$\tfrac{1}{4} \pi d^2 m p v = k a^2 v' (v' - V)^2$$

oder auch

$$\tfrac{1}{4} \pi d^2 m p v = k b^2 V^2 v'.$$

Setzt man Kürze halber $\frac{\frac{1}{4} \pi d^2 m p}{k b^2} = N$ uad das Verhältnifs der Geschwindigkeit der Schaufeln v' zu jener des Dampfkolbens v, d. i. $\frac{v'}{v} = e$; so folgt aus der letztern dieser beiden Gleichungen:

$$V = \sqrt{\frac{N}{e}} \ldots (1$$

und aus der erstern in Verbindung mit der obigen s) (im vorhergehenden Paragraphe):

$$V = \sqrt[3]{\left(\frac{N}{1 + \frac{b}{a}}\right)} \ldots (2 \quad \text{und} \quad v' = \sqrt[3]{\left[N\left(1 + \frac{b}{a}\right)^2\right]} \ldots (3.$$

Bei der fortwährenden Zunahme von a gegen b würde $\sqrt[3]{N}$ gleichzeitig die äussere Grenze für die Geschwindigkeit V des Schiffes und die innere für die Geschwindigkeit v' der Schaufeln bilden. Bleibt $\frac{b}{a}$ constant, so ist (Gl. 2) die Geschwindigkeit des Schiffes der Kubikwurzel aus der Leistung der Maschine proportional. Soll der Dampfkolben jene Geschwindigkeit v erhalten, welche der Dampferzeugung des Kessels angemessen ist, so mufs man das Ganze so einrichten, dafs die Schaufeln die in der Gleichung 3 ausgedrückte Geschwindigkeit v' erhalten.

Mit Hilfe der drei obigen Gleichungen $v' = \left(1 + \frac{b}{a}\right) V$, $\tfrac{1}{4} \pi d^2 m p v = k a^2 (v' - V)^2 v'$ und $v' = e v$ können im Allgemeinen, wenn von den 8 vorhandenen Gröfsen a, b, d, p, e, v', v und V, 5 gegeben sind, die übrigen 3 bestimmt werden; wären z. B. die Gröfsen v', v und V zu suchen, so fände man:

$$v' = \left(\frac{1}{a} + \frac{1}{b}\right) \sqrt{\left(\frac{\frac{1}{4} \pi d^2 m p}{k e}\right)},$$

$$v = \left(\frac{1}{a} + \frac{1}{b}\right) \sqrt{\left(\frac{\frac{1}{4} \pi d^2 m p}{k e^3}\right)} \quad \text{und} \quad V = \frac{1}{b} \sqrt{\left(\frac{\frac{1}{4} \pi d^2 m p}{k e}\right)}.$$

Hieraus folgt z. B. auch, dafs der Überschufs der Geschwindigkeit der Radschaufeln v' über jene V des Schiffes $= \frac{1}{a} \sqrt{\left(\frac{\frac{1}{4} \pi d^2 m p}{k n}\right)}$ ist, d. h. je gröfser die Radschaufeln sind, desto kleiner ist dieser Überschufs. Da V von a unabhängig ist, so folgt, dafs wenn nur das Verhältnifs n dasselbe bleibt, die Schaufelflächen vergröfsert oder verkleinert werden können, ohne dafs diefs einen Einflufs auf die Geschwindigkeit des Schiffes hat. Aus dem Werthe von v dagegen ist ersichtlich, dafs wenn a oder die Schaufelfläche zunimmt, die Kolbengeschwindigkeit r, also auch der Dampfverbrauch abnimmt und umgekehrt.

Die obigen Gleichungen zeigen auch, dafs wenn die Ruderräder kleiner werden, dadurch auch v' und n kleiner, folglich V und v gröfser werden, und sonach auch mehr Dampf consumirt wird. Arbeitet also die Maschine zu langsam, so, dafs sie nicht den ganzen Dampf, welchen der Kessel zu erzeugen im Stande ist, zu consumiren vermag, so darf man nur, um dem Schiff einen schnellern Gang zu geben, den Durchmesser der Räder gehörig verkleinern.

Zerlegt man die schiefe Wirkung der Schaufeln gegen das Wasser in eine horizontale und verticale Kraft, so geht die letztere gänzlich verloren, während von der erstern, mittelst welcher das Schiff vorwärts getrieben wird, auch noch ein Theil durch das Zurückweichen der Schaufeln (indem $v' > V$ ist) verloren geht, gerade so, wie bei einem Locomotiv die Kraft der Maschine nur dann vollständig benützt wird, wenn die Räder nicht gleiten, ihre Umfangsgeschwindigkeit nämlich nicht gröfser als die Geschwindigkeit des Wagenzuges ist; gleiten dagegen die Räder (d. h. weichen sie zurück) wegen zu geringer Adhäsion oder Reibung der Räder gegen die Schienen, so bleibt der Train gegen die Geschwindigkeit der Räder zurück, und da der Dampfaufwand dieser Geschwindigkeit oder Umdrehungszahl der Räder proportional ist, so entsteht dadurch ein Kraft- oder Effectverlust, welcher mit der Gröfse dieses Zurückweichens der Räder im geraden Verhältnifs steht. Aus diesen Betrachtungen folgt also erstens, dafs, je gröfser die Schaufeln sind, desto weniger übertrifft ihre Geschwindigkeit jene des Schiffes und desto geringer ist der Verlust an bewegender Kraft; zweitens dafs es also nichts nützen würde, wenn man, um die ganze Kraft der Maschine in Anwendung zu bringen, die Schaufelflächen vermindern wollte, indem man dadurch nichts anders als eine gröfsere Geschwindigkeit der Radschaufeln und eine gröfsere Dampfconsumtion ohne Nutzen herbeiführen würde, und drittens dafs man durch Verkleinerung der Räder eine gröfsere Geschwindigkeit des Schiffes erlangen kann, dabei dürfen jedoch gewisse Grenzen nicht überschritten werden, um den Schaufeln ihre geeignete Tauchung zu lassen und der Maschine keine gröfsere Geschwindigkeit zu geben als für den gröfsten Effect angemessen ist. So tauchen die Schaufeln grofser Seedampfschiffe, welche sich für weite Reisen mit sehr vielem Brennstoff versehen müssen, oft im Anfange so stark ein, dafs die Maschine nur $^2/_3$ oder $^3/_4$ ihrer eigentlichen Kraft ausüben kann; indem der Eintauchungswinkel dadurch verringert wird, und die Schaufeln um so schiefer in das Wasser eintreten. In dieser Beziehung sind also wieder grofse Räder den kleinern vorzuziehen. Aus diesem Grunde benützt man jetzt häufig bei Remorqueurs, um die Geschwindigkeit der grofsen Räder zu mäfsigen, ohne die Maschine langsamer arbeiten zu lassen, als es für ihren gröfsten Effect angemessen ist, eine Räderübersetzung.

§. 543. Um eine Relation zwischen der Kraft der Maschine und den Dimensionen des Schiffes zu erhalten, hat man, bei der obigen Bezeichnung, nach welcher v die Kolbengeschwindigkeit, n die Anzahl der Oscillationen oder Doppelgänge des Kolbens, folglich (bei der gewöhnlichen Anordnung) auch die Anzahl der Umdrehungen der Räder per Minute, c die Länge eines Kolbenganges u. s. w. darstellt, ganz einfach:

$$v = \frac{n \times 2c}{60} = \frac{nc}{30}, \quad v' = \frac{n\pi\delta D}{60} \ldots (t,$$

und daher $e = \frac{v'}{v} = \frac{\pi\delta D}{2c}$.

Substituirt man diesen Werth für e in der obigen Gleichung 1) (§. 542) und setzt zugleich βB^2 für b^2 (§. 541, Anmerkung), so wird $V^2 = \frac{1}{2k\beta\delta} \cdot \frac{d^2 m p c}{D B^2}$, oder, wenn man den Coefficienten $\frac{1}{2k\beta\delta}$ als bekannt voraussetzt und $\frac{1}{\sqrt{(2k\beta\delta)}} = M$ setzt, auch:

$$V = M\sqrt{\left(\frac{d^2 m p c}{D B^2}\right)} \ldots (4.$$

Eben so folgt aus der obigen Gleichung s) (§. 541), wegen $b = B\sqrt{\beta}$, $a = A\sqrt{\alpha}$ (§. 541, Anmerkung) und $v' = \frac{n\pi\delta D}{60}$ (vorige Gleichung t) sofort:

$$D = \frac{60\left(1 + \frac{B}{A}\sqrt{\frac{\alpha}{\beta}}\right)}{\pi\delta} \cdot \frac{V}{n},$$

oder, wenn man Kürze halber den ersten Factor mit S bezeichnet, auch:

$$D = S\frac{V}{n} \ldots (5.$$

Eliminirt man aus diesen beiden Gleichungen 4) und 5) die Gröfse D, und bestimmt aus der entstehenden Gleichung B^2, so erhält man:

$$B^2 = \frac{M^2}{S} \cdot \frac{d^2 m p n c}{V^3} \ldots (6.$$

Ferner folgt aus dieser letztern Gleichung wegen $nc = 30\,v$ sofort:

$$30\,d^2 m p v = \frac{S}{M^2} \cdot B^2 V^3 \text{ oder auch } \tfrac{1}{4}\pi d^2 m p v = \tfrac{1}{120}\pi \frac{S}{M^2} B^2 V^3 \ldots (7.$$

Die Gleichung 6) gibt die Gröfse der eingetauchten Fläche des gröfsten Querschnittes des Schiffes, welche noch von der Maschine, deren Kraft gegeben ist, mit einer bestimmten Geschwindigkeit bewegt werden kann; die Gleichung 7) dagegen gibt die Stärke der Maschine, welche nöthig ist.

um ein Schiff von gegebener Gröfse mit einer bestimmten Geschwindigkeit fortzutreiben. Wie man sieht, so mufs diese Stärke im Verhältnifs der dritten Potenz der Geschwindigkeit des Schiffes zunehmen.

§. 544. Bezeichnet man die Wirkung der Maschine einfach durch E, so wie den Factor $\frac{1}{120}\pi\frac{S}{M^2}$ durch den Coefficienten K, so erhält man die beiden Gleichungen:

$$7) \ldots E = KB^2V^3 \quad \text{und} \quad B^2 = \frac{E}{KV^3} \ldots (7',$$

wobei man den Coefficienten $K = \frac{E}{B^2V^3}$ nach bekannten Schiffen berechnen, und dann in diese beide Gleichungen substituiren kann, um zur Berechnung anderer Schiffe zu dienen.

Setzt man $B^2 = \lambda LT$, wobei L die Breite des Schiffes im gröfsten Querschnitte und in der Wasserlinie (am Niveau des Wassers) gemessen, T den Tiefgang in diesem Querschnitt und λ das Verhältnifs der eingetauchten Fläche dieses Querschnittes zu dem herum beschriebenen Parallelogramm bezeichnet; so ist auch, wenn man noch $\lambda K = K'$ setzt:

$$8) \ldots E = K'LTV^3 \quad \text{und} \quad LT = \frac{E}{K'V^3}.$$

§. 545. Fährt das Dampfschiff in einem Flufs, welcher die Geschwindigkeit u besitzt, mit der absoluten Geschwindigkeit V', so wird die eingetauchte Oberfläche des Schiffes vom Wasser mit der relativen Geschwindigkeit $V' \pm u$ getroffen, je nachdem das Schiff gegen oder mit dem Flufs geht; die mit der Geschwindigkeit v' arbeitenden Schaufeln treffen also das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit $v' - (V' \pm u)$, wodurch also die obigen Gleichungen in die analogen:

$$kb^2(V' \pm u)^2 = ka^2[v' - (V' \pm u)]^2,$$

$$v' = \left(1 + \frac{b}{a}\right)(V' \pm u)$$

und

$$\tfrac{1}{4}\pi d^2 mpv = ka^2[v' - (V' \pm u)]^2 v' = kb^2(V' \pm u)^2 v'$$

übergehen, und aus deren letztern:

$$\tfrac{1}{4}\pi d^2 mpv = kb^2(V' \pm u)^3\left(1 + \frac{b}{a}\right)$$

folgt.

Behält der Dampfkolben dieselbe Geschwindigkeit wie im stillen oder ruhigen Wasser, so behalten auch die Schaufeln ihre Geschwindigkeit bei, und man hat $V = V' \pm u$, also daraus $V' = V \mp u$, d. h. die absolute Geschwindigkeit des gegen den Strom fahrenden Dampfschiffes ist gleich der Geschwindigkeit desselben im ruhigen Wasser, vermindert um die Geschwindigkeit des Stromes; geht das Boot dagegen mit dem Strome, so wird dessen Geschwindigkeit (im ruhigen Wasser) um jene des Stromes vergrösert.

§. 546. Verwendung der Dampfboote zum Remorquiren. Soll mittelst eines Dampfschiffes, für welches wir die vorigen Bezeichnungen beibehalten, ein anderes Schiff remorquirt oder geschleppt werden, so sey B'^2 die eingetauchte Fläche des gröfsten Querschnittes desselben und V die gemeinschaftliche Geschwindigkeit beider Schiffe; so geht die obige Gleichung $E = KB^2 V^3$ über in $E = K(B^2 + B'^2) V^3$, woraus:

$$9) \ldots V = \sqrt[3]{\left[\frac{E}{K(B^2 + B'^2)}\right]}$$

folgt.

Haben also die Schaufelräder jene Gröfse und Einrichtung, welche der Geschwindigkeit des allein laufenden Dampfbootes entspricht oder angemessen ist, so werden, sobald dieses Boot zum Schleppen verwendet wird, die Räder weniger Rotationen machen, die Maschine also auch ihre volle Kraft nicht entwickeln können; es müssen daher die Räder schon von vorne herein jene Einrichtung erhalten, wofür die Maschine ihre volle Kraft E entwickeln kann, wenn das Schiff nur mit der obigen Geschwindigkeit V geht. (Eigentlich sollte man durch variable Räderübersetzungen das Verhältnifs zwischen der Geschwindigkeit der Maschine und jener der Ruderräder beliebig und nach Umständen ändern können.)

Beispiel. Das französische Dampfboot „Sphinx" von 160 Pferdekräften gab bei einer Tauchung von $10^4/_2$ Fufs die Fläche $B^2 = 216$ Quadratfufs, die Geschwindigkeit des Schiffes bei 22 Umdrehungen der Schaufelräder im ruhigen Wasser war $V = 9$ Knoten (binnen 30 Secunden oder 9 nautische Meilen per Stunde *), folglich ist dafür der Coefficient:

$$K = \frac{E}{B^2 V^3} = \frac{160}{216 \times 9^3} = \cdot 0010161,$$

bei dem zu remorquirenden Schiffe von 86 Kanonen war bei voller Ladung $B'^2 = 873$ Quadratfufs.

Sind also die Schaufelräder so eingerichtet, dafs die Maschine dabei ihre volle Kraft entwickeln kann, so ist die gröfste Geschwindigkeit, welche

*) Die Knoten auf der Logleine haben eine Entfernung von einander von $^1/_{120}$ Seemeile oder nahe 48·82 Wiener Fufs. Jeder Knoten entspricht dabei einer Geschwindigkeit von 1·627 Fufs per Secunde oder einer See- oder nautischen Meile (nahe 976·4 W. Klafter per Stunde). Eine Geschwindigkeit von 1 W. Fufs per Secunde entspricht jener von ·6145 Knoten per 30 Secunden oder ·6145 Seemeilen per Stunde.

bei diesem Remorquiren erlangt werden konnte, nach der Gleichung 9):

$$V = \sqrt[3]{\left[\frac{160}{\cdot 0010161\,(216 + 873)}\right]} = 5{\cdot}25 \text{ Knoten.}$$

Allein, da der Durchmesser der Räder derselbe geblieben war, wie bei dem isolirten Dampfboote, so mufsten diese sofort weniger Rotationen machen, und da, wenn die Dampfspannung dieselbe blieb, auch die Maschine in demselben Verhältnisse weniger Kraft entwickeln konnte, so dürfte ihre Leistung bei 15 Umgängen der Räder (anstatt 22) blofs auf 110 Pferdekräfte angeschlagen werden, wodurch dann die noch kleinere Geschwindigkeit von $V = 4{\cdot}6$ Knoten entsteht, was nahe die Hälfte von der obigen beim isolirten Gange des Dampfschiffes ist.

§. 547. Einflufs des Gewichtes der Maschine und des Brennmateriales auf die Geschwindigkeit des Dampfschiffes. Ist P das Gewicht der Maschine sammt Wasser im Kessel per Pferdekraft, Q das Gewicht des per Stunde und Pferdekraft nöthigen Brennstoffes, h die Anzahl der Fahrstunden, wofür das Brennmateriale an Bord genommen werden mufs, so wie endlich T' die Zunahme der Tauchung (des „Wasserziehens") für jede Tonne Mehrbelastung; so ist, wenn T die ursprüngliche Tauchung des leeren nicht montirten Schiffes und E die Anzahl der Pferdekräfte der Maschine bezeichnet, die totale Zunahme in der Tauchung $= (P + Qh)\, T'E$, so, dafs also die obige Gleichung 8) in §. 544 in folgende:

$$E = K' L\,[T + (P + Qh)\, T' E]\, V^3$$

übergeht, woraus:

$$E = \frac{K' L T V^3}{1 - K' L T' (P + Qh)\, V^3}$$

folgt.

Hieraus geht hervor, dafs die Kraft der Maschine nicht mehr blofs wie die dritte Potenz der Geschwindigkeit des Schiffes, sondern in einem weit gröfseren Verhältnifs zunehmen müsse. Die Grenze für die Geschwindigkeit des Schiffes ergibt sich aus der Bedingungsgleichung:

$$1 - K' L T' (P + Qh)\, V^3 = 0,$$

weil dafür die Kraft der Maschine unendlich grofs seyn müfste; das Schiff kann also niemals diese Geschwindigkeit von

$$V = \sqrt[3]{\left[\frac{1}{K' L T' (P + Qh)}\right]}$$

erreichen.

Beispiel. Bei einem Dampfboote von 160 Pferdekraft ist $L = 25{\cdot}8$, $T = 9{\cdot}74$ und $V = 15{\cdot}45$ Fufs per Secunde oder $9\frac{1}{2}$ nautische Meilen per Stunde (als gröfste Geschwindigkeit, welche man mit diesem Schiffe im ruhigen Wasser erhalten konnte); ferner ist $T' = {\cdot}00949$ Fufs, $P = 1$ Tonne

$(=1000^k = 17{\cdot}85676$ W. Centner), $Q = 7{\cdot}44$ Pfund und $h = 240$ Stunden, folglich $Q\,h = 1$ Tonne. Der Coefficient K' ist $= \frac{E}{L\,T\,V^3} = \frac{160}{25{\cdot}8 \times 9{\cdot}74\,(15{\cdot}54)^3} = {\cdot}00017$, und damit folgt aus der vorigen Gleichung

$$V^3 = \frac{1}{{\cdot}00017 \times 25{\cdot}8 \times {\cdot}00949 \times 2} = 1201{\cdot}25$$

und daher

$$V = \sqrt[3]{1201{\cdot}25} = 22{\cdot}9$$

Fuſs per Secunde oder 14 Knoten (= 14 Seemeilen per Stunde), welches sofort die Grenze für die Geschwindigkeit dieses Schiffes ist.

Anmerkung 1. Es hat also die Geschwindigkeit eines jeden Dampfbootes eine theoretische Grenze, welche durch das gröſste Gewicht der Maschine und des Brennmateriales bestimmt wird, welches das Boot im Verhältniſs seiner Gröſse oder Tonnage tragen kann.

Die Erfahrungen zeigen, daſs man mit den am best gebauten Seedampfschiffen durch die bloſse Wirkung der Maschine und im ruhigen Wasser die nachstehenden Geschwindigkeiten, welche zugleich als die vorzüglichsten erkannt werden, erreicht, und zwar für Schiffe mit einer Kraft von

5	bis	20	Pferden	6	bis	7	Knoten,
20	„	50	„	7	„	8	„
50	„	100	„	8	„	9	„
100	„	200	„	9	„	10	„
200	„	400	„	10	„	11	„
400	„	500	„	11	„	12	Knoten.

Anmerkung 2. Hat ein Dampfschiff einen Weg von N Meilen, wofür es mit dem nöthigen Brennstoffe versehen seyn muſs, zurückzulegen, so wird die Zeit oder Dauer der Reise durch $\frac{N}{V}$ ausgedrückt, und man hat wegen (§. 544, Gleichung 7) $E = K\,B^2\,V^3$ auch $\frac{N}{V}E = K\,B^2\,N\,V^2$, so, daſs also die zu dieser Reise oder Überfahrt verbrauchte Kraft nur der zweiten Potenz der Geschwindigkeit des Schiffes proportional ist, während die Wirkung oder Stärke der Maschine wie die dritte Potenz dieser Geschwindigkeit V zunehmen muſs, folglich auch schon eine kleine Vermehrung der Geschwindigkeit eine bedeutende Vergröſserung der Maschine, also auch des Kohlenverbrauches nach sich zieht. Da nun bei Waarenschiffen die Geschwindigkeit mehr untergeordnet ist, so ist es vortheilhafter dafür kleinere Schiffe und Maschinen anzuwenden und die Geschwindigkeit zu vermindern. Reducirt man z. B. diese um die Hälfte, so kann die Maschine 8 Mal kleiner oder schwächer seyn und der Verbrauch an Kraft, um denselben Weg (obschon nur in der doppelten Zeit) zurückzulegen, beträgt nur den vierten Theil von jenem im ersten Falle.

Hat z. B. ein Dampfboot, welches zur Verführung von Waaren bestimmt ist, eine solche Gröfse, dafs es Maschinen von zusammen 100 Pferdekräften bedarf, um demselben die gröfst mögliche Geschwindigkeit zu geben, welche dasselbe annehmen kann und die wir zu 9 Seemeilen per Stunde rechnen wollen (vorige Anmerkung), so würde dieses Schiff, wenn man die Maschinen auf 80 Pferdekräfte reducirte, noch mit der Geschwindigkeit von $8^1/_3$ Meilen fahren. Beträgt die Überfahrt z. B. 120 Meilen, so werden dazu im letztern Falle $\frac{120}{8^1/_3}$ = 14 Stunden 24 Minuten, im erstern nur $\frac{120}{9}$ = 13 Stunden 20 Minuten nöthig seyn; ein Unterschied jedoch, welcher für den Waarentransport ohne Belang, dagegen für den Mehraufwand an Brennstoff von weit gröfserm Einflusse ist. Für die Maschinen von 100 Pferden ist derselbe nämlich (9 Pfund per Stunde und Pferdekraft gerechnet) $9 \times 100 \times 13{\cdot}33 = 11997$, dagegen für die 80er Maschinen nur $9 \times 80 \times 14{\cdot}4 = 10368$ Pfund Steinkohlen, wobei das Schiff auch noch aufserdem um 20 Tonnen (um welches Gewicht die Niederdruckmaschinen von 80 Pferden leichter als jene von 100 Pferden sind) mehr Waaren laden kann als mit den Maschinen von 100 Pferdekraft.

In diesem Beispiele könnte also das Schiff im letztern Falle bei demselben Kohlenaufwande eine im Verhältnifs von $1 : 1{\cdot}157$ gröfsere Entfernung zurücklegen als im erstern Falle mit den Maschinen von 100 Pferdekraft.

§. 548. Numerische Werthe der Coefficienten K und S. Um den in der obigen Gleichung 7) (§. 544) $E = KB^2V^3$ vorkommenden Coefficienten $K = \frac{E}{B^2V^3}$ zu bestimmen, hat *Campaignac* eine Reihe von Beobachtungen an Seedampfschiffen von 12, 50, 80, 120 und 160 Pferdekräften gemacht und gefunden, dafs die numerischen Werthe von K abnehmen, wie die Anzahl der Pferdekräfte zunimmt. Wird nämlich die Stärke der Maschine E in Pferdekräften, die Fläche B^2 in Wiener Quadratfufs und die Geschwindigkeit V in Knoten, oder was dasselbe ist, in See- oder nautischen Meilen per Stunde ausgedrückt, so hat man nach der Zusammenstellung von *Campaignac* $K = {\cdot}0013$ für ganz kleine Boote oder für die gröfste Anzahl von (Doppel-) Kolbengängen der Maschine, welche in der Regel die Zahl 40 per Minute nicht überschreitet; $K = {\cdot}0012$ für Schiffe von 20 bis 50 Pferden oder bei 40 bis 30 Kolbengängen; $K = {\cdot}0011$ für Schiffe von 50 bis 160 Pferden oder bei 30 bis 25 Kolbengängen; $K = {\cdot}0010$ für Schiffe von 160 bis 200 Pferden oder bei 25 bis 22 Kolbengängen; $K = {\cdot}0009$ für Schiffe von 200 bis 300 Pferden oder bei 22 bis 20 Kolbengängen; durch Ausdehnung dieser Progression wird $K = {\cdot}0008$ für Schiffe von 300 bis 400 Pferden oder bei 20 bis 18 Kolbengängen und $K = {\cdot}0007$ für die Schiffe von 400 bis 500 Pferdekräften oder bei

18 bis 17 Kolbengängen der Maschine oder Rotationen der Räder per Minute. (Diese Coefficienten haben sich bei ihrer Anwendung auf die Dampfschiffe „Sirius" von 320, „British-Queen" von 500 Pferdekräften u. s. w. als richtig bewährt.)

Der zur Bestimmung des äufsern Durchmessers D der Schaufelräder in der Formel 5) (§. 543) vorkommende Coefficient S wurde eben so durch Beobachtungen, und zwar aus der Gleichung $S = \frac{nD}{V}$, in welcher n die Anzahl der ganzen Kolbenspiele per Minute, D der äussere Raddurchmesser und V die Geschwindigkeit des Schiffes per Secunde, beides in Wiener Fufs ausgedrückt bezeichnet. Aus der Zusammenstellung von *Campaignac* ergibt sich als mittlerer Werth $S = 30{\cdot}416$ für die kleinen Dampfboote, $S = 27{\cdot}279$ für die Packetboote von 50 bis 120 Pferdekräften und $S = 28{\cdot}07$ für die Kriegs-Dampfschiffe von 160 bis 220 Pferdekräften.

Anmerkung. Bei Anwendung dieser Werthe von K und S wird angenommen, dafs die Dampfschiffe ihre normale, d. h. die gröfste Geschwindigkeit erhalten, welche sie durch die Maschine allein, und zwar bei gutem Wetter im ruhigen Wasser und bei normaler Tauchung erlangen können; diese letztere wird von den Schiffbauern gewöhnlich so bestimmt, dafs diese Tauchung oder der Tiefgang bei der halben Ladung der gewöhnlichen oder bei dem dritten Theil der stärksten Verproviantirung an Brennmateriale eintritt, wobei der innere Rand der am tiefsten stehenden Schaufel des Ruderrades um 4 englische Zoll unterm Wasserspiegel taucht.

Da die Geschwindigkeit der Seeschiffe nach dem guten oder schlechten Wetter veränderlich ist, so nimmt man für die mittlere Geschwindigkeit derselben $(^2/_3 + ^1/_{30})\, V$, wenn V die normale oder gröfste bezeichnet, weil nach den Erfahrungen überseeische Schiffe, deren normale Geschwindigkeit = 9 Knoten ist, nur mit 6·3 Knoten mittlerer Geschwindigkeit fahren.

Aus der von *Campaignac* zusammengestellten Tabelle ergibt sich noch, dafs erstens der Überschufs an Geschwindigkeit des innern Bords der Radschaufeln über die Geschwindigkeit des Schiffes im Mittel 1·585 Fufs per Secunde oder nahe 1 Seemeile per Stunde beträgt; dafs zweitens die Differenz zwischen der normalen Geschwindigkeit des Schiffes und $^2/_3$ der Geschwindigkeit des äufsern Bordes der Schaufeln für die kleinern Dampfboote negativ ist, diese sich aber bei andern Booten sehr nahe der Nulle nähert (setzt man diese = 0, so wird $S = 28{\cdot}6478$); dafs drittens die Verhältnifszahl zwischen der eingetauchten Fläche des gröfsten Querschnittes der Schiffschale (*maître-couple*) und der Fläche einer Radschaufel für Schiffe von 80 bis 220 Pferdekräften = $13^1/_2$ sey; dafs viertens durch den Schiffskörper per Pferdekraft im Mittel 4·1667 Tonnen Wasser verdrängt werden; dafs fünftens die mittlere Verhältnifszahl λ zwischen der eingetauchten Fläche des gröfsten Querschnittes und des herumbeschriebenen Parallelogrammes $= \cdot 843$ ist; dafs sechstens das Verhältnifs zwischen der im Niveau des Wassers liegenden horizontalen Schiffsfläche und des um dieselbe herum beschriebenen Parallelogrammes als Durchschnitt von 13 Schiffen (bei normalem Tiefgang) $= \cdot 843$; dafs siebentens die Verhältnifszahl zwischen dem Volumen der benetzten Schiffsoberfläche (bei normaler Tauchung) und jenem des herum beschriebenen Parallelopipedes als Durchschnitt von eben so vielen Schiffen $= \cdot 596$, und dafs endlich das Verhältnifs zwischen dem in Fufsen ausgedrückten äufsern Umfang eines Rades und der Anzahl der Schaufeln desselben im Mittel $f = 3\cdot 43$ ist, so, dafs also z. B. ein Rad, dessen Umfang 34 Fufs beträgt, 10 Schaufeln besitzt.

Ist also N die Anzahl der Schaufeln eines Rades, so ist:

$$N = \frac{\pi D}{f} \ldots (10,$$

wobei $f = 3\cdot 43$ gesetzt werden kann.

Ist i der Überschufs der Geschwindigkeit r_1 des innern Randes oder Bordes der Radschaufeln über jene V des Schiffes, so ist:

$$r_1 = V + i = \frac{n \pi D'}{60},$$

wenn D' den innern Raddurchmesser bezeichnet, und daraus:

$$D' = \frac{60}{n \pi}(V + i) \ldots (11,$$

wobei als Mittelwerth $i = r_1 - V = 1\cdot 585$ gesetzt werden kann. Für die Höhe der Radschaufeln hat man sonach:

$$h = \frac{D - D'}{2} \ldots (12.$$

Ist l die Länge der Radschaufeln, so ist $l h$ die Fläche einer Schaufel, und wenn r das Verhältnifs der eingetauchten Fläche B^2 des gröfsten Querschnittes (*maître-couple*) zur Fläche $l h$ einer Radschaufel ist, so hat man $r l h = B^2$ oder für die Länge der Schaufeln:

$$l = \frac{B^2}{r h} \ldots (13,$$

wobei als mittlerer Werth, für Schiffe von 80 bis 220 Pferdekräften, $r = 13\cdot 5$ gesetzt werden kann.

Schliesslich wollen wir noch bemerken, dafs sich gegenwärtig sowohl die meisten englischen als auch französischen Constructeurs der Schiffs-Dampfmaschinen nach dem *Watt*'schen System nach der ganz einfachen Formel $E = \frac{n c d^2}{3000}$ halten, in welcher d den Durchmesser des Dampfkolbens in Zollen, c die Länge des Kolbenlaufes in Fufsen (und zwar nach englischem Mafs) und n die Zahl der Kolbenspiele oder Umdrehungen der Räder per Minute, so wie E die Anzahl der (Maschinen) Pferdekräfte, welche die Maschine dabei besitzt, bezeichnet. (Dabei ist der effective oder nutzbare Dampfdruck auf den Quadratzoll des Kolbens zu 7 Pfund englisch angenommen.)

Nach dem französischen Maſs und Gewicht entspricht dieser Formel die folgende: $E = \frac{n c d^2}{5900}$, wobei d in Centimeter und c in Meter ausgedrückt werden muſs (die vorigen 7 Pfunde entsprechen einem Dampfdrucke von ·4919 Kilogrammen auf den Quadratcentimeter).

Auf das Wiener Maſs bezogen, kann man $E = \frac{n c d^2}{2690}$ setzen, wobei d in Zollen und c in Fuſsen auszudrücken ist. (Die erwähnten 7 Pfunde Dampfdruck entsprechen einem Drucke von 6·1 Pfund auf den Quadratzoll).

Die genauere *Watt*'sche Formel für den Effect der Niederdruckmaschinen in Pferdekräften ist:

$$E = \frac{5{\cdot}4978 \times d^2 \times N}{33000} = \frac{5{\cdot}4978 \times d^2 \times 2 n c}{33000},$$

wobei (Alles in englischem Maſs und Gewicht) d den Durchmesser des Dampfkolbens in Zollen, N die Geschwindigkeit desselben in Fuſsen per Minute, n die Anzahl der Kolbenspiele oder Radumdrehungen per Minute und c die Länge des Kolbenganges bezeichnet.

Im französischen Maſs und Gewicht ausgedrückt ist:

$$E = \frac{{\cdot}38125 \times d^2 \times 2 n c}{4500},$$

wobei c in Meter und d in Centimeter auszudrücken ist.

Beispiel 1. Ein Dampfschiff von $E = 320$ Pferdekräften taucht mit halber Verproviantirung des Brennstoffes (als normalen Tiefgang) $T = 14$ Fuſs, die Breite des eingetauchten gröſsten Querschnittes ist im Niveau des Wassers $L = 36$ Fuſs, das Verhältniſs des eingetauchten Theils dieses Querschnittes zum umschriebenen Parallelogramm ist $\lambda = {\cdot}75$, folglich die eingetauchte Fläche dieses Querschnittes beim normalen Tiefgang $B^2 = \lambda L T = 378$ Quadratfuſs; es soll die normale und mittlere Geschwindigkeit dieses Dampfschiffes bestimmt werden.

Da nach den obigen Angaben (§. 548) für den vorliegenden Fall der Coefficient $K = {\cdot}0008$ zu setzen ist, so hat man aus der Gleichung 7) (§. 544) für die normale (d. i. gröſste) Geschwindigkeit des Schiffes:

$$V = \sqrt[3]{\left(\frac{E}{K B^2}\right)} = \sqrt[3]{\left(\frac{320}{{\cdot}0008 \times 378}\right)} = 10{\cdot}2 \text{ Knoten}$$

oder per Stunde 10·2 Seemeilen. Die mittlere Geschwindigkeit ist daher (§. 548, Anmerkung) $(^2/_3 + {}^1/_{30})\, 10{\cdot}2 = 7{\cdot}14$ Seemeilen.

Wäre dieses Schiff zur Überfahrt von Bristol nach New-York bestimmt, welche 3000 Seemeilen beträgt, so würde dasselbe zu dieser Reise $\frac{3000}{7{\cdot}14} = 420{\cdot}2$ Stunden oder $17\,^1/_2$ Tage benöthigen.

Beispiel 2. Es sollen die Hauptdaten zur Erbauung eines überseeischen Dampf-Packetbootes von 450 Pferdekräften angegeben werden. (Ein solches ist z. B. das englische Dampfboot »Great-Western.«)

Nimmt man die normale Geschwindigkeit dieses Dampfbootes (§. 547) zu 12 Seemeilen per Stunde, setzt nämlich $V = 12$, so ist auch (§. 546, Note) $v = \frac{12 \times 5858 \cdot 4}{3600} = 19 \cdot 53$ Fuſs per Secunde.

Da ferner wegen $E = 450$ Pferdekräfte nach §. 548 für dieses Boot $K = \cdot 0007$ und die Verhältniſszahl der eingetauchten Fläche des Hauptquerschnittes zum umschriebenen Parallelogramm $\lambda = \cdot 80$ gesetzt werden kann; so ist zuerst die eingetauchte Fläche des Hauptquerschnittes (§. 544, Gl. 7') $B^2 = \frac{E}{K V^3} = \frac{450}{\cdot 0007\,(12)^3} = 372$ Quadratfuſs.

Setzt man bei einer mittlern Ladung Kohlen von 300 Tonnen den normalen Tiefgang $T = 13\frac{1}{2}$ Fuſs (der Vorsprung des Kiels von beinahe 1 Fuſs wird hier nicht dazu gerechnet), so folgt aus der Gleichung (§. 544) $B^2 = \lambda L T$ sofort $L = \frac{B^2}{\lambda T} = \frac{372}{\cdot 80 \times 13 \cdot 5} = 34 \cdot 44$ Fuſs.

Die mittlere Geschwindigkeit des Bootes ist $(\frac{2}{3} + \frac{1}{30})\,12 = 8 \cdot 4$ Knoten oder per Stunde $8\frac{2}{5}$ Seemeilen.

Nimmt man ferner, um den äuſsern Radhalbmesser und die Schaufelhöhe zu bestimmen, nach der obigen Reihe der Coefficienten K (§. 548) die Anzahl der Kolbenspiele der Maschinen per Minute $n = 18$ und (eben da) $S = 28$; so hat man (§. 543, 5) für den äuſsern Durchmesser $D = \frac{S V}{n} = \frac{28 \times 19 \cdot 53}{18} = 30 \cdot 38$ Fuſs. Nach der Gleichung 11) (§. 548, Anmerkung) ist der innere Durchmesser $D' = \frac{60}{n \pi}(V + \ )$, und wenn man hier aus guten Gründen i so wählt, daſs der innere Rand der Schaufeln eine nicht bloſs um 1, sondern $1\frac{1}{2}$ Knoten gröſsere Geschwindigkeit als das Schiff hat, so wird $i = 2 \cdot 377$, und daher ist:

$$D' = \frac{60}{18 \times 3 \cdot 14}(19 \cdot 53 + 2 \cdot 377) = 23 \cdot 26 \text{ Fuſs};$$

es ist also die Höhe der Schaufeln (Gleichung 12):

$$h = \frac{D - D'}{2} = \frac{7 \cdot 12}{2} = 3 \cdot 56 \text{ Fuſs}.$$

Die Länge der Schaufeln folgt aus (Gleichung 13):

$$l = \frac{B^2}{r h} = \frac{372}{13 \cdot 5 \times 3 \cdot 56} = 7 \cdot 74 \text{ oder } 7\tfrac{3}{4} \text{ Fuſs}.$$

Die Anzahl der Schaufeln in einem Rade erhält man aus der Gleichung 10), wornach: $N = \frac{\pi D}{f} = \frac{3 \cdot 14 \times 30 \cdot 38}{3 \cdot 43} = 27 \cdot 8$, d. i. 28.

Berechnet man endlich noch für dieses Schiff den Widerstand nach der von *Barlow* (aus seinen neuesten Beobachtungen und Versuchen) abgeleiteten Regel, daſs dieser nämlich im Mittel nur $\frac{1}{17}$ des Widerstandes des eingetauchten Hauptquerschnittes A beträgt (bei 11 verschiedenen Schiffen variirte dieser Widerstand von $\frac{1}{13}$ bis $\frac{1}{24}$), wenn dieser letztere nur mit

$\gamma A \frac{1^2}{2g}$ in Rechnung gebracht wird, nämlich nach der Formel b) in §. 360; so erhält man:

$$P = \cdot 059\,\gamma A \frac{V^2}{2g} = \cdot 059 \times 56\cdot 5 \times 372 \times \frac{(19\cdot 53)^2}{62} = 7629 \text{ Pfund.}$$

Die Arbeit dieses Widerstandes per Secunde ist also:

$7629 \times 19\cdot 53 = 149000^{\text{F. Pf.}}$ (in runder Zahl) $= 346\cdot 5$ Pferdekräfte oder nahe ·77 (d. i. 77 Procent) von der Nominalkraft der Maschine von 450 Pferden. In England rechnet man für gewöhnlich nur $^2/_3$ der Nominalkraft der Maschine als effective zum Forttreiben des Schiffes benützte Kraft, indem $^1/_3$ davon (wenn der Mittelpunct des Widerstandes an den Schaufeln um $^1/_3$ schneller zurückweicht als das Schiff vorwärts geht) durch das Zurückweichen der Schaufeln verloren geht.

Nach *Barlows* Versuchen beträgt bei gewöhnlichen (radial stehenden) Schaufelrädern bei einer mittlern Eintauchung (bei einem Eintauchungswinkel von 44°) die effective Kraft der Maschine ·645, wenn die ganze Kraft = 1 ist. Bei einer tiefern Eintauchung, wobei die Schaufeln schon bei einem Winkel (am Mittelpuncte des Radkreises gemessen) von 60° in das Wasser treten, ist diese Wirkung nur = ·550. In diesem letztern Falle haben die beweglichen Schaufeln von *Morgan* (in der neuesten Zeit von *Penn* verbessert), welche sich während der ganzen Bewegung durch das Wasser immer vertical stellen, einen entschiedenen Vorzug, indem, abgesehen davon, dafs die bei den gewöhnlichen oder radial stehenden Schaufeln Statt findenden Stöfse und Erschütterungen wegfallen, diese immer nahe zu eine, und zwar bei jeder Tauchung des Schiffes, effective Wirkung von ·66 geben.

Nimmt man diesen letztern Werth für die effective Kraft der Maschine an, so müfste die Maschine 525 Pferdekräfte wirklich besitzen, obschon sie (wie diefs in England üblich) allerdings nominell nur 450 haben kann.

Bei der obigen Zahl von ·645 als effective Kraft und der Voraussetzung, dafs die Maschine wirklich nur 450 Pferdekräfte hatte, müfste dann der Widerstand des Schiffes nicht blofs zu $^1/_{17}$, sondern zu $^1/_{20}$ von jenem der gröfsten Querschnittsfläche angenommen werden.

Der Vergleichung wegen mögen hier noch die Dimensionen des englischen überseeischen Dampfbootes „Great-Western" von (nominell) 450 Pferdekräften, und zwar in englischem Mafs und Gewicht, angeführt werden. Diese sind: äufserste Länge 236 Fufs, Länge des Verdeckes 212 Fufs, des Kiels 205 Fufs, Breite innerhalb der Schaufelräder 35 Fufs, 4 Zoll; Tiefe des Schiffraumes in der Mitte 23 Fufs, 2 Zoll; Tonnengehalt des Raumes 679 $^1/_2$ Tonnen, jener für den Maschinenraum 641 $^1/_2$ Tonnen, gesammter Tonnengehalt 1321 Tonnen, Durchmesser der Cylinder 73 Zoll, Länge des Kolbenganges 7 Fufs, Durchmesser der Schaufelräder 28 Fufs, 9 Zoll; Gewicht der Maschinen sammt gefüllten Kesseln 480 Tonnen; Kohlengewicht für 20 Tage 600 Tonnen, Kohlenconsumo per Stunde und Pferdkraft 6 $^1/_8$ Pfund, Gewicht der Schiffsladung (Fracht) 250 Tonnen, Tiefgang bei diesen Ladungen 16 Fuſs, 8 Zoll.

Campaignac findet für dieses Schiff (in französischem Maſs und Gewicht): Volle Ladung des Brennstoffes (600 T. englisch =) 609·39 Tonnen, entsprechender Tiefgang 5·080 Meter, mittlere Ladung an Brennstoff 304·695 Tonnen, Wasserverdrängung für 1 Centimeter der Schichte zwischen der vollen und mittlern Ladung 5·876 Tonnen, Tiefgang bei der mittlern Ladung (normaler) 4·562 Meter, Tiefe des Hauptquerschnittes bei dieser Tauchung 4·262 Meter (Kielhöhe oder Vorsprung ·30 Meter), eingetauchte Fläche des Hauptquerschnitts (*maître-couple*) 36·187 Quadratmeter, Anzahl der Pferdekräfte auf 1 Quadratmeter dieser Fläche 12¼, normale Geschwindigkeit bei ruhigem Wetter 12·05 Knoten, mittlere Geschwindigkeit für jedes Wetter 8·435 Knoten, mittlere Zeit, um die Reise von 3000 Seemeilen (von Bristol nach New-York) zurückzulegen, 14 Tage, 19 Stunden, 40 Minuten.

Um schlieſslich auch ein Beispiel von einem Schraubenboot anzuführen, so mag bemerkt werden, daſs das kürzlich in England für die Königin besonders gebaute schöne und bequeme eiserne Dampfboot, „die königliche Yacht Fairy“ von 128 Pferdekräften (2 *Penn*'sche Maschinen, jede von 64 Pferden, mit 48 Kolbenspielen), mit einem solchen Schraubenapparate (*screw propeller*) versehen ist, und bei einer der Probefahrten auf der Themse allen übrigen mit Ruderrädern (Paddle Wheels) versehenen Dampfbooten den Rang ablief, indem es als Durchschnitt von 10 Proben 13 Knoten zurücklegte (bei einer spätern Wettfahrt soll es von dem mit Schaufelrädern versehenen Dampfboot „the wonder“ besiegt worden seyn). Durch eine Räderübersetzung ertheilen die schönen und ungeachtet ihrer groſsen Geschwindigkeit ganz ruhig arbeitenden Maschinen der Schraube 240 Rotationen per Minute. Das Boot ist 145 Fuſs (engl.) lang, 21 Fuſs breit und hat eine Tragfähigkeit von 260 Tonnen; es taucht vorne 4 Fuſs, 4 Zoll, hinten 5 Fuſs, 4 Zoll.

Übrigens stehen nach dem Urtheile aller competenten Sachverständigen die Schraubenschiffe bis jetzt noch wegen des dabei eintretenden Kraftverlustes, welcher gegen jene mit Schaufelrädern 8 bis 10 Procent beträgt, diesen letztern und besonders dort, wo nicht wenigstens 10 Fuſs Wassertiefe zu Gebote steht, noch nach, gewähren dagegen in anderer Beziehung, namentlich für Kriegsschiffe, entschiedene Vortheile.

Achtes Kapitel.

Berechnung einiger zum Verarbeiten der Stoffe und Materialien bestimmten Maschinen.

§. **549. Einleitung.** Um nur in Kürze noch einige Beispiele von der Berechnung solcher Maschinen zu geben, welche zur Verarbeitung der Stoffe bestimmt sind, so wollen wir hiezu die am meisten verbreiteten Mahl-, Stampf- und Sägmühlen und Hammerwerke wählen, ohne übrigens dabei in eine sehr detaillirte Beschreibung der einzelnen Bestandtheile eingehen zu können.

Mahlmühlen.

§. **550.** Bekanntlich bestehen die deutschen Mahlmühlen zum Vermahlen des Getreides im Wesentlichen aus zwei cylindrischen Steinen, deren Grundflächen horizontal liegen und wovon der untere *a*, Fig. 294, (Bodenstein) fest, der obere *b* (Läufer) dagegen beweglich ist, indem er sich mittelst des in das quer eingelassene Obereisen *i* (Haue) eingreifenden vertical stehenden Mühleisens *s* (Spindel), welches unten einen Trilling *d* trägt und durch das Eingreifen eines Kamm- oder Stirnrades *A* in Bewegung gesetzt wird, um seine Achse dreht; dabei läuft dieses Mühleisen *s* (von 2 bis 3 Zoll Durchmesser und 4 bis 6 Fuſs in der Länge) unten in einer Spur oder Pfanne *e* (Mühlpfanne), welche in einem Querbalken *f* (Steg), der sich mittelst der Tragbänke *g*, *g*, worauf er ruht, auf und ab bewegen läſst, um die Entfernung der beiden Mahlflächen gegen einander reguliren zu können, eingelassen ist, während dasselbe oben durch die im Bodenstein eingelassene hölzerne Büchse *t* (Bux), die eine Art Halslager bildet, durchgeht. Das zu vermahlende Getreide gelangt durch die Gosse *B* und die im Läufer centrisch gebohrte oder ausgehauene runde Öffnung *h* (das Läuferauge) zwischen die Steine, welche an ihren Grund- oder Mahlflächen geschärft oder gehauen sind (siehe die Detailzeichnungen), und wird durch die Centrifugalkraft allmälich vom Mittelpuncte gegen die äuſsere Peripherie getrieben und dabei geschroten oder nach Umständen mehr oder weniger fein vermahlen. Aus den Steinen austretend fällt das Mahlgut in das sogenannte Beutelgeschirr, um die feinern Mehltheile von den gröbern, und namentlich von den Kleien zu sondern, wozu der im Beutelkasten *D* eingehängte Mehlbeutel *E* und die verschiedenen Drahtsiebe, Sauberer *l* vorhanden sind.

In der Regel trägt die horizontale Wasserradwelle (die Mühlen gehen gewöhnlich unter- oder mittelschlächtig) ein Kammrad *A*, welches unmittelbar in den auf dem Mühleisen befestigten Trilling *d* eingreift; da jedoch die in Österreich in der Regel 3 Fuſs im Durchmesser haltenden Steine 180 bis 200 Mal per Minute umlaufen sollen, so kommt man (da das Kammrad dabei sehr groſs und der Trilling sehr klein ausfällt) oft mit dieser einfachen Radübersetzung nicht aus, und man ist genöthigt noch ein groſses und ein kleines Zwischenrad, ein Zwischengeschirr anzubringen, wie z. B. ein solches gleichzeitig für 2 Mahlgänge in Fig. 295, wo *d* den vorigen Trilling bezeichnet, dargestellt ist.

Dürfte z. B. das Wasserrad für die vortheilhafteste Wirkung des Wassers per Minute nur 6 Umgänge machen, und erhielte das auf derselben Welle befestigte Kammrad *A* 60 Kämme, das Getrieb *B* 12 Spindeln oder Stöcke, das auf derselben Achse befestigte Stirnrad *C* 48 Zähne und der Mühltrilling *d* 8 Stöcke; so würde 1 Umdrehung des Wasserrades $^{60}/_{12} = 5$ Umdrehungen des Getriebes *B* und Stirnrades *C*, und 1 Umdrehung dieses Stirnrades $^{48}/_{8} = 6$ Umdrehungen des Trillings *d* zur Folge haben, dieser daher sammt dem Mühlstein in jeder Minute $6 \times 5 \times 6 = 180$ Mal umlaufen.

Ohne in weitere Details eingehen zu können (in welcher Beziehung wir auf unsere ausführliche Abhandlung über Mühlen, in *Prechtl's* technologischer Encyclopädie, Band 10 verweisen), soll nur noch erwähnt werden, daſs die nöthige schüttelnde Bewegung des Goſsschuhes *m* durch einen in den Ring *k* (Fig. 294. *a*), welcher in das Läuferauge eingelassen ist, hineinreichenden Bolzen *r*, dagegen das Schütteln des Beutels und Sauberers (alles nämlich bei den deutschen Mühlen) mittelst des auf der Mühlspindel *s* aufgesteckten Dreischlages *v* (Fig. 294. *b*) bewirkt wird, an welchen mittelst einer Feder der Anschlag ω, welcher in der um ihre Achse drehbaren Säule *z* eingelassen ist, angedrückt wird, und dadurch sowohl die Beutelgabel 1 als auch die mit dem Sauberer in Verbindung stehende Stange 2 in eine schnell oscillirende Bewegung setzt.

§. 551. Nöthige Betriebskraft. Da der Hauptwiderstand, welcher bei dem Betriebe einer Mahlmühle zu überwinden ist, in dem Zermahlen des Getreides zwischen den Steinen besteht, und als Erfahrungssatz angenommen werden kann, daſs dieser Widerstand bei einem Durchmesser der Steine von 1 (W.) Fuſs durch eine an der Peripherie des Läufers wirkende Kraft von 25 (W.) Pfund überwunden wird, so hat man für Steine vom Halbmesser *R*, da dieser Widerstand der Mahlfläche (also dem Quadrate des Halbmessers) proportional ist, $1^2 : R^2 = 25 : P = 25 R^2$ in Pfunden, als diejenige Kraft, welche am Umfange des Läufers anzubringen wäre, um den genannten Widerstand zu überwinden. (Auch kann man sich, wie bei der Reibung eines Cylinders auf seiner Grundfläche, §. 235, den Gesammtwiderstand in der Peripherie eines Kreises vom Halbmesser $\frac{2}{3}R$ vorstellen, so dafs $\frac{2}{3}R$ der Hebelarm dieses Widerstandes wäre.)

Da sich ferner aus vielen Beobachtungen jene Geschwindigkeit des Läufers als die zweckmäfsigste herausstellt, bei welcher im Mittel ein Punct im äufsern Umfange desselben eine Geschwindigkeit von 25 (W.) Fufs per Secunde besitzt, so ist die Arbeit der vorigen Kraft P, welche diesen Widerstand überwindet, $M = 25\,P = 25 \times 25\,R^2 = 625\,R^{2\,\mathrm{F.\,Pf.}}$ per Secunde.

Rechnet man ferner $\frac{1}{40}M$ zur Überwindung der Reibung der Spindel in der Pfanne und Büchse, $\frac{1}{20}M$ für die Reibung zwischen dem Kammrad und Trilling, so wie $\frac{1}{30}$ bis $\frac{1}{25}M$ für jene eines Vorgeleges; so hat man bei n Vorgelegen (mit Einschlufs der Bewegung des Beutelwerkes) für die Arbeit der nöthigen Betriebskraft:

$$E = 625\,R^2\left(1 + \frac{1}{40} + \frac{1}{20} + \frac{n}{25}\right)^{\mathrm{F.\,Pf.}}$$

oder in Pferdekräften:

$$N = \frac{E}{430} = 1{\cdot}4535\,R^2\left(1{\cdot}075 + \frac{n}{25}\right).$$

Beispiel. Führt eine Mühle 36zöllige Steine und ist dabei ein Vorgelege vorhanden, so hat man $N = 1{\cdot}4535 \times (^3/_2)^2 (1{\cdot}075 + {\cdot}04) = 3{\cdot}65$, d. i. etwas über $3^3/_5$ Pferdekräfte.

Anmerkung. Nach den neuern und bessern Einrichtungen des mechanischen Triebwerkes brauchen die mehrgängigen Mühlen bedeutend weniger Betriebskraft. So würde nach der alten Einrichtung eine Mühle mit 4 Fufs im Durchmesser haltenden Steinen nach der vorigen Formel $6^1/_2$ Pferdekräfte erfordern, während man bei den neuern Dampfmühlen, welche solche Steine führen, nicht mehr als 4 bis 5 Pferdekräfte per Mahlgang zu rechnen braucht.

Was die Leistungsfähigkeit dieser Mühlen betrifft, so können auf einem Mahlgange bei der angegebenen Gröfse (von 35 bis 36 Zoll) und Geschwindigkeit (von 180 bis 200 Umläufe per Minute) der Steine und der etwas langwierigen, jedoch ganz vorzüglichen Mahlmethode in Österreich (wobei der Weizen und das daraus erhaltene Erzeugnifs oft bis 12 Mal aufgeschüttet wird), binnen 24 Stunden von 12 bis 18 Metzen Weizen vermahlen werden, was die Betriebskraft für einen solchen Mahlgang zu $3^1/_2$ Pferdekräfte angeschlagen, per Stunde und Pferdekraft von $^1/_7$ bis $^1/_5$ oder ·143 bis ·2 Metzen gibt.

Nach den Beobachtungen von *Navier* ist die Leistung in Frankreich bei der *Mouture économique* = ·6; in den von *Moudslay* erbauten Dampfmühlen in Frankreich und England = 67; nach *Ganzel* in einer amerikanischen Mühle von 8 Gängen = ·7 bis ·85, je nachdem die Betriebskraft eines Mahlganges zu 5 oder 4 Pferdekräften gerechnet wird u. s. w.; in allen diesen Fällen müfste natürlich, wenn diese Zahlen einen richtigen Mafsstab für die Zweckmäfsigkeit der Mühlen abgeben sollen, vorausgesetzt werden, dafs der Weizen überall in dasselbe Mahlgut verwandelt wurde, was wohl schwerlich der Fall seyn dürfte. (Näheres über diesen Gegenstand findet man in unserer oben erwähnten Abhandlung.)

Stampfwerke.

§. 552. Bekanntlich besteht ein Stampfwerk (eine „Stampfmühle") aus einer Reihe von hölzernen Prismen *A* [(Fig. 296) Stämpfern], welche je nach dem beabsichtigten Zwecke (bezüglich des zu verkleinernden Materiales) an ihrem untern Ende mit verschieden geformten eisernen Schuhen *S* versehen, zwischen 4 horizontal liegenden Balken *n* (Scheidelatten), wovon zwei ober- und zwei unterhalb angebracht sind, vertical auf und ab bewegt werden können; eine horizontal liegende Welle *C* mit den gehörig vertheilten Hebeköpfen *a* versehen (Daumenwelle), ergreift bei ihrer Umdrehung den Hebkopf oder die Hebelatte *b* des Stämpfers, hebt diesen, wenn die Hebeköpfe *a* (§. 221) nach der Kreisevolvente gekrümmt sind, nicht blofs vertical, sondern auch (wenn sich die Welle gleichförmig dreht) mit gleichförmiger Geschwindigkeit in die Höhe, worauf dieser vom Hebekopf in der Stellung *a' b'* ausgelassen, mit seinem ganzen Gewichte herabfällt und die beabsichtigte Wirkung ausübt.

In §. 221 ist der Halbmesser $CA = r$ des Grundkreises der Daumenwelle bereits bestimmt, und zwar ist nach der dort angenommenen Bezeichnung

1) $r = \frac{h m t}{2 \pi t'}$, wobei nämlich h die Hubhöhe, t die Zwischenzeit von einem Angriff bis zum nächst folgenden, t' die Hubzeit und m die Anzahl der Hebköpfe für ein und denselben Stämpfer bezeichnet.

Die der Welle zugekehrte Fläche mufs wenigstens einen Abstand haben, welcher (Fig. 167) durch:

$$Cb = \sqrt{(CA^2 + Ab^2)} = \sqrt{(r^2 + h^2)} \; . \; . \; . \; (a$$

bestimmt wird. Die Länge l der Hebelatten AB kann mit Rücksicht auf den nöthigen Spielraum aus der Gleichung:

$$l = Cb - r = -r + \sqrt{(r^2 + h^2)} \; . \; . \; . \; (b$$

bestimmt werden.

Dreht sich die Daumenwelle (nach §. 221) in einer Minute n Mal um und ist dabei v die Geschwindigkeit des Grundkreises CA, so ist:

$$v = \frac{2 r \pi n}{60} = \frac{r \pi n}{30} \; . \; . \; . \; (2.$$

Der Bogen, welchen irgend ein Punct des Grundkreises CA während der Zeit als ein Stämpfer vom Hebekopf $A'b$ ausgelassen und von dem nächstfolgenden Hebekopf wieder ergriffen wird, beschreibt, ist (wegen Bogen $AA' = h$) $= \frac{2r\pi}{m} - h$, folglich die dazu gehörige in Secunden ausgedrückte Zeit $T = \frac{\frac{2r\pi}{m} - h}{v} = 30 \,.\, \frac{2r\pi - mh}{r\pi n m}$ (Gl. 2). Da nun (§. 221) die Fallzeit des Stämpfers $t'' = \sqrt{\frac{2h}{g}}$ ist, so mufs, damit der Stämpfer nicht schon vom nächsten Hebekopf wieder ergriffen werde, bevor derselbe noch seinen Stofs auf das zu verkleinernde Material vollständig ausgeübt hat:

$$T > t'', \text{ d. i. } 30 \,.\, \frac{2r\pi - mh}{r\pi n m} > \sqrt{\frac{2h}{g}}$$

seyn, woraus

$$3) \ldots n < \frac{30\,(2r\pi - mh)}{r\pi m} \sqrt{\frac{g}{2h}}$$

folgt.

Bezeichnet man endlich noch die gesammte Anzahl der Stämpfer des Stampfwerkes durch N, jene Anzahl, welche immer (bei gehöriger Vertheilung der Hebköpfe auf der Welle) gleichzeitig im Angriffe ist, durch N', so wie die Anzahl der Schläge oder Stöfse (= der Anzahl der Angriffe), welche jeder Stämpfer per Minute macht, durch S; so ist erstlich:

$$S = nm \ldots (4.$$

Der Bogen, welchen ein Punct im Grundkreise CA beschreibt, von dem Augenblicke an, als irgend ein Stämpfer ergriffen wird, bis zum nächst darauf folgenden Angriff eines zweiten Stämpfers, ist (weil während der Bewegung dieses Punctes durch den Bogen $AA' = h$ immer N' Stämpfer gleichzeitig im Hube sind, da, wie einer abfällt, sogleich wieder ein neuer ergriffen wird) $= \frac{h}{N'}$; da aber dieser Bogen auch $= \frac{2r\pi}{mN}$ ist (indem während einer Umdrehung der Welle jeder Stämpfer m Mal gehoben wird, so kommen auf jede solche Umdrehung mN Angriffe), so folgt:

$$\frac{h}{N'} = \frac{2r\pi}{mN} \text{ und daraus } N' = \frac{mNh}{2r\pi} \ldots (5.$$

§. 553. Nöthige Betriebskraft. Abstrahirt man vor der Hand von der vergleichungsweise unbedeutenden Arbeit, welche nöthig ist, um die leere Daumenwelle in Bewegung zu setzen, behält ferner die vorige Bezeichnung bei und setzt noch aufserdem das Gewicht eines Stämpfers $= p$, dessen Masse $= m'$, die auf den Angriffspunct A (Fig. 167) nach §. 159 reducirte Masse der Daumenwelle und aller etwa noch sonst mit ihr verbundenen Massen $= M$, den Abstand des Angriffspunctes A von der Achse des Stämpfers $= d$, den verticalen Abstand der beiden vordern oder hintern Scheidelatten, vom Mittel zu Mittel $= e$, so wie die betreffenden Reibungscoefficienten, die man hier einander gleich setzen kann, $= f$; so lassen sich die einzelnen zu überwindenden Widerstände auf folgende Weise berechnen.

Die zur Hebung des Gewichtes p des Stämpfers auf die Höhe h nöthige Arbeit ist (§. 175) $\omega = p h$.

Die Geschwindigkeit c, mit welcher der Stämpfer gleichförmig gehoben wird, ist, wegen $c t' = h$, sofort:

$$c = \frac{h}{t'} \quad . \; . \; . \; (6,$$

und da dessen Masse m' bei jedem Angriffe von der Ruhe aus auf diese Geschwindigkeit gebracht werden muſs, so ist die hiezu nöthige Arbeit (§. 186) $\omega' = m' \frac{c^2}{2g}$, oder da (§. 35) $m' = p$ gesetzt werden kann und wegen Gleichung 6) auch $\omega' = \frac{p h^2}{2 g t'^2}$.

Da dem Stämpfer die erwähnte Geschwindigkeit durch den Stoſs mitgetheilt wird, so ist (bei der Annahme von unelastischen Körpern) der Verlust an lebendiger Kraft (§. 201, Gl. 5 und der Annahme, daſs m' gegen M, welche letztere reducirte Masse immer sehr groſs ist, vernachläſsigt werden darf) $= m' c^2$, folglich jener an Arbeit (§. 201, Anmerk.) $\omega'' = \frac{m' c^2}{2g} = \frac{m' h^2}{2 g t'^2}$ ($= \omega'$, weil $m' = p$ ist).

Da ferner die Richtung der Hubkraft p in die Gerade $A b$ (Fig. 167) fällt, so erhält der Stämpfer ein Bestreben sich um seinen Schwerpunct zu drehen, und er wird nur durch die obere hintere und untere vordere Scheidelatte am Umküppen verhindert, wodurch jedoch ein Druck gegen diese beiden Latten, und daher auch bei der Aufwärtsbewegung des Stämpfers eine Reibung entsteht. Reducirt man diesen Druck auf eine einzige dieser beiden Latten und bezeichnet diesen mit k, so ist $\frac{1}{2} e . k = d . p$ und daraus $k = \frac{2 d p}{e}$, folglich ist der Betrag der Reibung (§. 228) $= f k$ und die Arbeit derselben bei jedem Hub $\omega''' = f k h = \frac{2 d p f h}{e}$. Ist b die Dicke des Stämpfers, so ist auch $d = l + \frac{1}{2} b$, wobei l aus der obigen Gleichung b) gefunden wird.

Da endlich die Länge der Kreisevolvente $A a$ des Hebkopfes (wie aus der höhern Mathematik bekannt) $= \frac{r \alpha^2}{2}$ ist, wenn α den Winkel

ACA' bezeichnet, folglich $r\alpha =$ Bogen $AA' = h$ ist, und da ferner die Heblatte fortwährend mit dem Gewichte p des Stämpfers auf den Hebkopf drückt, so ist die Arbeit der Reibung zwischen dem Hebkopf und der Heblatte während eines Hubes $\omega^{IV} = fp \cdot \frac{r\alpha^2}{2} = \frac{1}{2} f p h \alpha$.

Die durch das Heben eines Stämpfers, während welchem nämlich ein Punct A im Grundkreis den Bogen h zurücklegt, erschöpfte Wirkung oder Arbeit ist daher $W = \omega + \omega' + \omega'' + \omega''' + \omega^{IV}$, folglich da während dieser Zeit gleichzeitig N' Stämpfer im Angriffe oder Hube sind, so ist die dafür nöthige Arbeit $W' = N' W$, und da dieses in der Zeit t' geschieht, so ist die in 1 Secunde nöthige Arbeit der Betriebskraft $E = \frac{W'}{t'}$, oder wenn man gehörig substituirt, wobei auch der Werth von N' aus der Gleichung 5) zu setzen ist:

$$E = \frac{N m p h^2}{2 r \pi t'} \left(1 + \frac{h}{g t'^2} + \frac{2 d f}{e} + \frac{1}{2} f \alpha\right) \ldots \text{I.},$$

wobei (§. 221) $t' = \frac{54}{m n} - \sqrt{\frac{2h}{g}}$ ist.

Da der **Nutzeffect** eines Stämpfers per Secunde $= \frac{S p h}{60} = \frac{n m p h}{60}$ (Gl. 4), so ist jener des ganzen Stampfwerkes:

$$\mathfrak{E} = \frac{N n m p h}{60} \ldots \text{II.}$$

Anmerkung 1. Wollte man auch noch den Widerstand, welcher von Seite der Daumenwelle herrührt, in Rechnung bringen, so müfste man vorzüglich die aus den fortwährenden Stöfsen gegen die Hebköpfe der Welle entstehende Reibung in den Zapfenlagern berücksichtigen, die jedoch hier um so mehr ausgelassen werden kann, als diese erstlich nicht genau zu ermitteln, und dann auch gegen die übrigen Widerstände, die man schon etwas voller gerechnet hat, zu unbedeutend ist. Überhaupt sollte man sich bei solchen Berechnungen, in soferne sie einen practischen Nutzen gewähren sollen, aller sublimen und unfruchtbaren Calculationen, die allenfalls als theoretische Übungsexempel recht schön seyn können, enthalten, indem man dabei doch immer auf Prämissen, in Beziehung auf die Eigenschaft der betreffenden Körper (Härte, Politur, Elasticität etc.), der mehr oder weniger vollkommenen mechanischen Ausführung der einzelnen Bestandtheile der Maschine u. s. w. fufsen mufs, die eine weit gröfsere Fehlergrenze darbieten, als durch Auslassung jener subtilen Glieder in einer Formel, welche diese letztere ganz unbrauchbar und ungeniefsbar machen, je zu befürchten steht. Was würde z. B. in dem vorliegenden Falle für die Anwendung gewonnen seyn, wenn man untersuchen wollte, um wie viel die Daumenwelle bei jedem neuen Angriffe eines Stämpfers durch den entstehenden Stofs zurückbleiben oder von ihrer Geschwindigkeit momentan verlieren kann, um daraus die Rückwirkung zu finden, welche die übrigen bereits im Hub begriffenen und der Welle dadurch (wenigstens in der Idee) vorauseilenden Stämpfer auf die betreffenden Hebeköpfe ausüben, sobald ihre Hebelatten von diesen letztern wieder eingeholt werden? Dort, wo man schon in der ersten Annahme, der Natur der Sache nach, um 10 Pfund, und zwar auch ohne Nachtheil für die Sache selbst, fehlen kann, ist es nicht nur zwecklos oder illusorisch, von einigen Lothen Rechnung tragen zu wollen, sondern eine ganz falsche Richtung, wenn dadurch die betreffende, sonst einfache Formel, so complicirt wird, dafs sich Niemand entschliefsen kann dieselbe anzuwenden und damit seine Zeit zu verlieren. Der verständige und geübte Ingenieur oder Constructeur wird auch ohne eine solche ins Kleinliche gehende ziffermäfsige Nachweisung, und zwar durch seine Erfahrung und practischen Tact geleitet, noch weit sicherer jene kleinern Übelstände zu vermeiden oder wenigstens unschädlich zu machen wissen, und z. B. in dem angeführten Falle mit der Daumenwelle eine hinreichende Masse verbinden, damit diese im Vergleiche mit jener der Stämpfer grofs genug sey, um in ihrer Bewegung durch die einzelnen Stöfse keine Störung zu erleiden.

Anmerkung 2. Nach *Navier* betragen die Nebenhindernisse bei einem solchen Stampfwerke von $^1/_4$ bis $^1/_2$, nach *Taffe* im Durchschnitt $^1/_3$ des Nutzeffectes; nach dieser letztern Annahme wäre daher (mit Rücksicht auf die Gl. II.) die zum Betriebe nöthige Arbeit per Secunde:

$$E = \tfrac{4}{3}\mathfrak{E} = \frac{N n m p h}{45} \ldots (4.$$

Auch kann noch bemerkt werden, dafs man den Stämpfern für Pulvermühlen im Durchschnitt ein Gewicht von 70 bis 80 Pfund, eine Hubhöhe von 15 bis 16 Zoll und per Minute von 55 bis 60 Schläge; bei Papiermühlen ein Gewicht von 180 bis 200 Pf., eine Hubhöhe von 3 bis 4 Zoll und per Minute 50 bis 60 Schläge, und bei Erz-Pochwerken ein Gewicht von 140 bis 180 Pf., eine Hubhöhe von beiläufig 12 Zoll und per Minute 40 bis 50 Schläge gibt oder machen läfst.

Beispiel. Es soll ein Stampfwerk für eine Pulvermühle unter der Bedingung angeordnet und berechnet werden, dafs dasselbe 30 Stämpfer erhält, wovon jeder bei einem Gewichte von 70 Pfund und einer Hubhöhe von 15 Zoll per Minute 60 Schläge macht.

Nimmt man, in soferne man in Beziehung auf die Umdrehungsgeschwindigkeit der Daumenwelle ganz freie Wahl hat, für jeden Stämpfer 3 Daumen oder Hebköpfe in der Peripherie, folglich die Umlaufzeit der Welle zu 3 Secunden an, wodurch per Minute 20 Umläufe, und daher $3 \times 20 = 60$ $(= S = nm)$ Angriffe für jeden Stämpfer entstehen; so ist zuerst $m = 3$, $n = 20$, $N = 30$, $p = 70$ und $h = {}^{15}/_{12} = 1{\cdot}25$. Die Fallzeit für jeden Stämpfer ist (§. 221) $t'' = \sqrt{\frac{2h}{g}} = \sqrt{\frac{2{\cdot}5}{31}} = {\cdot}284$, die Hubzeit ist

(§. 221) $t' = \frac{54}{mn} - t'' = \frac{54}{60} - \cdot 284 = \cdot 616$, so wie die Zeit von einem Angriff eines Stämpfers bis zum nächstfolgenden desselben Stämpfers (§. 221) $t = \frac{60}{nm} = \frac{60}{60} = 1$ Secunde so, daſs in der That eine kleine Ruhezeit von $\frac{1}{10}$ Secunde bleibt.

Ferner ist der Halbmesser des Grundkreises der Daumenwelle (voriger Paragraph, Gl. 1) $r = \frac{hmt}{2\pi t'} = \frac{1\cdot 25 \times 3 \times 1}{2 \times 3\cdot 1416 \times \cdot 616} = \cdot 969$ Fuſs, und da mit diesen Werthen die durch die Gleichung 3) ausgedrückte Bedingung erfüllt wird, indem $20 < 27$ ist, so findet gegen die getroffene Anordnung kein Hinderniſs Statt.

Die obige Gleichung a) gibt als Minimum des Abstandes der vordern (der Welle zugekehrten) Fläche des Stämpfers von der Achse der Daumenwelle (Fig. 167) $Cb = \sqrt{(r^2 + h^2)} = \sqrt{(2\cdot 5013)} = 1\cdot 58$ Fuſs oder 19 Zolle, wofür man, um sicher zu gehen, daſs kein Anstreifen Statt findet, $19\frac{1}{2}$ bis 20 Zoll nehmen wird. Damit folgt ferner aus der Gleichung b) für die Länge der Hebköpfe vom Grundkreis an gerechnet (indem die Welle selbst einen etwas kleinern Halbmesser als der Grundkreis erhält, um ein Streifen der Hebelatten AB an der Welle zu verhindern) $l = Cb - r = 1\cdot 58 - \cdot 969 = \cdot 611$ Fuſs oder $7\frac{1}{3}$ Zoll. Eben so lang würden auch die Hebelatten AB, oder wenn man für den Abstand CB 20 Zoll nimmt, sofort $8\frac{1}{3}$ Zoll. Die Länge des Bogens $AA' = \alpha$, welchen ein Punct im Grundkreise beschreibt, während ein Stämpfer gehoben wird, ist, wegen $r\alpha = h$, sofort:

$$\alpha = \frac{h}{r} = \frac{1\cdot 25}{\cdot 969} = 1\cdot 29 \text{ Fuſs}$$

(was auch aus der Proportion $r\alpha : 2r\pi = t' : 3$ folgt).

Die Zahl der gleichzeitig im Anhub befindlichen Stämpfer ist nach Gleichung 5): $N' = \frac{3 \times 30 \times 1\cdot 25}{2 \times \cdot 969 \times 3\cdot 1416} = 18\frac{1}{2}$.

Nimmt man ferner zur Bestimmung der Betriebskraft an, daſs die Dicke der Stämpfer $b = 4$ Zoll $= \frac{1}{3}$ Fuſs, der Abstand der Scheidelatten $e = 4$ Fuſs und der Reibungscoefficient $f = \cdot 36$ sey; so ist zuerst der Abstand der durch den Schwerpunct eines Stämpfers gehenden Verticalen von dem Angriffspuncte A der Heblatte oder $d = l + \frac{1}{2}b = \cdot 611 + \cdot 167 = \cdot 778$ Fuſs, oder wenn man, wie bemerkt, $l = 8\frac{1}{3}$ Zoll $= \cdot 694$ Fuſs nimmt, sofort $d = \cdot 861$ Fuſs.

Mit diesen Werthen hat man nun aus der obigen Formel I. für die nöthige Betriebskraft:

$$K = \frac{30 \times 3 \times 70 \times (1\cdot 25)^2}{2 \times \cdot 969 \times 3\cdot 1416 \times \cdot 616}\left(1 + \frac{1\cdot 25}{31 \times (\cdot 616)^2} + \frac{2 \times \cdot 861 \times \cdot 36}{4} + \frac{\cdot 36 \times 1\cdot 29}{2}\right)$$

$$= 2625 \times 1\cdot 49344 = 3920^{\text{F. Pf.}} = \frac{3920}{430} = 9\frac{1}{10} \text{ Pferdekräfte.}$$

Der Nutzeffect dieses Stampfwerkes beträgt nach Gleichung II.:

$$\mathfrak{E} = \frac{30 \times 60 \times 70 \times 1{\cdot}25}{60} = 2625^{\text{F. Pf.}}$$

oder nahe 67 Procent von der Betriebskraft. Die Nebenhindernisse absorbiren $3920 - 2625 = 1295^{\text{F. Pf.}}$, was nahe die halbe Nutzwirkung ausmacht. Es würde also die obige Formel 4) nach *Taffe's* Annahme (dafs die Nebenhindernisse nur $^1/_3$ des Nutzeffectes absorbiren) die nöthige Betriebskraft im vorliegenden Beispiele zu geringe veranschlagt werden, indem man darnach blofs $E = 3500^{\text{F. Pf.}}$ oder nahe $8^1/_{10}$ Pferdekraft fände.

Um endlich auch noch die gehörige Anordnung der Hebköpfe auf der Daumenwelle zu treffen, damit die vorausgesetzte gleichförmige Vertheilung der fortwährend im Hube befindlichen Stämpfer wirklich Statt finde, so wollen wir beispielsweise annehmen, dafs die 30 Stämpfer in 5 Löchern oder Sätzen von je 6 Stämpfern arbeiten, die wir der Reihe nach durch I, II, III, IV, V, so wie die in jedem Loche stehenden Stämpfer ebenfalls derselben Reihe nach durch 1, 2, 3, 4, 5, 6 bezeichnen.

Man zieht nun zuerst auf dem Umfange der Welle nach ihrer ganzen Länge 30, mit den beiden Grundflächen parallele Kreise in solchen Entfernungen, dafs jeder (oder vielmehr die durchgelegte Ebene, welche sofort auf der Achse der Welle senkrecht steht) auf die Mitte eines Stämpfers trifft; ferner theilt man den Umfang eines dieser Kreise in $3 \times 30 = 90$ gleiche Theile und zieht durch die Theilungspuncte auf der Mantelfläche gerade Linien, welche mit der Achse der Welle parallel laufen, wodurch sich mit den 30 Parallelkreisen sofort $30 \times 90 = 270$ Durchschnittspuncte ergeben.

Bezeichnet man die 90 parallelen geraden Linien der Reihe nach (der Bewegung der Welle entgegengesetzt) mit 1, 2, 3... 90, die 30 Parallelkreise der Reihe nach und in derselben Richtung der Sätze I, II, III, IV, V mit 1′, 2′, 3′, 4′, 5′, 6′ in I, 1′, 2′... 6′ in II u. s. w. 1′, 2′... 6′ in V; so markirt man von den erwähnten 270 Durchschnittspuncten die nachstehenden als diejenigen, in welche die Hebköpfe zu stehen kommen, nämlich: 1 mit 1′ in I, 2 mit 1′ in II, 3 mit 1′ in III. . 5 mit 1′ in V; 6 mit 2′ in I, 7 mit 2′ in II... 10 mit 2′ in V; 11 mit 3′ in I, 12 mit 3′ in II... 15 mit 3′ in V; 16 mit 4′ in I, 17 mit 4′ in II... 20 mit 4′ in V; 21 mit 5′ in I... 25 mit 5′ in V; 26 mit 6′ in I... 30 mit 6′ in V. Auf diese Weise sind die Hebköpfe für das erste Drittel des Umfanges der Welle geordnet, so, dafs dadurch jeder Stämpfer 1 Mal, und zwar in derselben angezeigten Ordnung gehoben wird; dieselbe Ordnung wiederholt sich in den beiden folgenden Drittheilen des Umfanges der Welle; es kommt nämlich hierauf 31 mit 1′ in I, 32 mit 1′ in II... 35 mit 1′ in V; 36 mit 2′ in I ...40 mit 2′ in V u. s. w. 86 mit 6′ in I, 87 mit 6′ in II, 88 mit 6′ in III, 89 mit 6′ in IV und 90 mit 6′ in V. Da der Winkel α, um welchen sich die Welle während eines ganzen Hubes eines Stämpfers umdreht, $\frac{\cdot 616}{3}$ der ganzen Peripherie ausmacht, so sind dadurch gleichzeitig $\frac{\cdot 616}{3} \times 90 = 18{\cdot}48$, d. i. nahe $18^1/_2$ Stämpfer im Anhube, was sofort genau mit der obigen für N' gefundenen Zahl zusammenstimmt. Übrigens kann die Ordnung der Angriffe mit Beibehaltung dieses Verfahrens beliebig gewählt werden; so ist für das in Fig. 296 dargestellte Stampfwerk die Welle (Fig. 296. *a*), welche für jeden Stämpfer mit 2 Hebköpfen versehen ist, so eingetheilt, dafs die 6 Stämpfer in der nummerirten Ordnung angegriffen werden.

Anmerkung. Die für das Stampfwerk durchgeführte Berechnung kann zugleich als Muster für die deutschen Walkmühlen und Hammerwerke dienen, indem dabei nur geringe Modificationen, welche namentlich in dem Umstande liegen, dafs die Gewichte der Hämmer nicht lothrecht, sondern in Kreisbögen, wofür man einfacher schiefe Ebenen setzen kann, gehoben werden und herabfallen, eintreten; man reducirt nämlich sowohl die sämmtlichen zu bewegenden Gewichte nach statischen Gesetzen, als auch die sämmtlichen Massen der Hämmer und Schwingen und Hammerstiele nach dem Momente der Trägheit auf den Angriffspunct des Hebkopfes, um alle die beim Stampfwerke betrachteten Nebenhindernisse auch hier auf eine einfache Weise bestimmen zu können.

Hammerwerke.

§. 554. Erklärung. Die zum Bearbeiten, Ausschmieden und Ausstrecken der Metalle, und namentlich des Eisens üblichen Hämmer, welche von $\frac{1}{2}$ bis 10, ja in besondern Fällen selbst bis 100 Centner wiegen, werden, je nachdem sie an dem vordern Theile des um *c* (Fig. 168) drehbaren einarmigen Hammerstiels oder Helms an der Stirn oder auch von der Seite gehoben, oder an dem hintern Theile des um *c* (Fig. 169) drehbaren doppelarmigen Helmes niedergedrückt werden, in Aufwerf- (dabei im erstern Falle in Stirn-) und Schwanzhämmer getheilt. Die erstern, welche per Secunde nur 2 bis 3 Schläge machen (Stabhämmer), erhalten eine Hubhöhe von $1\frac{1}{2}$ bis 2, dagegen die letztern (Zainhämmer), welche so schnell arbeiten, dafs sie per Secunde 4 bis 6 und öfter auch noch mehr Schläge machen, nur eine Hubhöhe von $\frac{1}{2}$ bis 1 Fufs.

Um die Fallzeit zu vermindern, läfst man die Aufwerfer oben an einen im Hammergerüste befestigten elastischen Balken aus Eichen- oder Buchenholz (den sogenannten Stofsreitel), die Schwanzhämmer dagegen rückwärts an eine unten angebrachte, in einen elastischen Querbalken eingelassene eiserne Platte (den Prellstock) mittelst eines auf das Schwanzende des Hammerstiels aufgeschobenen gufseisernen Ringes (Prellring), welcher unten mit einem Knopfe versehen ist, aufstofsen.

Bei den deutschen Hämmern besteht der Hammerhelm oder Stiel in der Regel aus Buchen-, Eichen- oder Eschenholz, auf welchen eine grofse, mit zwei diametral gegenüberstehenden conischen Zapfen versehene Hülse (die Hammerhülse) so aufgeschoben und festgekeilt wird, dafs diese Zapfen, welche in die ebenfalls conisch ausgedrehten Lager oder Büchsen der Hammersäulen zu liegen kommen, die horizontal liegende Umdrehungsachse c des Hammers bilden.

Bei den neuern und zweckmäfsiger construirten (wegen Vermeidung der unverhältnifsmäfsig grofsen Reibung in den Büchsen) französischen, belgischen und besonders englischen Hämmern, wie diese jetzt namentlich bei dem Puddlings-Frischprocefs angewendet werden, besteht der Helm mit dem grofsen Gestell aus Gufseisen (manchmal auch aus Schmiedeisen) und wiegt mit dem unter einem angegossenen Querstück, welches die Achse bildet, die auf zwei gewöhnlichen broncenen oder gufseisernen Lagern frei aufliegt, oft von 50 bis 80 Centner. Der Ambofs ruht auf einem sehr starken gufseisernen Klotz, die Chabotte genannt, welcher selbst wieder auf einer grofsen gufseisernen Platte aufliegt, während diese, so wie das ganze gufseiserne Hammergestell auf einem Gerüste von hölzernen Balken (wodurch das Ganze eine gewisse Elasticität erhält und zu häufige Brüche vermieden werden) ruht, welches mittelst solider Quadersteine gehörig untermauert wird; dabei mufs jedoch die Unterlage des Ambofses, die oft auf Pilotten ruht, von dem Mauerwerk gehörig isolirt werden.

Wird der Hammer durch Wasser betrieben, so bringt man, wenn es sonst vereinbar ist, auf der Daumenwelle, d. i. jener Welle, auf welcher für jeden Hammer der starke gufseiserne Ring mit den gufseisernen (öfter mit Holz zum Auswechseln ausgefütterten) Hebköpfen aufgekeilt wird, das Wasserrad an, welches hier zugleich die Stelle eines Schwungrades vertritt. Wird der Hammer dagegen durch eine Dampfmaschine in Bewegung gesetzt, so mufs man auf dieser Welle ein passendes Schwungrad, welches nach Umständen von 10 bis 18 Fufs Durchmesser und ein Gewicht von 50 bis 100 Centner und darüber erhält, anbringen. Im Falle für die nöthige Ausgleichung der stofsweisen Bewegung das Schwungrad nicht schnell genug umläuft, ist man genöthigt, dieses auf einer zweiten viel schneller umlaufenden Welle anzubringen und diese Welle durch Verzahnung mit der Daumenwelle in Verbindung zu setzen.

§. 555. Berechnung eines Schwanzhammers. Es sey in Fig. 169 der Abstand des Schwerpunctes des Hammerkopfes von der Drehungsachse $c = a$, jener des Schwerpunctes des Hammerhelms von dieser Achse $= a'$, so wie jener des Prellringes a von dieser Achse $= a''$, welcher auch für den Angriffspunct der Hebköpfe genommen werden kann; ferner sey das Gewicht des Hammerkopfes $= p$, jenes des Helmes $= p'$ und des Prellringes $= p''$. Setzt man den mittlern Erhebungswinkel $BCB' = \alpha$ (beim Angriff des Hammers ist der Helm noch horizontal, also dieser Winkel $= 0$, beim Auslassen ist dieser Winkel $= 2\alpha$) und die zum Niederdrücken des Angriffspunctes a nöthige Kraft $= P$; so ist nach statischen Gesetzen:

$$P a'' = (p a + p' a' - p'' a'') \, Cos \, \alpha \ . \ . \ . \ (b,$$

wobei, wenn der Hammerhelm prismatisch ist, also dessen Schwerpunct in der halben Länge liegt, wegen $\frac{a + a''}{2} = a' + a''$, sofort:

$$a' = \tfrac{1}{2}(a - a'') \ . \ . \ . \ (c$$

ist.

Für kleine Hubhöhen weicht $Cos \, \alpha$ von der Einheit so wenig ab, dafs man in solchen Fällen diesen Factor in der vorigen Gleichung b) weglassen kann.

§. 556. Ist H die Hubhöhe des Schwerpunctes des Hammerkopfes (im Bogen gemessen), so macht der Angriffspunct a der Kraft P gleichzeitig den Weg:

$$h = \frac{a''}{a} H \ . \ . \ . \ (d,$$

und es ist daher die zum Heben des Hammers nöthige Arbeit der Kraft P sofort:

$$\omega = P h \ . \ . \ . \ (1.$$

Da man das Moment der Trägheit des Hammers (§. 169, Anmerk.) $= p a^2$ setzen kann, und jenes des prismatischen Hammerstiels oder Helms, wenn man dessen Länge durch l und Höhe, d. i. die auf der Oscillationsachse senkrechte (also verticale) Dimension, mit b bezeichnet (§. 163, 1 und §. 161, 1), durch:

$$m' = p' \left[a'^2 + \tfrac{1}{12}(l^2 + b^2)\right] \ . \ . \ . \ (e$$

ausgedrückt wird; so ist die auf den Angriffspunct a des Hammerschwanzes reducirte Masse (§. 159, Gl. 3):

$$m'' = \frac{p a^2 + m'}{a''^2} \ . \ . \ . \ (f,$$

und daher (wenn es der Mühe werth seyn sollte die Masse des Prellringes noch besonders zu berücksichtigen) die gesammte Masse in diesem Punct:

$$M = m'' + p'' \ . \ . \ . \ (g.$$

§. 557. Ist R der mechanische Halbmesser der Daumenwelle, d. i. die Entfernung des Berührungspunctes des Hebkopfes und Hammers von der Achse, ferner, wie beim Stampfwerk, m die Anzahl der Hebköpfe für ein und denselben Hammer, so wie n die Anzahl der Umdrehungen dieser Welle per Minute und die Bewegung wieder gleichförmig; so hat der Berührungs- oder Angriffspunct die Geschwindigkeit

$$c = \frac{2 n R \pi}{60} \ldots (h.$$

Um aber die auf diesen Punct reducirte Masse M bei jedem Hube des Hammers von der Ruhe aus auf die Geschwindigkeit c zu bringen, ist eine Arbeit von (§. 185)

$$\omega' = \frac{M c^2}{2 g} \ldots (2$$

nöthig, und da die Mittheilung durch den Stoſs (unelastischer Körper) Statt findet, so wird dadurch annähernd (wenn man wie beim Stampfwerk in §. 201, Gl. 5 die Masse $m' = M$ des Hammers gegen jene m der Daumenwelle mit dem Wasser- oder Schwungrade, die immer sehr bedeutend ist, ausläſst oder $\frac{m'}{m} = 0$ setzt) eine eben so groſse Arbeit oder

$$\omega'' = \frac{M c^2}{2 g} \ldots (3$$

erschöpft.

§. 558. Die zur Überwindung der Reibung der Hammerachse in den Lagern nöthige Kraft q kann annähernd (übrigens genau genug, da der ganze Betrag, selbst wenn man auf die Stöſse Rücksicht nehmen wollte, welche diese Achse bei jedem Angriffe des Hammers zu erleiden hat, hier nur sehr unbedeutend ist) aus der Gleichung:

$$q a'' = f(p + p' + p'' + P) r \ldots (i$$

bestimmt werden, wenn r den betreffenden Halbmesser des nur an der untern Fläche abgerundeten Querstückes, und f den entsprechenden Reibungscoefficienten bezeichnet. Damit ist dann die zur Überwindung dieser Reibung während eines Hubes nöthige Arbeit:

$$\omega''' = q h \ldots (4.$$

Endlich ist die Arbeit zur Überwindung der Reibung zwischen den Hebköpfen und Hammerstiel während eines Hubes, wenn man den in §. 234, Gl. 1 für den Betrag der Reibung zwischen den Zähnen zweier Räder aufgestellten Ausdruck, welcher sich auch unter der Form $fP \frac{a}{2}\left(\frac{R + R'}{R R'}\right)$ darstellen läſst, wobei R, R' die Halbmesser der beiden Theil- oder Grundkreise und a die Theilung (§. 216) bezeichnet, benützt, wobei nur $R' = a''$ und $a = h$ zu setzen ist, sofort:

$$\omega^{\text{IV}} = \tfrac{1}{2} f' P h \left(\frac{R + a''}{a'' R}\right) . h = \tfrac{1}{2} f' P h^2 \left(\frac{R + a''}{R a''}\right) \ldots (5,$$

wenn man R für den mechanischen Halbmesser der Daumenwelle gelten läſst.

Die gesammte während eines Hubes erschöpfte Arbeit ist demnach:

$$W = \omega + \omega' + \omega'' + \omega''' + \omega^{IV} \ldots \mathrm{I},$$

wobei jene zur Überwindung der Reibung der Daumenwellzapfen, welche in jedem besondern Falle leicht hinzugefügt werden kann, nicht mitbegriffen ist.

Sind nun wieder N' Hämmer gleichzeitig im Anhub, so ist die per Secunde nöthige Arbeit, wenn wieder t' die Hubzeit bezeichnet:

$$E = \frac{N' W}{t'} \ldots \mathrm{II}.$$

Ist dagegen die Zwischenzeit von einem Angriff desselben Hammers bis zum nächst folgenden $= t$, so muſs, im Falle nur ein einziger Hammer, dagegen zur gehörigen Ausgleichung und Erlangung einer gleichförmigen Bewegung eine hinreichende Schwungmasse vorhanden ist:

$$E = \frac{W}{t} \ldots \mathrm{III}$$

gesetzt werden, weil schon bei 2 Hämmern, wovon bei gehöriger Anordnung nur immer einer im Angriffe ist, in der vorigen Formel II $N' = 1$ ist.

Was endlich die Werthe von t und t' anbelangt, so ist, wenn bei einem bereits bestehenden Hammerwerke die Daumenwelle gleichförmig per Minute n Umdrehungen macht und für jeden Hammer m Hebköpfe vorhanden sind, sofort:

$$6) \ldots t = \frac{60}{n\,m} \text{ Secunden,}$$

und bei Voraussetzung einer gleichförmigen Bewegung $t' = \frac{h}{c}$, oder wenn man für die Geschwindigkeit des Angriffspunctes den Werth aus der obigen Gleichung h) setzt:

$$7) \ldots t' = \frac{60}{2\,n\,R\,\pi} h \text{ Secunden.}$$

Anmerkung. Bei einer erst zu treffenden Anordnung muſs man wieder wie beim Stampfwerk dafür Sorge tragen, daſs wenn t'' die Fallzeit bezeichnet, $t > t' + t''$ ausfalle. Durch den Einfluſs des elastischen Prellstockes oder Stoſsreitels ist immer $t'' < t'$, folglich wird man in keinem Falle fehlen und das Auffallen des Hammers auf den nächsten Hebkopf zu befürchten haben, wenn man $t > 2t'$ oder $t' = \frac{1}{2} t$ nimmt.

§. **559.** Um noch zu untersuchen, wie groſs die mit der Daumenwelle in Verbindung zu bringende Schwungmasse seyn muſs, um eine gewisse Gleichförmigkeit in der Bewegung zu erlangen, so sey die auf den Angriffspunct des Hebkopfes reducirte Masse der Daumenwelle mit allen übrigen damit verbundenen Massen (des Wasserrades, Schwungrades u. s. w.) $= M'$, so wie die auf denselben Punct reducirte Masse des Hammers (wie bereits angenommen) $= M$, ferner sey V die Geschwindigkeit von M' vor und v jene nach dem Stofse, so wie $u = \frac{V + v}{2}$ die mittlere Geschwindigkeit. Nach §. 200, Gleich. 3 ist $v = \frac{M' V}{M + M'}$, folglich der Verlust an Geschwindigkeit durch den Stofs:

$$V - v = \frac{M V}{M + M'} \ldots (x;$$

soll nun dieser durch den Einflufs der Schwungmasse eine gewisse Grenze nicht übersteigen und z. B. nur den k^{ten} Theil der mittlern Geschwindigkeit betragen, also $V - v = \frac{u}{k}$ seyn, so ist wegen $V + v = 2u$ sofort $V = u + \frac{u}{2k} = \frac{u}{k}(k + \frac{1}{2})$. Damit wird die vorige Gleichung x) auch $\frac{u}{k} = \frac{M}{M + M'} \cdot \frac{u}{k}(k + \frac{1}{2})$ oder $M + M' = M(k + \frac{1}{2})$ oder die zur Erfüllung dieser Bedingung auf den Angriffspunct der Hebköpfe reducirte nöthige Masse der Daumenwelle u. s. w.:

$$M' = M(k - \tfrac{1}{2}) \ldots (q.$$

Ist $\mathfrak{M}$ das Moment der Trägheit der Daumenwelle sammt allen damit verbundenen Massen, so ist $M' = \frac{\mathfrak{M}}{R^2}$, wenn R der Halbmesser des Grundkreises für die Hebköpfe (Entfernung des Angriffspunctes von der Daumenwellenachse) ist, folglich ist:

$$\mathfrak{M} = M R^2 (k - \tfrac{1}{2}) \ldots (q'.$$

Würde z. B. $k = 10$ angenommen, so wäre $M' = 9{\cdot}5\, M$; für $k = 20$ oder einen Geschwindigkeitsverlust der Daumenwelle, welcher nur den 20sten Theil der mittlern Geschwindigkeit beträgt, müfste $M' = 19{\cdot}5\, M$ seyn.

Ist auf der Daumenwelle ein Wasserrad angebracht, dessen auf den Angriffspunct der Hebköpfe (nach dem Momente der Trägheit) reducirte Masse sammt jener der Welle u. s. w. $M' > M(k - \frac{1}{2})$ ist, so wird die Abweichung von der mittlern Geschwindigkeit sogar noch weniger als $\frac{1}{k}$ betragen; wäre dagegen $M' < M(k - \frac{1}{2})$, so müfste man mit der Daumenwelle noch einen Schwungkranz von solcher Gröfse in Verbindung bringen, dafs dessen auf den erwähnten Angriffspunct reducirte Masse M'' der Gleichung:

$$M'' = M(k - \tfrac{1}{2}) - M' \ldots (r$$

entspricht, oder, wenn $\mathfrak{M}$ das Moment der Trägheit dieses hinzuzufügenden Schwungrades ist, wegen (§. 159, Gl. 3) $M'' = \frac{\mathfrak{M}}{R^2}$ sofort:

$$\mathfrak{M} = M R^2 (k - \tfrac{1}{2}) - M' R^2 \ldots (r'$$

Statt findet.

§. **560.** Bringt man, wenn bei dem gewöhnlich langsamen Gange des Wasserrades, das etwa noch nöthige Schwungrad (besonders für die grofsen Aufwerfhämmer) zu schwer ausfallen würde, dieses nicht auf der Daumen- oder Wasserradwelle selbst, sondern auf einer zweiten, viel schneller umlaufenden Welle an, welche mit der erstern durch Verzahnung so verbunden ist, dafs ein gröfseres Stirnrad der Daumenwelle vom mechanischen Halbmesser R' (Halbmesser des Grund- oder Theilkreises) in ein kleineres Getrieb der Schwungradwelle, vom mechanischen Halbmesser R'' eingreift (das Schwungrad also $\frac{R'}{R''}$ Mal schneller als die Daumenwelle umläuft) und ist M'' die auf den Berührungspunct dieser beiden Grundkreise reducirte Masse des Schwungrades, so wie $\mathfrak{M}$ das Moment der Trägheit desselben, folglich:

$$M'' = \frac{\mathfrak{M}}{R''^2} \ldots (n;$$

so ist die jener M'' gleichgeltende auf den Angriffspunct der Hebköpfe reducirte Masse (§. 159, Gl. 3) $= M'' \frac{R'^2}{R^2}$, und daher obige Gleich. q:

$$M'' \frac{R'^2}{R^2} + M' = M(k - \tfrac{1}{2}) \text{ und daraus } M'' = \frac{MR^2(k - \frac{1}{2}) - M'R}{R'^2}$$

oder für das nöthige Moment der Trägheit dieses Schwungrades (vorige Gleichung n):

$$\mathfrak{M} = [MR^2(k - \tfrac{1}{2}) - M'R^2] \frac{R''^2}{R'^2} \ldots (s,$$

welches daher (vergleiche obige Gleichung r') n^2 Mal kleiner als für ein auf der Daumenwelle angebrachtes Schwungrad seyn darf, wenn bei der letztern Anordnung das Schwungrad n Mal schneller als die Daumenwelle umläuft. (Vergleiche Gl. 4 in §. 159.)

Ist aus der Gleichung (r' oder jener (s das nöthige Trägheitsmoment gefunden, so läfst sich aus der Formel 6) in §. 169, in welcher also $\mathfrak{M}$ gegeben ist, wenn man die darin vorkommenden Gröfsen für die eben vorliegenden Verhältnisse bis auf eine passend annimmt, die noch zu bestimmende Gröfse für das betreffende Schwungrad (oder wenn deren, wie es manchmal geschieht, 2 angewendet werden, für diese) finden. Sind nicht, wie dort angenommen ist, 6, sondern allgemein n Radarme vorhanden, so mufs man das letzte Glied dieser Formel $2\,m\,r^2$ mit $\frac{1}{3}\,n\,m\,r^2$ vertauschen.

Ist die radiale Breite a des Radkranzes gegen den mittlern Raddurchmesser $D = R + r$ genommen nur gering, so kann man sich, um einen ganz einfachen Näherungswerth für das Trägheitsmoment eines vorhandenen Schwungrades zu erhalten, erstlich die Masse M des Radkranzes in der halben Breite, d. i. in der Peripherie des Kreises vom Halbmesser $\frac{1}{2}D$ vereinigt denken, wodurch das Moment der Trägheit des Kranzes $= \frac{1}{4}MD^2$, oder, wenn b die Dicke des Kranzes (parallel mit der Umdrehungsachse) und q das Gewicht der cubischen Einheit desselben ist, auch, wegen $M = D\pi abq$, sofort $= \frac{1}{4} D^2 . D\pi abq$ wird; ferner kann man das Volumen oder den cubischen Inhalt der vorhandenen Radarme, diese wieder bis zur Achse gerechnet, durch K bezeichnen, wodurch deren Masse $n . m = Kq$, folglich ihr Trägheitsmoment $\frac{1}{3} n m r^2 = \frac{1}{3} Kq \left(\frac{D-a}{2}\right)^2$, oder wenn man hier etwa als Mittelwerth, um a nicht ganz auszulassen, $a = \frac{1}{0} D$ oder um zu compensiren, da der erste Ausdruck für den Kranz etwas zu klein wird, diesen für die Arme etwas zu groſs, und daher $a = \frac{1}{80} D$ nimmt, $= \frac{1}{3} Kq \frac{D^2}{4} \times \cdot 9 = \frac{1}{4} D^2 \times \cdot 325\, Kq$ wird; dieses mit dem vorigen des Kranzes vereinigt gibt für das Moment der Trägheit des ganzen Schwungrades die Näherungsformel:

$$\mathfrak{M} = \frac{1}{4} D^2 q (D\pi ab + \cdot 325\, K) \; . \; . \; . \; (r,$$

und wenn, wie gewöhnlich, das Material Guſseisen ist, wofür man, wenn D, a, b in Fuſsen und K in Kubikfuſs ausgedrückt werden, $q = 406$ Pfund setzen kann (Gewicht von 1 Kubikfuſs Guſseisen), auch:

$$\mathfrak{M} = 406 (D\pi ab + \cdot 325\, K) \frac{D^2}{4} \; . \; . \; . \; (s,$$

wobei $\mathfrak{M}$, wie bekannt, die in der Kreisperipherie vom Halbmesser 1 Fuſs concentrirte Masse in Pfunden bezeichnet. (Diese Formel stimmt mit der von *Poncelet* angegebenen überein.)

Beispiel. Bei einem derartigen Hammer fanden sich folgende Werthe: $p = 300$, $p' = 268$ und $p'' = 45$ Pfund, $a = 6$, $a' = 1^1/_2$, $a'' = 3$, $b = \cdot 82$, $R = 1\cdot 8$, $r = \cdot 09$ und $H = 1\cdot 2$, folglich $h = \cdot 6$ Fuſs, $\alpha = 5^\circ 45'$, also $Cos\, \alpha = \cdot 995$, $m = 6$ und $n = 16$, endlich wog die ·8 Fuſs lange und nahe 1 Fuſs Durchmesser haltende cylinderische Hammerhülse mit den beiden Zapfen 186 Pfund.

Nach den letzten Gleichungen 6) und 7) erhält man für die Zeit von einem bis zum nächst folgenden Angriffe $t = {}^5/_8$ und für die Hubzeit sehr nahe $t' = \cdot 2$ Secunden.

Aus der Gl. b) findet man als mittlere Kraft $P = \frac{2056}{3} = 685\frac{1}{3}$, wofür wir die ganze Zahl 186 nehmen wollen; damit folgt aus der Gleichung 1):

$$\omega = 686 \times \cdot 6 = 411\cdot 6^{\text{F. Pf.}}$$

Aus der Gleichung e) folgt für das Moment der Trägheit des Hammerhelms, wenn man (was hier ohne Fehler geschehen kann) $l = a + a'' = 9$ setzt: $m' = 2427$, welches noch um jenes der Hammerhülse (eines hohlen Cylinders, welcher um eine Achse schwingt, die auf der geometrischen senkrecht steht und durch den Schwerpunct geht), das jedoch jedenfalls nicht bedeutend ist, vermehrt werden muſs; da man dafür nahe die Ziffer 27 findet, so ist das vereinte Moment $m' = 2454$ und damit aus Gleichung

f) die auf den Angriffspunct des Hammers reducirte Masse:

$$m'' = \frac{36 \times 300 + 2454}{9} = 1472 \cdot 7,$$

und daher mit Hinzurechnung der Masse des Prellringes die gesammte Masse auf diesen Punct bezogen (Gl. g) $M = 1517 \cdot 7$ Pfund; damit folgt aus Gl. 2, wegen $c = \frac{2 \times 16 \times 1 \cdot 8 \times 3 \cdot 1416}{60} = 3 \cdot 016$ Fuſs (Gl. h):

$$\omega' = \frac{1517 \cdot 7 \times 9 \cdot 1}{62} = 222 \cdot 76^{\text{F. Pf.}}$$

Eben so groſs ist auch der approximative Werth von ω'' (Gl. 3):

Aus der Gleichung i) findet man für $f = \cdot 2$ (Eisen auf Bronce und nur wenig fettig) und mit Hinzurechnung des Gewichtes der Hammerhülse, $q = 4 \cdot 794$ und damit aus Gleichung 4):

$$\omega''' = 4 \cdot 794 \times \cdot 6 = 2 \cdot 88^{\text{F. Pf.}}$$

Endlich findet man aus Gleichung 5), wenn man auch $f' = \cdot 2$ (Guſs- auf Guſseisen) setzt: $\omega^{\text{IV}} = 21 \cdot 95^{\text{F. Pf.}}$

Mit diesen Werthen folgt nun aus der Gleichung I:

$$W = 411 \cdot 6 + 222 \cdot 76 + 222 \cdot 76 + 2 \cdot 88 + 21 \cdot 95 = 881 \cdot 95^{\text{F. Pf.}},$$

und da diese Arbeit, bei dem Vorhandenseyn eines gehörigen Schwungrades (wofür häufig auch das Wasserrad dienen kann), immer von einem Angriff des Hammers bis zum nächst folgenden, d. i. immer während $^5/_8$ Secunden erschöpft wird, so erhält man nach Gleichung III für den per Secunde nöthigen dynamischen Kraftaufwand:

$$E = \frac{881 \cdot 95}{^5/_8} = 1411 \cdot 12^{\text{F. Pf.}} \text{ oder sehr nahe } 3^1/_3 \text{ Pferdekraft.}$$

Was die Nutzleistung dieses Hammers betrifft, so ist das auf den Schwerpunct des Hammerkopfes reducirte Gewicht $P' = \frac{3}{6} P = 343$ Pfund, so wie die gesammte Masse des Hammers $M' = \frac{1}{4} M = 379 \cdot 4$ Pfund. Läſst man den Bogen $H = 1 \cdot 2$ Fuſs für die verticale Fallhöhe gelten, so ist die Wirkung des von dieser Höhe herabfallenden Gewichtes P' sofort (§. 184) $= P' H = 343 \times 1 \cdot 2 = 411 \cdot 6^{\text{F. Pf.}}$ Da jedoch die Masse M' während des Hubes die Geschwindigkeit $c' = 2c$ oder von nahe 6 Fuſs erlangt hat, wozu eine Arbeit von $\frac{M' c'^2}{2g} = 220^{\text{F. Pf.}}$ nothwendig war, und da in dem Augenblicke als der Hub vollendet ist, diese Arbeit von dem elastischen Prellklotz (oder beim Aufwerfer dem Stoſsreitel) aufgenommen und dem herabfallenden Hammer bei vollkommener Elasticität gänzlich, sonst nur zum Theile zurückgegeben (bei vollkommener Unelasticität gänzlich vernichtet) wird; so hat man im erstern Falle (von der geringen Reibung der Hammerachse dabei abstrahirt) die gesammte Nutzleistung bei jedem Schlag $= 411 \cdot 6 + 220 = 631 \cdot 6^{\text{F. Pf.}}$ oder per Secunde $\mathfrak{E} = 631 \cdot 6 \times \frac{8}{5} = 1010 \cdot 56^{\text{F. Pf.}}$; dagegen wenn man die letztere Wirkung, wegen der unvollkommenen Elasticität des Prellklotzes, nur mit der Hälfte in Rechnung bringt, $\mathfrak{E} = (411 \cdot 6 + 110) \frac{8}{5} = 834 \cdot 56^{\text{F. Pf.}}$, so, daſs diese Leistung im erstern Falle 71 und im letztern 59 Procent der Arbeit des Motors beträgt. Die von den Stöfsen und der Reibung absorbirte Arbeit des Motors beträgt also selbst bei Voraussetzung einer vollkommenen Elasticität des Prellklotzes 29 Procent.

Da dieser Hammer durch ein $11\frac{1}{2}$ Fufs hohes Wasserrad betrieben wird, welches mit Inbegriff der Daumenwelle nahe 34 Centner im Gewichte hat, so kann man (in Ermangelung der nähern Angaben), dessen Moment der Trägheit in runder Zahl auf etwa 80000, folglich die auf den Angriffspunct der Hebköpfe reducirte Masse M' zu $\frac{80000}{(1 \cdot 8)^2} = 24690$ Pfund annehmen. Da nun die auf denselben Punct reducirte Masse des Hammers, wie oben gefunden wurde, $M = 1517 \cdot 7$ Pfund beträgt; so folgt aus der Gleichung q (§. 559) $k = \frac{24690}{1517 \cdot 7} + \frac{1}{2} = 16 \cdot 7$, d. h. es würde bei dieser Annahme des Trägheitsmomentes die nach jedem Anstofs eines Hebekopfes entstehende Abnahme der Geschwindigkeit $\frac{1}{16 \cdot 7}$ der mittlern Geschwindigkeit, folglich, da diese Geschwindigkeit im Angriffspuncte nahe 3 Fufs ist, sofort $\frac{3}{16 \cdot 7} = \cdot 18$ Fufs betragen.

Wäre dagegen, wenn der Hammer durch eine Dampfmaschine betrieben würde, auf der Daumenwelle ein gufseisernes Schwungrad angebracht, dessen mittlerer Durchmesser $D = 10$ Fufs, so wie die Breite und Dicke des Radkranzes $a = b = \frac{1}{2}$ Fufs ist; so hätte man nach der Näherungsformel s) für das Moment der Trägheit dieses Rades:

$$\mathfrak{M} = 406\,(10 \times 3 \cdot 1416 \times {}^1/_2 \times {}^1/_2 + 323 \times 7 \cdot 32)\,{}^{100}/_4\,,$$

wenn nämlich die 6 vorhandenen Radarme (6 Zoll breit und eben so dick) $7 \cdot 32$ Kubikfufs im Volumen haben; die ausgeführte Rechnung gibt in runder Zahl $\mathfrak{M} = 103800$ Pfund. (Nach der genauern Formel 6) in §. 169 findet man $\mathfrak{M} = 103300$), folglich wäre die auf den Angriffspunct der Hebköpfe reducirte Masse M' nahe 32000 Pfund und $k = 21 \cdot 6$, ohne noch die Daumenwelle selbst berücksichtigt zu haben.

Ganz auf dieselbe Weise werden auch die grofsen Stirn- und überhaupt Aufwerfhämmer berechnet, dabei kann noch bemerkt werden, dafs der Angriffspunct des Hebkopfes mit dem Mittelpunct des Stofses (§. 206) des Hammers zusammenfallen mufs, wenn man die Stöfse in der Hammerachse (beim Aufheben des Hammers) vermeiden will; dafs dieses bei den Schwanzhämmern niemals möglich ist, folgt daraus, weil die Achse zwischen dem Stofspuncte und der widerstehenden Masse liegt, und sowohl diese als auch die Stofskraft nach einerlei Richtung auf die Achse wirken, während diese Wirkungen bei den Aufwerfern nach entgegengesetzter Richtung (in beiden Fällen in einer verticalen Ebene) Statt finden und bei gehöriger Stellung gegen diese Achse Null werden können.

Dampfhammer.

§. 561. Der in der neuesten Zeit von dem englischen Ingenieur *J. Nasmyth* erfundene Dampfhammer zum Schmieden und Bearbeiten grofser Metall- und besonders Eisenstücke ist mit dessen neuesten Verbesserung in Fig. 286 in der vordern Ansicht und zum Theile auch im Durchschnitte dargestellt. Wie hieraus zu ersehen ist, so besteht dieser sogenannte Hammer eigentlich in einem gufseisernen Fallblocke *H* (an dessen untern Fläche die Bahn des Hammers befestigt ist), welcher zwischen den aufrechten Ständern eines starken gufseisernen Gestelles in einer Führung auf und ab bewegt werden kann. Die aus dem über den Hammer angebrachten, vertical stehenden Dampfcylinder *Z*, in welchem der Kolben *F* spielt (durch eine in der Bodenplatte befindliche Stopfbüchse), abwärts gehende Kolbenstange *J* ist auf eine angemessene Weise (und zwar, um für den Kolben und dessen Stange die Stöfse unschädlich zu machen, durch Zwischenlagen von elastischen Körpern, am einfachsten durch mehrere Holzscheiben) mit dem erwähnten Klotze oder Hammer so verbunden, dafs bei jedem Kolbenhub der Hammer mit gehoben wird, und beim Niederfallen des Hammers der Kolben mit herabfällt. Der in dem Dampfgehäuse *B* befindliche Distributions- oder Dampfschieber *D*, dessen Stiel *G* sowohl bei *r* (in dem Schlitze) mit dem um *c* drehbaren doppelarmigen Hebel ωz, als auch oberhalb mit dem (aus der Durchschnittszeichnung zu ersehenden) kleinen Kolben *E* verbunden ist, wird durch das Niederziehen der in den Hebel ω eingehängten Stange *v* gehoben, dagegen durch den auf den kleinen Steuerkolben *E* ausgeübten Dampfdruck wieder herabgeschoben; durch die erstere Bewegung wird die Communication zwischen dem Dampfgehäuse *B* (oder dem Kessel) und dem untern Raume des Dampfcylinders abgesperrt, dagegen die Verbindung dieses Raumes mit der Ausströmungsöffnung *R* durch den Canal *a*, den hohlen Raum *f* des Schiebers und dem gekrümmten Canal *b* bewirkt; durch die letztere Bewegung dagegen wird die Communication zwischen dem Dampfgehäuse und dem untern Cylinderraume wieder hergestellt. Die Dampfeinströmung findet vom Kessel her durch das Rohr *A* Statt, in welchem sich zur Regulirung oder gänzlichen Absperrung ein mit der Hand zu steuerndes Admissionsventil (eine Art Drosselventil) befindet; eben so ist auch das Ausströmungsrohr mit einem Hahn versehen, um die Ausströmung des Dampfes zum Theil oder auch gänzlich hemmen zu können (wenn man die Fallgeschwindigkeit des Hammers mäfsigen oder ganz aufheben wollte); durch das gebogene Rohr *a'* gelangt der Dampf in den kleinen Dampfcylinder *C* über den Steuerungskolben.

Der oben geschlossene Dampfcylinder *Z* ist an seinem obern Theile mit einem Mantel *Y* so umgeben, dafs dadurch ein ringförmiger hohler Raum *NN* gebildet wird, welcher durch die ringsherum gebohrten Löcher *cc* mit dem Innern *M* des Dampfcylinders communicirt. Auf gleiche Weise steht auch der kleine Cylinder *C* durch eine solche Öffnung *c*, so wie selbst der innere Raum des kleinen (schalenförmigen) Steuerungskolbens *E* dnrch eine Öffnung *d* mit diesem ringförmigen Raume *N*, der selbst wieder durch den Abzugscanal *S* mit der Ausströmungsöffnung *R* communicirt, in Verbindung.

Von den beiden cylinderischen Stangen *K* und *L*, wovon die eine mit einem rechten, die andere mit einem linken Schraubengewinde versehen ist, läfst sich die erstere, welche mit der Zugstange *v* in Verbindung steht, nicht blofs sammt den Rädern *g* und *k* um ihre Achse drehen, sondern auch (mit ihren Clavetten, die sich in den Nuthen der Räder auf und ab schieben) der Länge nach verschieben, die letztere dagegen blofs um ihre Achse drehen. Von den beiden zugehörigen prismatischen Muttern *m* und *n* trägt die erstere den Biegel *q*, welcher in den Endpunct des doppelarmigen Hebels *p* eingehängt ist, während die letztere den Bolzen *o* als Drehungspunct dieses Hebels aufnimmt. Stöfst nun beim Aufwärtsgehen des Hammers *H* die daran befestigte Nase *t* an den Endpunct *x* des Hebels *p* an, so wird die Mutter *m* sammt der Spindel *K* und Zugstange *v* herabgezogen, folglich die Stange *G* des kleinen Kolbens *E* sammt dem Dampfschieber *D* gehoben.

Was die Hauptmomente der Wirkungsart dieser sehr sinnreichen Maschine anbelangt, so mufs der Dampfschieber während des ganzen Hubes des Hammers in jener Stellung, in welcher er den Dampf unter den Kolben zuläfst, erhalten werden; oben angelangt, mufs der Schieber seine Stellung so verändern, dafs der Zuflufs des Dampfes abgesperrt, dagegen der Abflufs des im untern Theile des Cylinders befindlichen Dampfes möglich ist. (Diese Stellung oder Steuerung geschieht durch das Anstofsen des Ansatzes *t* an den Hebel *p*, wodurch die Stange *v* herabgezogen und der Schieber *D* gehoben wird; je höher also durch das Umdrehen der Kurbel *b'*, wodurch sich die beiden Spindeln *K* und *L* mittelst der beiden Kegelräder *l* und *k*, so wie der Stirnräder *g* und *h* nach entgegengesetzter Richtung umdrehen, die beiden Prismen *m* und *n* ohne ihre gegenseitige Stellung zu verändern, hinaufgeschoben werden, desto länger bleibt auch die Communication mit dem Dampfkessel offen, und desto gröfser ist die Hubhöhe des Hammers.) Diese Stellung des Schiebers mufs wieder während des Herabfallens des Hammers unverändert bleiben und im Augenblicke des

Schlages (wo also der Hammer das Eisen berührt), mufs der Schieber mit der gröfsten Schnelligkeit wieder die ursprüngliche Lage annehmen, in welcher der Dampf in den Cylinder unter den Kolben treten und den Hammer heben kann. Der mit dem Dampfschieber gehobene kleine Steuerkolben *E*, über welchen in diesem Augenblicke durch das Öffnen eines kleinen Ventils Dampf eintritt, bleibt durch eine einfache Stütze sammt dem Schieber so lange in dieser geprefsten Lage, bis der Hammer beim Herabfallen das Eisen berührt, worauf sich mit Blitzesschnelle diese durch eine Feder gehaltene Stütze auslöst, und der dadurch frei gewordene Steuerkolben den Dampfschieber so weit herabschiebt, dafs der Dampf wieder unter den Kolben treten kann.

Da man, kurz bevor der Kolben seinen höchsten Stand erreicht hat, durch das Öffnen eines Ventils Dampf über den Kolben treten läfst, so wirkt dieser als eine Art elastischer Feder und treibt den Hammer mit einer grössern Beschleunigung zurück; durch die oben erwähnten Öffnungen *c c* kann der über dem Kolben befindliche Dampf während des Hubes so lange entweichen, bis diese durch das Vorbeigehen des Kolbens abgesperrt sind, worauf der noch übrige zwischen dem Kolben und Cylinderdeckel eingeschlossene Dampf die erwähnte elastische Feder bildet.

So wie sich durch Verschiebung der beiden Prismen *m* und *n* die Hubhöhe des Hammers von 10 Zoll bis (bei grofsen Hämmern) 4 Fufs reguliren läfst, so kann man auch durch theilweises oder gänzliches Absperren der Dampfausflufsöffnung den Schlag des Hammers so mäfsigen, dafs das Eisen kaum berührt wird, oder den Hammer in seinem Fallen noch vor der Berührung gänzlich aufhalten.

Die weitern Details findet man u. A. in *Armengaud's Publication industrielle des machines* etc. T. IV, p. 370 f. f.

Es kann noch bemerkt werden, dafs sich der Dampfschieber auch mit der Hand steuern läfst, und dafs es mehrere Etablissements (besonders bei dem Puddlings-Frischprocesse) vorgezogen haben, bei diesem Hammer die Handsteuerung für die Selbststeuerung zu substituiren.

Bei Voraussetzung eines Hochdruckdampfes von 4 Atmosphären im Kessel berechnen sich die Cylinderdurchmesser für die Hammergewichte von 180, 360, 540, 720, 900, 1780, 2680, 3570 und 7140 Wiener Pfund beziehungsweise nahe auf 3·9, 4·6, 6, 7, 7·7, 10·4, 12·8, 14 und 18·5 Wiener Zoll.

Nach den von den Gebrüdern *Schneider* gemachten Beobachtungen fordern Dampfhämmer von 900 Pf. Gewicht und 2·5 Fufs Hub, von 1780 Pf. Gewicht und 3 Fufs Hub, von 2680 Pf. Gewicht und 4³/₄ Fufs Hub, von 5360 Pf. Gewicht und 6¹/₃ Fufs Hub, endlich von 8000 Pf. Gewicht und 8 Fufs Hub beziehungsweise einen Dampfkessel von 120, 150, 200, 300 und 400 Quadratfufs Heizfläche oder 15 Quadratfufs auf die Pferdkraft gerechnet, von 8, 10, 13, 20 und 27 Pferdekräften, wenn der Dampf im Kessel eine Spannung von 4 Atmosphären besitzt.

Macht der Hammer von 900 Pfund im Gewichte und 2¹/₂ Fufs Hub per

Minute 80 Schläge, so ist die theoretische Arbeitsgröfse dafür:

$$\omega = \frac{900 \times 2{\cdot}5 \times 80}{60} = 3000^{\text{F. Pf.}}$$

per Secunde oder 7 Pferdekräfte; das vorige Schema fordert dafür 8 Pferdekräfte.

Bei einem solchen von *Nasmyth* selbst gelieferten, in der Wien-Gloggnitzer Eisenbahn-Werkstätte zum eigenen Gebrauche eben in der Aufstellung befindlichen Dampfhammer hat der Hammer ein Gewicht von nahe 5 Centner, eine Hubhöhe von 2 Fufs und eine Einrichtung, dafs die Anzahl der ganz kurzen Schläge bis 250 per Minute soll gesteigert werden können. Der Durchmesser des Dampfcylinders beträgt $7^3/_4$ und jener für den Steuerungskolben $3^1/_2$ Zoll. Ventile sind keine vorhanden.

Mit einer geringen Modification verwendet *Nasmyth* diese Maschine mit aufserordentlichem Erfolge auch als Dampf-Ramme zum Einrammen der Pfähle. Bei einem kürzlich in England ausgeführten Versuche wurden 14 Zoll im Gevierte starke, 18 Fufs lange Pfähle mit 20 Schlägen 15 Fufs tief in den Boden (grobes Erdreich auf einem festen Tonlager) eingerammt. Der 50 Centner schwere Rammklotz macht bei 3 Fufs Hubhöhe 70 Schläge per Minute, und indem die Maschine auf einer kleinen Eisenbahn verschiebbar ist, werden 66 Fufs (englisch) lange Pfähle sammt allen Nebenarbeiten jeder in $4^1/_2$ Minute eingerammt; ein Pfahl drang beim ersten Schlag 6 Fufs tief in den Boden ein, welche Tiefe allmälig (nämlich in einem Schiefergestein) bis 9 Zoll abnahm.

Sägmühlen.

§. 562. Erklärung. Unter Sägmühlen versteht man jene Maschinen, mittelst welchen aus den Baumstämmen unter den verschiedensten Dimensionen Breter, Balken, Latten, Blöcke u. s. w. geschnitten werden. Bei der am meisten verbreiteten Einrichtung ist das Sägeblatt, oder wenn, wie es jetzt gewöhnlich der Fall, gleichzeitig mehrere Schnitte gemacht werden, sind die Sägeblätter in einem auf und ab gehenden Rahmen, dem Sägegatter, in verticaler Richtung befestigt und die Zähne so eingefeilt oder geformt, dafs die Säge nur beim Niedergehen schneidet, dagegen während des Hubes leer geht.

Das zwischen Coulissen oder einer sonstigen Führung genau auf und ab gehende Sägegatter erhält seine Bewegung durch einen an der Triebwelle befestigten Krummzapfen, in welchen eine Bläuel- oder Kurbelstange eingehängt ist, deren zweites Ende mit dem Gatter gelenkartig verbunden wird, so dafs auf jede Umdrehung der Kurbelwelle ein Auf- und Abgang des Gatters kommt.

Der zu zersägende Baum oder Klotz wird auf einem horizontalen Wagen der Säge ruckweise in der Art entgegen geführt, dafs das Vorschieben des Wagens immer nur während des Niederganges der Säge Statt findet. Zu diesem Ende ist der Wagen mit einer oder besser mit zwei Zahnstangen versehen, in welche im erstern Falle ein, im letztern zwei Getriebe eingreifen, auf deren (horizontal liegender) Achse zugleich ein gröſseres Stoſs- oder Schubrad, dessen Zähne die Form eines Sperrades haben (§. 301), befestigt ist, und in welches ein Stoſshaken eingreift, welcher beim Niedergehen des Gatters dieses Rad, folglich auch den Klotzwagen um ein oder mehrere Zähne vorschiebt, dagegen beim Hinaufgehen des Gatters um eben so viele Zähne leer zurückgeht, wobei jedes Zurückweichen des Stoſsrades durch die angebrachten Sperrkegeln verhindert wird.

Damit die Zähne der Säge beim Hinaufgehen nicht gegen den Grund des Schnittes gepreſst werden, dagegen beim Niedergehen ziemlich gleichmäſsig angreifen, läſst man die obern Zähne gegen die untern nach Verhältniſs der Gröſse des Vorschiebens des Wagens überhängen (wodurch die, die Zahnspitzen enthaltende gerade Linie nicht vollkommen vertical steht, sondern nach vorne zu etwas geneigt ist); dieſs muſs noch mehr bei jener Einrichtung beobachtet werden, bei welcher, wie es oft in Frankreich der Fall ist, das Vorschieben des Wagens in der Periode des Hinaufgehens der Säge Statt findet.

§. 563. Die nach *Le Blanc* (2. Theil, 2. Lieferung) in den Figuren 297 bis 303 im Längen-, Quer- und horizontalen Durchschnitt, so wie in einigen Details dargestellten, vom Civil-Ingenieur *Hallatte* zu Arras gebaute Sägmühle besitzt mehrere Sägblätter und wird von einer 8 pferdekräftigen Dampfmaschine betrieben. Aus den Figuren 297, 298 und 299 ersieht man die beiden aufrechten, guſseisernen Ständer *A*, *A* des Gestelles, zwischen welchen das aus Schmiedeisen construirte Sägegatter *V V* mit seinen 4 Frictionsrollen *c c* in den entsprechenden Coulissen auf und ab geht. Die unterhalb liegende Kurbelwelle *B*, welche dem Sägegatter die auf und ab gehende Bewegung durch die Kurbelstange *C* mittheilt, erhält ihre Bewegung durch einen über die Scheibe oder Trommel *E* (Fig. 297 und Fig. 299) und die feste Rolle *D* gehenden Riemen von dieser Trommel aus; wird dieser Riemen *x* mittelst der verticalen, die Gabel *y* tragenden Spindel *P* auf die Leerrolle (lose Rolle) *D′* geschoben, so wird die Kurbelachse *B*, folglich auch das Sägegatter zum Stillstande gebracht. (M. s. auch auf der zweit vorhergehenden Tafel Fig. 290. *x*.)

Die beiden Längenschweller *M*, *M* sind oben nach ihrer ganzen Länge mit guſseisernen Schienen in Form von dreiseitigen Prismen versehen, in welche ähnliche hohle Prismen passen, die an der untern Fläche der beiden Schweller *N*, *N* des Wagens eingelassen sind, und dadurch die Coulissen zur parallelen Führung des Wagens bilden. Aufserdem ist an jeder dieser beiden Flächen noch, ebenfalls der ganzen Länge nach eine gezahnte (gufseiserne) Stange *s* (Fig. 301 und Fig. 302) befestigt, in welche die beiden auf der schmiedeisernen Achse *q* befestigten Getriebe *r*, *r* eingreifen und durch die Umdrehung des auf derselben Achse angebrachten Schiebrades *l* in der durch den Pfeil angedeuteten Richtung den Wagen sammt dem darauf durch die Querhölzer *a*, *a'* und den Flügelmutterschrauben befestigten Baum oder Klotz *H* der Säge entgegengeschoben wird.

Um dieses Schubrad *l* (dessen Zähne die Form eines Sperrrades haben) ruckweise umzudrehen, greift in den um *o* drehbaren Hebel *k* (Fig. 300), dessen längerer Arm durchbrochen ist und eine gekrümmte Coulisse bildet ein Bolzen oder besser eine kleine Walze *p*, welche sich um die Achse der einen der beiden obern Frictionsrollen *c* des Gatters dreht, in diese Coulisse so ein, dafs durch das Auf- und Abgehen der Säge dieser Hebel um seinen festen Drehungspunct *o* oscillirt; in der gezeichneten Stellung des Hebels ist das Sägegatter am niedrigsten, in der durch die punctirten Linien angedeuteten Stellung dagegen am höchsten Punct seines Laufes. Da nun der untere oder kürzere Arm dieses Hebels mit einem Ziehhaken *m* versehen ist, welcher in die Zähne des Rades *l* eingreift, so gleitet dieser beim Hinaufgehen des Gatters um einen oder mehrere Zähne leer hinab und dreht beim Niedergehen desselben dieses Rad um eben so viele Zähne um. (Nach ***Le Blanc's*** Erklärung fände das Vorschieben des Wagens während des Aufganges der Säge Statt, was wohl auf einem Irrthume beruht.) Um das Zurückweichen dieses Rades zu verhindern, ist der Sperrhaken *n* vorhanden. Die zweiten Haken *m'* und *n'*, wovon der eine auf den halben Zahn trifft, wenn der andere mit einem Zahn im Eingriffe steht, dienen zur Vermeidung des todten Ganges oder auch, wenn die Zähne nicht eng genug stehen, um das Vorschieben um $1\frac{1}{2}$, $2\frac{1}{2}$ u. s. w. Zähne bewirken zu können.

Von den beiden Riemenscheiben *F*, *F'* (Fig. 299), welche auf der Achse der Trommel oder Scheibe *E* noch befestigt sind, dient die erstere zur Bewegung des Aufzuges oder der Seilwelle *G* (Figuren 297 und 298) und die andere zur rückgängigen Bewegung des Wagens *N*, wenn der Schnitt vollendet ist. Soll nämlich der Aufzug zum Aufziehen oder Herbeischaffen der zu sägenden Bäume oder Klötze in Thätigkeit gesetzt werden, so wird die drehende Bewegung der Achse, worauf die Riemenrolle *R* befestigt ist, durch das Einrücken der Kuppelung mittelst des

Hebels d' dem Getrieb z mitgetheilt, welches in das auf der Seilwelle G befestigte Stirnrad eingreift, und dadurch diese Welle mit in Bewegung setzt. Soll dagegen der Wagen zurückgeführt werden, so werden durch einen einzigen Zug die in das (Schieb- und Sperrad bildende) Rad l eingreifende Haken m, n ausgelöst und der Riemen x' von der Leerrolle Q' auf die feste Rolle Q geschoben.

Die oben genannten Coulissen lassen sich in etwas verschieben, so dafs das Sägegatter nicht nur genau vertical, sondern auch unter einem kleinen Neigungswinkel nach vorwärts auf und ab bewegt werden kann. Aufserdem lassen sich auch die vier an den beiden cylinderischen Längenstangen J, J des Sägegatters angeschraubten Reibungsrollen c, c so verstellen oder verschieben, dafs die über die Zahnspitzen eines Sägblattes gezogene gerade Linie mit jener, welche die Achsen der Rollen c, c beschreiben, je nach der Gröfse des Vorrückens des Wagens, einen gröfsern oder kleinern Neigungswinkel, und zwar in der Art bildet, dafs wenn z. B. 8 Zähne des Sägeblattes durch den zu schneidenden Block durchgehen und der Wagen gerade um 8 Linien vorrückt, sofort der erste Zahn, welcher zum Angriff kommt, nur 1 Linie tief eingreift und ein verticales Rechteck von der Höhe des Blockes und der Breite einer Linie, der zweite nächst höhere Zahn wieder ein eben solches Rechteck (eine Linie weiter vorwärts) u. s. w. der achte nach oben gelegene Zahn endlich das letzte oder achte derartige 1 Linie breite Rechteck, folglich alle acht Zähne zusammen das ganze Rechteck von 8 Linien Breite (was in der Wirklichkeit allerdings um das 6 oder 8fache zu viel wäre und hier nur beispielsweise angenommen ist) durchsägt.

Bei dieser hier in Rede stehenden Sägmühle macht das Gatter, in welchem die Sägblätter bis auf 12 vermehrt werden können, je nach der Anzahl derselben, von 60 bis 80 Auf- und Abgänge oder 120 bis 160 Oscillationen. Die Sägblätter sind hier $6\frac{1}{2}$ Zoll breit, von ·9 bis 1·1 Linien dick und $6\frac{1}{3}$ Fufs lang; sie werden, wie aus Fig. 303 zu ersehen ist, mit ihren an beiden Enden angenieteten Haken in die Kloben b, b' eingehängt, welche in das obere und untere Querstück J', J' des Gatters eingeschoben und mittelst Keilen befestigt werden. Zum Spannen der Sägeblätter wird nach dem Vorgange von ***Brunell*** eine Art Schnellwage in die Welle K (Fig. 298), welche sich mittelst der beiden Stützen f, f auf den obern Querarm J' des Gatters stützt, benützt, deren kurzer Arm mittelst einer Zugstange e in die obere Öffnung des Klobens b des betreffenden Blattes eingehängt, durch ein am langen Hebelarm ω aufgehängtes Gewicht z' gespannt, und durch den in die weiter unten liegende rechteckige Öffnung eingeschobenen eisernen Keil in dieser Spannung erhalten wird; dieser Hebel oder diese Schnellwage wird sammt den Stützen wieder weggenommen, sobald die sämmtlichen Sägeblätter auf dieselbe Weise gespannt worden. (M. s. auch Fig. 290. *y*.)

Bei *ii* und *i'i'* endlich sieht man die zwischen die Sägeblätter eingelegten und durch Druckschrauben in ihrer Lage erhaltenen Holzklötzchen, welche nach der Dicke der zu schneidenden Breter eine verschiedene Länge erhalten und darnach gewechselt werden.

Die Hubhöhe des Sägegatters (welches 3·8 Fuſs lichte Breite hat) beträgt $22\frac{3}{4}$ Zoll; sowohl die Zähne der Sägeblätter als jene der gezahnten Stange des Wagens haben $1\frac{1}{2}$ Zoll Abstand; das Schiebrad *l* hat 38 Zoll im Durchmesser und 144 Zähne; die beiden in die Zahnstangen eingreifenden Getriebe (jedes mit 9 Zähnen) haben 5 Zoll, das auf der Kurbelachse *B* befestigte guſseiserne Schwungrad hat $6\frac{1}{3}$ Fuſs Durchmesser; die Kurbelstange *C* ist nahe $5\frac{1}{2}$ Fuſs lang; endlich hat der Wagen eine Länge von 29 Fuſs und eine äuſsere Breite von 3·4 Fuſs.

Anmerkung. Bei der nach englischer Art eingerichteten und vortreffliche Dienste leistenden Sägmühle des Hof-Zimmermeisters *Fellner* in Wien mit zwei Bahnen und Sägegatter, wovon das eine für gewöhnlich 2 (öfter auch 4) und das andere 4 Sägeblätter enthält, geht das Vorschieben des Wagens in der Periode des Niederganges der Säge zweckmäſsiger als bei der vorigen Säge von einem ganz kurzen Krummzapfen (bei andern englischen Constructionen oft von einer excentrischen Scheibe) aus, welcher sich ebenfalls auf der Kurbelwelle befindet (das eine Ende trägt die Kurbel für das Sägegatter, das andere jene für die Bewegung des Zughakens). Der Zughaken wirkt auch hier nicht stoſsend, sondern ziehend auf das 4 Fuſs groſse und 208 Zähne haltende Schiebrad, dessen kleines Getrieb nicht unmittelbar mit der Zahnstange, sondern einem gröſsern Getrieb im Eingriffe steht, welches mit einem zweiten gleich groſsen auf derselben Achse befestigt, in eine der beiden Zahnstangen eingreift und die Bewegung des Wagens im Verhältniſs von 3:2 langsamer macht. Eine groſse Verbesserung wurde in der Führung des gegen 60 Fuſs langen Wagens dadurch herbeigeführt, daſs die dreiseitigen prismatischen Leitschienen, welche eine bedeutende Reibung gaben, durch beiläufig 4 Zoll im Durchmesser haltende eiserne Rollen, die auf den beiden untern festen Längenschwellern von 3 zu 3 Fuſs der ganzen Länge angebracht und an der Peripherie so breit und tief ausgedreht sind, daſs die an der untern Fläche der Längenhölzer des Wagens befestigten Zahnstangen mit einem sehr geringen Zwischenraum durchgehen können, ersetzt wurden.

Die runden Bäume werden auf dem Wagen nur an ihrem hintern (von der Säge am weitesten abstehenden) Ende, und zwar mit einer eigends construirten Zange festgehalten, während das vordere freie Ende, welches auf zwei am Säggestell angebrachten horizontalen eisernen Walzen ruht, durch eine aufliegende dritte Walze, die sich am gufseisernen Säggestell mittelst eines kleinen Flaschenzuges leicht heben und noch aufser dem eigenen Gewichte durch eine gezahnte Stange (welche vertical steht und mit der die Zapfenlager dieser Walze enthaltenden Schere ein Stück ausmacht), auf welche ein mit einem grofsen Gewichte versehener gufseiserner Druckhebel mittelst eines Sperr- oder Schiebhakens drückt, auf den zu zersägenden Baum oder Klotz, also gegen die beiden zuerst genannten Walzen geprefst wird.

Auf der Achse des Schubrades ist ein zweites Rad befestigt, welches an seiner Peripherie eine Kehle besitzt, in welcher eine Kette ohne Ende liegt, die zugleich um ein zweites ähnliches Rad geht, auf dessen Achse eine Riemenscheibe befestigt und fortwährend in einer solchen Richtung in Bewegung ist, dafs sobald die sonst nur lose hängende Kette mittelst einer von oben leicht zu dirigirenden Spannrolle gespannt und der Sperrkegel und Ziehhaken aus dem Schiebrad ausgelöst wird, der Wagen sogleich, und zwar ziemlich schnell eine rückgängige Bewegung annimmt; läfst man die Spannrolle wieder los, so wird die Kette so locker, dafs die Bewegung aufhört.

Da man den Ziehhaken verstellen oder in mehrere Löcher des betreffenden Hebelarms, welcher diesem die Bewegung mittheilt, befestigen kann, so kann er nach Umständen und der Festigkeit des zu schneidenden Holzes auch mehr oder weniger Zähne des Schiebrades vorschieben. Bei andern englischen Constructionen ist öfter aufser einer verstellbaren Excentric auch noch eine Slellschraube hiezu vorhanden.

Beide diese auf- und abgehenden Sägen, so wie aufserdem noch eine Circularsäge werden blofs mittelst Riemen (was in jeder Beziehung einer Communication durch verzahnte Räder vorzuziehen ist) durch eine Dampfmaschine von nominell 12 Pferdekräften in Bewegung gesetzt.

Die englischen, über 5 Fufs (im gezahnten Theil) langen Sägeblätter haben nur eine Dicke von $^3/_4$ bis 1 Linie und die Zähne einen Abstand von 1 Zoll.

Bei der einen Säge hat das Gatter per Minute 90, bei der zweiten 112 bis 118 Auf und Niedergänge (oder 180 und 224 bis 236 Oscillationen), wobei die Hubhöhe 18 Zoll beträgt; bei der erstern rückt der Wagen (bei 2 Sägblättern) in jeder Minute um 12, bei der zweiten (bei 4 Sägblättern und wenn überall wenigstens 18zölliges Holz geschnitten wird), um $10^2/_3$ Zoll fort, was auf jeden Niedergang oder Schnitt der Säge beziehungsweise $\frac{1}{7\cdot5}$ $\left(\text{nahe } \frac{1}{8}\right)$ und $\frac{1}{10\cdot5}$ bis $\frac{1}{11}$ Zoll beträgt.

§. 564. Nöthige Betriebskraft. Nach *Navier* beträgt die 12stündige Arbeit oder Leistung eines geübten Arbeiters beim Zersägen des Holzes:

$$187200^{\text{k.m.}} \text{ oder } (187200 \times 5\cdot649 =) \; 1057493^{\text{F.Pf.}};$$

theilt man diese Zahl durch die Anzahl der Quadratfuſse der Schnittfläche, welche ein solcher Arbeiter den Erfahrungen zufolge binnen 12 Stunden von verschiedenen Holzgattungen (bei einer mäſsigen Dicke oder Höhe des Klotzes und bei einem Sägschnitt von $^1/_{10}$ bis $^2/_{10}$ Zoll Breite) liefern oder erzeugen kann, so erhält man folgende Tabelle, in welcher die angegebenen Zahlen natürlich nur als beiläufige Mittelwerthe anzusehen sind:

Holzgattung.	Zustand des Holzes.	Erzeugte Schnittfläche binnen 12 Stunden.	Arbeitsgröſse für 1 Quadratfuſs Schnittfläche.
		□ Fuſs.	F. Pf.
Weiches Holz	grün	77	13700
	trocken . .	50	21150
Eichen-	grün	66	16020
	trocken . .	44	24034
Ulmen- (Rüstern-) .	grün	60	17625
	trocken . .	40	26437
Nuſsbaum-	grün	70	15107
	trocken . .	50	21150

In einer mittelst eines ziemlich complicirten Göpels betriebenen Sägemühle fand man, die tägliche Leistung eines Pferdes (Seite 145) zu $6451200^{F.\,Pf.}$ (oder nach den französischen Tabellen zu $6589000^{F.\,Pf.}$) angenommen, bei Kirschbaum-, Zwetschkenbaum- und Ulmenholz (Wurzeln) beziehungsweise für die tägliche Schnittfläche: 80, 90 und 50 Quadratfuſs, folglich die Arbeitsgröſse per Quadratfuſs (in runden Zahlen) 82360, 73210 und $131780^{F.\,Pf.}$

Bei einer durch ein Wasserrad betriebenen Sägmühle dagegen, bei Eichenholz, und zwar grün und wenig ästig 17650, trocken und ästig 34740, endlich trocken und ohne Äste $64400^{F.\,Pf.}$ als Arbeitsgröſse per Quadratfuſs Schnittfläche, dabei hatten die Blöcke beziehungsweise 1·1, 1 und 1·7 Fuſs in der Höhe.

Anmerkung. Die wenige Übereinstimmung aller dieser Zahlen fällt von selbst auf und liegt wohl auch in der Natur der Sache und in dem Umstande, daſs unter gleichen Bedingungen trockenes Holz schwerer als grünes zu schneiden ist, und daſs bei einer guten Qualität und Schärfung der Sägeblätter die Leistung in derselben Zeit wohl bis auf das 4fache von jener steigen kann, welche mit schlechten und stumpfen Sägen erzielt wird. Man nimmt ferner an, daſs das Trennen oder Zersägen des Holzes nach der Länge der Fibern (oder Jahre) beinahe doppelt so viel Kraftaufwand als beim Zersägen nach der Quere (über Hirn) erfordert. Endlich nimmt auch der Kraftaufwand, wegen der gröſsern Reibung, in einem etwas gröſseren Verhältnisse als die Höhe des Blockes zu.

§. **565.** Bei der oben erwähnten *Fellner*'schen Sägmühle können, wenn in jedem der beiden Gatter 4 Blätter eingespannt und 18zöllige (60 Fuſs lange) runde Bäume von weichem Holz geschnitten werden, per Stunde von 500 bis 600 Quadratfuſs Schnittfläche erzeugt werden, wobei auſser diesen beiden oscillirenden Sägen auch noch eine 3 bis 4 Pferde zu ihrem Betriebe erfordende Cirkularsäge von der erwähnten Dampfmaschine mit betrieben wird. Obschon nun die nominelle Kraft dieser Maschine nur 12 Pferdekräfte ausmacht, so sind wir doch überzeugt, daſs sie eine reelle Kraft von 16 bis 17 Pferden besitzt (da der Cylinder dieser nach dem *Watt*'schen Niederdrucksysteme construirten Maschine 21 Zoll, und die Kolbengeschwindigkeit 210 Fuſs englisch per Minute beträgt, so geben die obigen Regeln in §. 508 dafür 15 bis 18 Pferdekräfte), so daſs man immerhin volle 12 Pferdekräfte für den Betrieb der beiden oscillirenden Sägemühlen allein rechnen kann. Dieſs gibt bei einer continuirlichen Arbeit per Stunde und per Pferdekraft eine Schnittfläche im weichen, ziemlich trockenen Holze von 42 bis 50 Quadratfuſs, so, daſs man (bei einer Sägschnittweite von beiläufig $\frac{1}{10}$ Zoll) als Durchschnittszahl 45 setzen kann. Nach *Taffe* würde diese Zahl für weiches Holz 30 und für Eichenholz 19, nach *Belidor* für Eichenholz 30, nach *Morin* 26 und für Buchenholz 18 seyn. Dieſs gäbe, wenn man alle diese Zahlen zusammenwerfen wollte, als groſsen Durchschnitt (wozu freilich noch viele andere verläſsliche Versuche wünschenswerth und nothwendig wären) 28 Quadratfuſs Schnittfläche per Stunde und Pferdekraft oder es würde, wenn man dafür die runde Zahl 30 nimmt, eine Arbeitsgröſse von $\frac{430}{30} = 14 \cdot 3$ oder nahe von $14^{\text{F. Pf.}}$ per Secunde erfordert, um stündlich 1 Quadratfuſs Schnittfläche zu erzeugen. Nach der vorigen Tabelle (§. 564) wäre die Durchschnittszahl für den unmittelbar an der Säge nöthigen dynamischen Kraftaufwand zur Erzeugung von 1 Quadratfuſs Schnittfläche $19400^{\text{F. Pf.}}$, folglich der Nutzeffect einer Sägmühle im groſsen Durchschnitt wegen $14 \times 3600 = 50400$ und $50400 : 19400 = 100 : 38 \cdot 5$ nahe 39 oder 40 Procent; an diesem allerdings nicht sehr günstigen Resultate sind wahrscheinlich jene Constructionen mit Ursache, bei welchen die Communicationen nicht wie es zweckmäfsiger ist, durch Riemen, sondern durch schlecht verzahnte Räder hergestellt sind.

Vergleicht man die Zahl 45 der *Fellner*'schen Mühle allein, welche per Stunde eine Arbeitsgröfse von $\frac{430}{45} \times 3600 = 34400^{\text{F. Pf.}}$ zur Erzeugung von 1 Quadratfufs Schnittfläche an der Dampfmaschine erfordert, mit der entsprechenden Zahl 21150 der genannten Tabelle, so erhält man hierbei einen Nutzeffect von $(34400 : 21150 = 100 : 61{\cdot}5)$ $61\frac{1}{2}$ Procent. Nimmt man dagegen aus den beiden obigen Zahlen 13700 und 21150, um sicher zu gehen, das Mittel, d. i. 17425; so erhält man für den Nutzeffect 50·6 Procent.

Nach *Navier* beträgt bei einer gewöhnlichen Sägmühle die Nutzleistung 50 Procent von der durch den Motor ausgeübten dynamischen Kraft, was man auch im Allgemeinen gelten lassen und bei einer nur halbweges guten Ausführung immerhin annehmen kann. (Bei der alten Sägmühle im Arsenale zu *Metz* absorbiren die Nebenhindernisse ·412 der ganzen Arbeit.)

Anmerkung. Da hier überall eine continuirliche Arbeit vorausgesetzt wird, so mufs man bei der Schätzung der täglichen Leistung einer zu erbauenden Sägmühle such auf den Zeitverlust Rücksicht nehmen, welcher durch das Wegschaffen des geschnittenen Holzes, Zurückschieben des leeren Wagens und Befestigen eines neuen Baumes oder Blockes herbeigeführt wird. Dieser Zeitverlust ist natürlich bei kurzen Hölzern (wobei sich diese Operationen öfter wiederholen) gröfser als bei langen und kann von $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{3}$ der wirklichen Schnittzeit betragen.

§. 566. Bezeichnet man die vom Motor ausgeübte und auf den aufnehmenden Bestandtheil (Receptor, §. 278) der Sägmühle übertragene Kraft mit P (in Pfunden), die Geschwindigkeit dieses aufnehmenden Theils (z. B. eine Riemenscheibe) per Secunde mit v (in Fufsen), die in einer Stunde (ununterbrochener Arbeit) erzeugte Schnittfläche mit a (in Quadratfufs), die Anzahl der Hübe des Sägegatters per Minute durch n (also die Zahl der Oscillationen in dieser Zeit durch $2n$), die Länge des Krummzapfens durch r, folglich die Hubhöhe des Gatters mit $2r$, die Geschwindigkeit der Säge per Secunde durch c, die Anzahl der Sägeblätter durch m, die Höhe der Schnittfläche oder des Blockes durch h, das Vorrücken des Wagens bei jedem Niedergange der Säge durch s, die mittlere Geschwindigkeit der Kurbelwarze durch V, und die am Receptor oder die Kraft aufnehmenden Bestandtheil nöthige Arbeit per Secunde, um binnen 1 Stunde (ununterbrochener Arbeit) 1 Quadratfuſs Schnittfläche zu erzeugen, durch p; so folgt zuerst, da, wenn der erwähnte Zeitverlust wegen des Zurückschiebens des Wagens u. s. w., den $q$ten Theil der wirklichen Schnittzeit beträgt, in einer Stunde Schnittzeit $\left[\text{die nicht mehr } 60, \text{ sondern nur } 60 - \frac{60}{q} = 60\left(\frac{q-1}{q}\right) \text{ Minuten beträgt}\right]$ $\frac{q}{q-1}a$ Quadratfuſs Schnittfläche erzeugt werden müssen, sofort:

$$Pv = \frac{q}{q-1}ap \ldots (1.$$

Ferner ist, wie leicht zu sehen, wenn t die Hubzeit in Secunden, und bei einer gleichförmigen Bewegung die Hubzeit gleich jener für den Niedergang des Gatters ist, $t = \frac{2r}{c}$, und da die Säge per Secunde $\frac{n}{60}$ Schnitte macht, folglich die Zeit für einen Auf- und Niedergang $2t = \frac{60}{n}$, also auch $t = \frac{30}{n}$ ist, sofort $\frac{30}{n} = \frac{2r}{c}$, woraus für die Länge des Krummzapfens:

$$r = \frac{15c}{n} \ldots (2$$

und für die Hubhöhe der Säge:

$$2r = \frac{30c}{n} \ldots (3$$

folgt.

Der Weg der Kurbelwarze ist bei jeder Umdrehung $= 2r\pi = \frac{30c\pi}{n}$, und da dieser in 1 Secunde $\frac{n}{60}$ Mal zurückgelegt wird, so ist die mittlere Geschwindigkeit der Kurbelwarze:

$$V = \frac{30c\pi}{n} \cdot \frac{n}{60} = \tfrac{1}{2}\pi c \ldots (4,$$

welche durch die Schwungmasse M (§. 192, 2.) herbeigeführt oder regulirt werden muſs; auch ist die Transmission so anzuordnen, daſs wenn der Receptor die Geschwindigkeit v hat, die Kurbelwarze sofort diese mittlere Geschwindigkeit V erhält.

Da die Gröſse der Schnittfläche in jeder Stunde (der wirklichen Schnittzeit) $\frac{q}{q-1}a$, also per Secunde $\frac{q}{q-1} \cdot \frac{a}{3600}$ Quadratfuſs betragen soll, so muſs, wenn das Gatter m Sägblätter enthält, für einen Auf- und Abgang des Gatters, d. i. für $2t = \frac{60}{n}$ Secunden eine Schnittfläche von $\frac{q}{q-1} \cdot \frac{a}{3600} \cdot \frac{60}{n}$, folglich von jedem einzelnen Sägblatt eine Fläche von $\frac{1}{m} \cdot \frac{q}{q-1} \cdot \frac{a}{3600} \cdot \frac{60}{n} = \frac{q\,a}{60\,m\,n\,(q-1)}$ Quadratfufs erzeugt werden; setzt man für diesen Ausdruck den gleichgeltenden Werth $h\,s$ und bestimmt daraus s, so erhält man für die Gröfse des **Vorrückens des Wagens** bei jedem Niedergange des Gatters:

$$s = \frac{q\,a}{60\,m\,n\,(q-1)\,h} \quad \ldots (5.$$

Da jedoch diese Gröfse s (welche von der Härte und Beschaffenheit der Holzgattung abhängt und gewöhnlich von $1/_{12}$ bis $1/_{8}$ Zoll beträgt) als gegeben angesehen werden kann, so wird man lieber aus der vorigen Gleichung die **Anzahl der Sägblätter** bestimmen, wofür man erhält:

$$m = \frac{q\,a}{60\,s\,n\,(q-1)\,h} \quad \ldots (6.$$

Gibt man dem Stofs- oder Schiebrad eine solche Gröfse und so viele Zähne, deren Anzahl $= N'$ seyn mag, dafs dieses für den kleinsten Werth von s nur um einen Zahn vorgeschoben wird (besser ist es, so viele Zähne zu nehmen, dafs zum wenigstens 2 vorgeschoben werden); erhält ferner das auf der Achse dieses Rades befindliche und in die Zahnstange des Wagens eingreifende Getrieb n' Zähne und eine Gröfse, wofür r' der mechanische Halbmesser ist; ist ferner d die Dicke der Zähne des Getriebes, d' jene der Zahnstange und e der nöthige Spielraum, so ist:

$$2\,r'\,\pi = n'(d + d' + e) \quad \ldots (7,$$

woraus sich r', ferner:

$$\frac{n'(d + d' + e)}{N'} = s \quad \ldots (8,$$

woraus sich n' bestimmen läfst.

Ist G das Gewicht des Sägegatters und Q der beim Niedergang zu überwindende Widerstand (mit Inbegriff des Vorschiebens des Wagens), so soll für einen möglichst gleichförmigen Gang und um dem Schwungrade nicht zu viel aufzubürden $G = Q - G$, folglich $G = \frac{1}{2}Q$ seyn, wobei man die nöthige Ausgleichung allenfalls durch ein Gegengewicht bewirken kann.

Betrachtet man die Kurbelachse ohne irgend eine damit verbundene Masse, so kann man die Gröfse des zur Ausgleichung auf dieser Achse anzubringenden

Schwungrades aus der Formel (§. 192, G. 3 und 4):

$$G = \frac{42090}{u^2} k \frac{N}{m'} \ldots (9$$

(*Poncelet* gibt in Folge eines Rechnungsfehlers die Zahl dafür nahe doppelt so grofs an) finden, in welcher G das Gewicht des Radkranzes (in Pfunden), u die mittlere Geschwindigkeit des durch die halbe Kranzbreite gezogenen Kreises (in Fufsen) per Secunde, k die Verhältnifszahl zwischen der mittlern Geschwindigkeit u und der Differenz zwischen dieser und der gröfsten oder kleinsten u' und u''

$$\left(k = \frac{u}{u' - u} \text{ oder } u' = u + \frac{u}{k} \text{ und } u'' = u - \frac{u}{k}\right),$$

m' die Anzahl der Umdrehungen der Kurbelachse per Minute und N die Anzahl der Pferdekräfte der nöthigen Betriebskraft (wobei der Widerstand des Sägegatters wie bei der einfachen, jedoch doppelt wirkenden Kurbel beim Auf- und Niedergang als ziemlich gleich angenommen wird) bezeichnet.

Der mittlere Halbmesser R oder die mittlere Geschwindigkeit u des betreffenden Kreises kann aus der Relation:

$$2\, m' R \pi = 60\, u \ldots (10,$$

die radiale Breite a' oder Dicke (in der Richtung der Radachse) b des Radkranzes (in Fufsen), wenn er aus Gufseisen besteht, aus der Relation (§. 193):

$$a' b = \frac{G}{2556\, R} \ldots (11$$

gefunden werden. [Allgemein ist, wenn R' und R'' der äufsere und innere Halbmesser und q das Gewicht der cubischen Einheit des Materiales bezeichnet, woraus der Kranz besteht: $G = b\, q\, (R'^2 - R''^2)\, \pi$, so wie $R = \frac{1}{2}(R' + R'')$ und $a' = R' - R''$.]

Besitzt die auf der Kurbelachse befindliche oder auf diese in die Entfernung R reducirte Masse (z. B. jene des Wasserrades, wenn ein solches den Motor bildet) an und für sich schon das Gewicht G, so ist ein Schwungrad überflüssig, ja wegen der vermehrten Reibung in den Zapfenlagern eher schädlich als nützlich.

Beispiel. Es soll eine Sägmühle gebaut werden, auf welcher in 12 Arbeitsstunden 3600 Quadratfufs Schnittfläche bei weichen trockenen Hölzern, wobei man für den Zeitverlust durch die Nebenarbeiten (Zurückschieben des Wagens etc.) $\frac{1}{4}$ der Schnittzeit rechnet, erzeugt werden können.

Nimmt man, selbst bei einer guten und zweckmäfsigen Anordnung und Ausführung der Maschine, um sicher zu gehen, nur 50 Procent Nutzeffect an, und legt hier die Zahl 21150 der obigen Tabelle (§. 564) als Nutzeffect zum Grunde; so erhält man für die an den Receptor per Secunde zu übertragende Arbeitsgröfse, um stündlich 1 Quadratfufs Schnittfläche zu erzeugen, $p = \frac{2 \times 21150}{3600} = 11{\cdot}75^{\text{F. Pf.}}$ Ferner ist $a = \frac{3600}{12} = 300$

und $q = 4$, folglich nach der Gleichung 1) die nöthige Betriebskraft:

$$P v = \tfrac{4}{3} \times 300 \times 11{\cdot}75 = 4700^{\text{F. Pf.}}$$

oder nahe 11 Pferdekräfte (bei 60 Procent Nutzleistung wären nur 9 Pferdekräfte nothwendig).

Nimmt man für die mittlere Geschwindigkeit der Säge (welche sich bei zu großer Geschwindigkeit erhitzt und die Sägspäne nicht gehörig auswirft, bei zu geringer dagegen einen rauhen Schnitt erzeugt) zu 6, so wie die Hubhöhe zu 2 Fuſs an; so ist $r = 1$ und $c = 6$, folglich die Anzahl der Schnitte oder Hübe des Gatters per Minute (aus der Gleichung 2) $n = \frac{15\,c}{r} = 90$, d. h. die Säge macht in dieser Zeit 180 Oscillationen. Die Zeit eines Hubes oder Niederganges ist $t = \frac{2\,r}{c} = \frac{2}{6} = \frac{1}{3}$ Secunde; die mittlere Geschwindigkeit der Kurbelwarze (Gleichung 4) $V = \frac{1}{2} \times 3{\cdot}1416 \times 6 = 9{\cdot}42$ Fuſs. Nimmt man an, dáſs der Wagen bei jedem Niedergang der Säge, wenn 2 Fuſs hohe Stämme geschnitten werden, um $\frac{1}{10}$ Zoll vorrücken kann, so ist wegen $s = \frac{1}{10 \times 12} = \frac{1}{120}$ und $h = 2$ aus der Gl. 6) $m = \frac{4 \times 300 \times 120}{60 \times 1 \times 90 \times 3 \times 2} = 4\tfrac{4}{9}$, d. h. man könnte gleichzeitig mit 4 bis 5 Sägblättern schneiden. (Für 18zöllige Bäume wäre $m = 6\tfrac{2}{9}$.)

Mit 5 Sägblättern wäre die stündliche Erzeugung an Schnittfläche $= 5 \times 2 \times \frac{1}{120} \times 90 \times 60 = 450$, dagegen mit 4 Blättern nur 360 Quadratfuſs, während die verlangte Quantität 400 beträgt; nimmt man daher $m = 4$ und bestimmt dafür s aus der Gleichung 5), so findet man $s = \frac{1}{9}$ Zoll.

Gibt man den Zähnen des Getriebes und der Zahnstange eine Dicke von beziehungsweise $\frac{5}{4}$ und 1 Zoll, und nimmt für den Spielraum $\frac{1}{10}$ Zoll, setzt also $d = \frac{5}{4}$, $d' = 1$ und $e = \frac{1}{10}$; setzt man ferner fest, daſs für diesen Werth von s das Stoſsrad immer um 2 Zähne vorgeschoben werden soll (wodurch 1 Zahn ein Vorschieben von $\frac{1}{2}\,s = \frac{1}{18}$ Zoll gibt), so erhält man aus der Gleichung 8) für die Anzahl der Zähne der Getriebe, welche in die Zahnstangen eingreifen, $n' = \frac{N'}{18 \times 2{\cdot}35} = \frac{N'}{42{\cdot}3}$; setzt man daher $n' = 7$, so wird die Anzahl der Zähne im Stoſs- oder Schiebrad $N' = 296$; gibt man den Zähnen auf der äuſsern Peripherie einen Abstand von $\frac{1}{2}$ Zoll, so muſs dieses Rad einen äuſsern Durchmesser von 47·1 Zoll erhalten; der mechanische Halbmesser der Getriebe ist (Gl. 7) $r' = 2{\cdot}62$ Zoll.

Gibt man dem auf der Kurbelachse anzubringenden Schwungrade einen mittlern Halbmesser von $R = 2$ Fuſs und dem Radkranze eine radiale Breite von $a' = R' - R'' = 3$ Zoll, wodurch wegen $R' + R'' = 2\,R = 48$ Zoll sofort $R' = 24 + 1\tfrac{1}{2} = 25\tfrac{1}{2}$ und $R'' = 24 - 1\tfrac{1}{2} = 22\tfrac{1}{2}$ Zoll, so wie die mittlere Geschwindigkeit (da dieses Rad per Secunde $^{90}/_{60} = 1^{1}/_{2}$ Mal umläuft oder nach der Relation 10) $u = 4 \times 3{\cdot}1416 \times 1^{1}/_{2} = 18{\cdot}85$ Fufs wird; so hat man aus der Gleichung 9), wegen $N = 11$, $m' = 90$, und wenn man (§. 193, Anm.) $k = 20$ setzt, für das Gewicht des Radkranzes $G = 290$ Pfund, wofür man in runder Zahl 300 Pfund oder 3 Centner nehmen kann. Besteht der Radkranz, wie gewöhnlich, aus Gufseisen, so hat man aus der Relation 11): $a'b = \frac{300}{2556 \times 2} = {\cdot}0587$ Quadratfufs, folglich, da $a' = {}^{1}/_{4}$ Fufs, sofort $b = 4 \times {\cdot}0587 = {\cdot}2348$ Fufs $= 2{\cdot}82$ Zoll.

§. 567. Fortpflanzung der Bewegung durch Riemen. Da wir die Übertragung der Bewegung vom Motor aus mittelst Riemen als zweckmäfsiger als jene mittelst verzahnter Räder angegeben haben, so wollen wir zum Schlusse des Ganzen noch die nöthigen Bemerkungen hierüber mittheilen.

Ist AB (Fig. 304) die mit dem Motor in Verbindung stehende Riemenscheibe, von welcher aus die drehende Bewegung auf die Riemenscheibe ab durch einen über beide Scheiben gespannten Riemen $aADBbd$ übertragen oder fortgepflanzt werden soll; so sind natürlich im Stande der Ruhe die Spannungen t und t' der beiden Riementheile aA und Bb einander gleich (und ihre Resultirende geht durch die Centrilinie cC). Tritt jedoch die Bewegung der Scheibe AB in der durch den Pfeil angedeuteten Richtung ein, wobei von den genannten Riementheilen jener aA der führende und Bb der geführte genannt wird, so mufs (weil sonst die Bewegung des Riemens und der Scheibe ab nicht möglich wäre) die Spannung des erstern gröfser als die des letztern, d. i. $t > t'$ seyn. Da man nicht annehmen kann, dafs sich beim Beginne der Bewegung die Länge des Riemens ändert, so ist, wenn T die gemeinschaftliche Spannung der beiden Riementheile Aa und Bb im Stande der Ruhe bezeichnet (wobei $T = t = t'$), sofort während der Bewegung, da die Spannung t' um eben so viel abnehmen mufs als jene t zunimmt:

$$T - t' = t - T, \quad \text{also} \quad T = \frac{t + t'}{2}.$$

Ist nun während der Bewegung $t - t' = 2d$, so ist, wegen $t + t' = 2T$, sofort $t = T + d$ und $t' = T - d$; wächst T, so nimmt (wie man sich leicht überzeugt) t' in einem gröfsern Verhältnifs zu als t, so dafs wenn dadurch t in δ und t' in δ' übergeht, sofort:

$$\frac{\delta}{\delta'} < \frac{t}{t'} \ldots (a$$

wird.

Umfafst der Riemen von der Seiltrommel AB einen Bogen ADB, dessen Winkel i ist, wodurch also, wenn der Halbmesser $CA = r$, der vom Riemen umfafste Bogen $ADB = ri$, oder wenn n die Anzahl der Grade dieses Bogens ausdrückt, $i = \frac{2\pi}{360} n = \frac{n\pi}{180}$ wird; so ist nach der Formel 1) in §. 240, wegen $P = t$ und $Q = t'$, sofort $t = t' e^{fi}$, wobei $e = 2{\cdot}7183$ und f der Reibungscoefficient zwischen dem Riemen und der Trommel ist. Soll also kein Gleiten Statt finden, so mufs, wenn man Kürze halber $e^{fi} = A$ setzt, die Spannung t noch etwas kleiner oder (als Grenze) höchstens gleich At' seyn, indem für $t > At'$ ein Gleiten des Riemens auf der Trommel oder Scheibe AB eintritt; diesem kann durch Vergröfserung von f oder i (weil in beiden Fällen A zunimmt), keineswegs aber durch die der Riemenbreite abgeholfen werden; eben so könnte man der obigen Bemerkung zufolge (Relation a) dem Gleiten durch eine stärkere Spannung des Riemens vorbeugen (weil dadurch ebenfalls At' gegen t zunimmt), allein diefs ist, sobald einmal die Spannung $t = At'$, also $T = \frac{t + t'}{2} = \frac{1}{2} t'(A + 1)$ erreicht ist, defshalb unzweckmäfsig, weil dadurch die Achsen einen übermäfsigen Druck erleiden und eine gröfsere Reibung entsteht.

Die Werthe des Reibungscoefficienten f sind nach der Tabelle auf S. 194 je nach der verschiedenen Beschaffenheit der Scheiben oder Trommeln ·47, ·54, ·28, ·38 und von Hanfseilen ·50; es ist jedoch rathsam, um sicher zu seyn, dafs nicht gleich bei der geringsten Vermehrung des Widerstandes (wodurch t zu- und t' abnimmt) ein Gleiten eintritt, diese Zahlen um $^1/_{10}$ zu vermindern. Die Erfahrung lehrt, dafs glatte polirte Riemenscheiben (wodurch mehr Berührungspuncte entstehen) besser als rauhe sind.

§. 568. Ist die vom Motor ausgehende, auf die Peripherie der Scheibe AD reducirte bewegende Kraft $= P$, so mufs, da die Spannung t' der Kraft zu Hilfe kommt, und daher blofs der Widerstand t zu überwinden ist, $P + t' = t$ seyn, und da nach Obigem auch $t = At'$ ist, so folgt $t = P \frac{A}{A - 1}$, $t' = P \frac{1}{A - 1}$ und $T = P \frac{A + 1}{2(A - 1)}$, oder auch $t = T + \frac{1}{2} P$ und $t' = T - \frac{1}{2} P$.

Da man das Tragvermögen der ledernen Riemen zu 300 (bis 320) Pfund per Quadratzoll annehmen kann, so darf man die Spannung t nur durch diese Zahl dividiren, um den nöthigen Querschnitt und bei gegebener Dicke die Breite des Riemens zu finden.

Anmerkung. Nach den Erfahrungen des Pariser Maschinenbauers *Laborde* soll ein Riemen bei einer Geschwindigkeit von beiläufig 500 Fuſs per Minute und einem Berührungsbogen von einer halben Kreisperipherie 3 Zoll breit seyn, wenn er eine Pferdekraft zu übertragen hat. Will man diese Bestimmung gelten lassen, so würde sich die Riemenbreite B in Zollen aus der Formel:

$$B = \frac{3 \times 500\, N}{v}$$

berechnen lassen, wenn N die Anzahl der zu übertragenden Pferdekräfte und v die Geschwindigkeit des Riemens in Fuſsen per Minute ausgedrückt bezeichnen, und angenommen wird, daſs der Riemen nur die halbe Scheibe umfaſst; dabei ist wahrscheinlich nur eine Dicke des Riemens von $1\frac{1}{2}$ bis 2 Linien vorausgesetzt.

Man verwendet überhaupt zu solchen Treibriemen am besten lohgares Kuhleder, welches von $1\frac{1}{2}$ bis 3 Linien dick ist. In der Praxis gibt man den Riemen nicht leicht weniger als 2 und mehr als 9 Zoll zur Breite.

Auſser dem Umstande, daſs man zur Übertragung von bedeutenden Geschwindigkeiten, wozu die verzahnten Räder (deren Theilkreise keine Geschwindigkeit über 1200 Fuſs per Minute erhalten sollten) nicht mehr zweckmäſsig erscheinen, gewährt die Anwendung der Riemen auch noch den Vortheil, daſs diese beim Eintreten unvorhergesehener Widerstände nachgeben oder gleiten und so die einzelnen Maschinenbestandtheile vor dem Zerbrechen bewahren.

Beispiel. Es sey von der Scheibe AB, welche auf der Schwungradachse einer Dampfmaschine befestigt ist, eine Arbeit von 10 Pferdekräften auf eine kleinere Scheibe ab zu übertragen, dabei der Halbmesser $r = 3$ Fuſs, die Anzahl der Umdrehungen per Minute = 30 und der vom Riemen umfaſste Bogen $ADB = 200$ Grad; so ist die Umfangsgeschwindigkeit dieser Scheibe per Secunde $v = \dfrac{6 \times 3{\cdot}1416 \times 30}{60} = 9{\cdot}425$ Fuſs, folglich wegen $Pv = 10 \times 430 = 4300$, die am Umfange der Scheibe nöthige bewegende Kraft $P = \dfrac{4300}{v} = \dfrac{4300}{9{\cdot}425} = 456{\cdot}2$, wofür wir die ganze Zahl oder $P = 456$ Pfund nehmen wollen.

Setzt man den Reibungscoefficienten, wenn die Scheibe aus Guſseisen besteht, polirt und fettig ist, anstatt, wie ihn die Tabelle gibt (·28), nach der obigen Bemerkung $= {\cdot}2\ (= f)$, so ist, wegen $i = \dfrac{200}{180}\, 3{\cdot}1416 = 3{\cdot}49$ oder nahe genug 3 5, sofort $fi = {\cdot}7$, und daher $A = (2{\cdot}7183)^{\cdot 7} = 2{\cdot}0138$, folglich nach den obigen Relationen in ganzen Zahlen $T = 678$, $t = 906$ und $t' = 450$ Pfund.

Der Riemen muſs daher einen Querschnitt von $\dfrac{906}{300} = 3$ Quadratzoll, und wenn derselbe $\frac{1}{4}$ Zoll dick ist, eine Breite von 12 Zoll erhalten.

Wäre die Umfanggeschwindigkeit v der Scheibe AB doppelt so grofs, so würde, wie man sieht, P nur halb, und daher würden auch die Spannungen T, t und t' nur halb so grofs, mithin auch endlich der Riemen nur halb so breit ausfallen.

§. 569. Die Kreis- oder Circularsäge. Man wendet in der neuern Zeit mit vielem Vortheile die Circularsägen an, die aus einer 12 bis 30 Zoll im Durchmesser haltenden kreisrunden, an der Peripherie sägartig gezähnten, $^3/_4$ bis 1 Linie starken stählernen Scheibe (Stahlblatte) bestehen, welche (zwischen zwei kreisrunde Backen geklemmt) auf einer horizontalen Achse, die zugleich eine kleine Riemenscheibe trägt, befestigt und durch ein mechanisches Triebwerk in eine schnell rotirende Bewegung gesetzt wird, so dafs diese per Minute 700 bis 800 (manchmal auch über 1000) Mal umläuft. Die Achse erhält ihre Lager in einem festen (am besten gufseisernen) Tische, auf welchem das zu sägende Holz entweder ganz frei, oder an einer verstellbaren Führung anliegend, von dem Arbeiter blofs nach seinem Gefühle der Säge schneller oder langsamer entgegen geführt wird.

Da 30 Zoll schon so ziemlich die Grenze für die guten und brauchbaren Sägeblätter bilden, so kann man auch in der Regel keine stärkern Hölzer als von 12 bis 14 Zoll auf diesen Sägen schneiden.

Obschon es hier noch schwieriger als bei den oscillirenden Sägen ist, einen Mittelwerth für die Leistung anzugeben, so können wir dennoch anführen, dafs nach unsern eigenen Beobachtungen der gewöhnliche Betrieb einer 12 bis 15 Zoll im Durchmesser haltenden, per Minute 750 bis 800 Mal umlaufenden Kreissäge im Durchschnitt 3 Pferdekräfte fordert, wenn 6 Zoll dicke nicht sehr trockene eichene Bohlen geschnitten werden, und dafs (bei einer Länge der Bohlen von 9 Fufs) binnen 12 Arbeitsstunden dabei gegen 3000 Current- oder 1500 Quadratfufs Schnittfläche erzeugt werden, was per Stunde und Pferdekraft 42 Quadratfufs geben würde; allein, da durch das Auflegen und Wegnehmen des Holzes zum wenigsten $^1/_3$ der Zeit verloren geht, so kann man die 1500 Fufs auf 8 Stunden ununterbrochene Arbeit rechnen, was dann per Stunde und Pferdekraft von 60 bis 65 Quadratfufs gibt. Für kurze Zeit läfst sich die Leistung allerdings noch bedeutend erhöhen, dann wird aber auch wenigstens momentan eine gröfsere Betriebskraft in Anspruch genommen, und man kann bei einer 24-zölligen Kreissäge und einem 6 bis 10zölligen harten Pfosten durch zu starkes Andrücken sogar eine Dampfmaschine von 12 Pferdekräften aufhalten oder zum Stillstande bringen.

Die Umfangsgeschwindigkeiten der Kreissägen wechseln nach ihrer Gröfse und Umlaufszahl von 40 bis 100 Fufs per Secunde; 6zöllige eichene und eschene Bohlen (Pfosten) werden je nach der Beschaffenheit der Säge mit $1^1/_2$ bis 3 Zoll Geschwindigkeit per Secunde vorgeschoben.

Nach *Scholl's* (Führer des Maschinisten) Angabe lieferte eine Kreissäge von 26 Zoll Durchmesser bei 266 Umläufen per Minute (also bei einer Umfangsgeschwindigkeit von nur etwas über 30 Fufs) von $8^1/_2$ Zoll hohem Eichenholz eine Schnittfläche von 128 Quadratfufs per Stunde, bei einem Aufwande von 3·55 Pferdekräften.