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, weſshalb sie auch Wagen- *(waggon)* Kessel heiſsen. 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 dieſs 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 verhältniſsmäſsig groſsen 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, daſs 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 heiſsen Luft und dem Rauche umgeben und dadurch mit erwärmt wird; man kann die erstere die directe, die letztere die indirecte Heizfläche heiſsen.

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 Vergröſserung 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 24 135 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, daſs hochgespannte Dämpfe auch eine höhere Temperatur besitzen und (wegen der geringern Wärmedifferenz) die Wärme nicht so schnell wie niedrig gespannte Dämpfe aufnehmen, einigen Einfluſs, und man rechnet daher auch, daſs 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 Quadratfuſs totaler Heizfläche (und von 7 bis 9 Pf. guter Steinkohlen per Stunde). Für Mitteldruckmaschinen mit Condensation kann man 10 bis 12 Quadratfuſs Heizfläche und von 5 bis 6 Pf. Steinkohlen rechnen.

Die erwähnten Mühlhauser Versuche haben zu der Annahme geführt, daſs die stündliche Erzeugung von 54 bis 62 Pfund Dampf auf je 10 Quadratfuſs 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 Quadratfuſs 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 Quadratfuſs 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 $5^1/_2$ 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 Quadratfuſs gibt) auf die Pferdekraft $9^1/_4$ Quadratfuſs 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 ($= 1{\cdot}71$ F.), ihre Länge 31 Fufs, so dafs die Oberfläche $= 330$ und daher die davon zu rechnende Heizfläche $= \frac{2}{3} \,.\, 330 = 220$ Quadratfufs ausmacht.

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

Um den nöthigen Dampfraum zu erhalten (welcher bei *Watt*'schen Kesseln 10 bis 12 Mal so grofs 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), dafs 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 Quadratfufs für jede Pferdekraft, oder 10 Quadratfufs betragen, um per Minute $^1/_{50}$ Kubikfufs Wasser zu verdampfen, d. i. bei 34 Kubikfufs Dampf von 1 Atmosphäre Spannung zu erzeugen. Die ganze Rostfläche im Feuerherd soll von $\cdot 62$ bis $\cdot 77$ Quadratfufs für jede Pferdekraft oder 10 Quadratfufs betragen, um in einer Stunde 120 Pf. der besten Steinkohlen zu verbrennen. (Nach *Peclet*'s Angabe sollen auf 1 Quadratfufs 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. Gröfse des Schornsteines. Die Stärke des Luftzuges im Schornsteine hängt von dem Unterschiede des Luftdruckes ab, welcher zwischen der äufsern 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) $p = \frac{n H F}{1 + a t}$ und $p' = \frac{n H F}{1 + a t'}$ (wenn a der Ausdehnungscoefficient der Luft ist), daher $p - p' = \frac{n H F a (t' - t)}{(1 + a t)(1 + a t')}$.

Das Gewicht einer Luftsäule von demselben Querschnitt F, der Höhe h und der Temperatur t' ist $\frac{n h F}{1 + a t'}$; soll nun diese denselben Druck ausüben, so mufs dieser Ausdruck dem vorigen von $p - p'$ gleich seyn, aus welcher Gleichung man dann erhält $h = \frac{H a (t' - t)}{1 + a t}$, was nichts anders als die Geschwindigkeitshöhe ist, wozu die Geschwindigkeit $v = \sqrt{\left[2g \frac{H a (t' - t)}{1 + a t}\right]}$ 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 $t' = 150^\circ$ 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:

$$v = k \sqrt{\left[\frac{H a (t' - t)}{k' D + L}\right]} \quad \ldots \quad (\mathrm{d}$$

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 Gusseisen, in welchen sich bereits Ruſs 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 $v = 14^1/_2$ Fuſs. Für einen guſseisernen oder überhaupt einen schon gebrauchten und mit feinem Ruſs belegten Schornstein wäre dabei $v = 24$ Fuſs.

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*

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

setzen, wobei die in dieser Formel vorkommenden Buchstaben wieder die obige Bedeutung haben; H bezeichnet nicht bloſs 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 muſs L in der Rechnung um so viel vergröſsert werden, daſs 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 heiſsen Luft im Schornsteine und M das Volumen von warmer Luft, welches in jeder Secunde durch den Schornstein abziehen soll; so ist:

$$2)\quad M = \frac{Qm\,(1 + at)}{3600}$$

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:

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

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:

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

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 $d = \cdot 3732$ Zoll oder $4\cdot 478$, d. i. $4\frac{1}{2}$ 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 $^1/_{10}$ des Kolbendurchmessers betragen (wodurch beim Niedergang des Kolbens $^1/_{100}$ der Kolbenfläche für den Dampfsdruck 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 $^1/_8$ 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 $^1/_{24}$ bis $^1/_{28}$ 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 $\omega = pFl$.

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:

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

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 $\omega' = qFs = pFl\frac{s}{x}$ 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:

$$\omega' = pFl(Log\, x' - Log\, x).$$

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:

$$W' = pFl\,[Log\, x - Log\, l + Log\, x' - Log\, x + Log\, x'' - Log\, x + \ldots$$
$$\ldots + Log\, x^{n'} - Log\, x^{(n-1)'} + Log\, L - Log\, x^{n'}] =$$
$$= pFl\,[Log\, L - Log\, l] = pFl\, Log\frac{L}{l},$$

wobei *Log* natürliche Logarithmen bezeichnen.

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

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

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 $M = 1{\cdot}1\, Fv$ 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 $(14\cdot875 \times \cdot632 - 1\cdot6 =)$ 7·79 Pfund, oder auf den Kreiszoll zu $(7\cdot79 \times \cdot7854 =)$ 5·71 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 26·6).

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 26·82 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) 9·7 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 $= \frac{430 \times 3600}{7 \cdot 5} = 206400^{F.\,Pf.}$ und im letztern $= 159587^{F.\,Pf.}$ 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 $35 \times {\cdot}632 - 3{\cdot}7 = 18{\cdot}42$ Zoll oder 7·1 Pfund auf den Kreiszoll (= 9·04 Pfund auf den Quadratzoll). Da ferner die Kolbengeschwindigkeit $= 2 \times 5 \times 21\tfrac{1}{2} = 215$ Fufs per Minute ist, so ist die Wirkung in dieser Zeit:

$$= 7{\cdot}1 \times (24)^2 \times 215 = 879264^{F.\,Pf.} = \frac{879264}{33000} = 26{\cdot}64 \text{ Pferdekräfte.}$$

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 $14{\cdot}71 + 2{\cdot}5 = 17{\cdot}21$ 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 $= \frac{(24)^2}{30} = 19{\cdot}2$ 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 $E = 15^3/_5$ 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 $9^7/_{10}$ Pfund Kohlen nöthig waren, so bedarf man hier nur $8^1/_4$ 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 $^1/_4$ seines Laufes zurückgelegt hat, wird der Dampfzutritt abgesperrt); bei jedem einfachen Kolbengang werden 2·17 Kubikfuſs Dampf von der genannten Spannkraft (zu $3^3/_4$ 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) $q = 12{\cdot}8$ zu setzen, weil hier der atmosphärische Druck zu überwinden ist. Ferner ist $k = {\cdot}40$ oder ${\cdot}35$ 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 ·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 6·221 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:		Verbrannte Kohlen per Stunde und Pferdekraft:
	sehr gute Bedienung:	gewöhnliche Bedienung:	
	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:

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

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:

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

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:

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

§. **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 Kolhenganges 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 mufs; 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 blofs erfordert, dafs die Bewegung in gleichen (periodischen) Oscillationen Statt hat, die mit der Geschwindigkeit Null anfangen und eben so, ohne dafs dabei Stöfse Statt finden, aufhören, damit nichts an lebendiger Kraft verloren gehe (§. 187).

Setzt man in dieser Gleichung $a)$ $l = L$, d. h. nimmt man an, dafs 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, dafs 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:

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

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

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 $\frac{l}{l+a} + Logn \frac{L+a}{l+a}$:
·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 $p = 12{\cdot}8$ 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 Quadratfufs bezogen (weil man lieber den Fufs 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 $\frac{L + a}{L} = \frac{21}{20} = 1\cdot05$ oder $k = \frac{1}{1\cdot05}$; ferner ist nach §. 515 für diese Mafseinheit $n = \cdot0001421$ und $m = \frac{\cdot0^4 38016}{144} = \cdot0^6 264$ (d. i. $= \cdot000000264$, wenn P auf den Wiener Quadratfufs bezogen wird).

Beispiel. Bei einer solchen Hochdruckmaschine hat der Cylinder (alles in englischem Mafs und Gewicht) 17 Zoll im lichten Durchmesser, der Kolbenlauf oder die Hubhöhe beträgt 16 Zoll, die wirksame Verdampfung des Kessels ·67 Kubikfufs 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 Mafs und Gewicht reducirt ist demnach für dieses Beispiel $D = 16\cdot39$ Zoll oder $F = 1\cdot46$ Quadratfufs, $L = 1\ 286$ Fufs, $S = \cdot6$ Kubikfufs (per Minute), $P = 56\cdot614 \times 144$ Pfund und $p = 12\cdot8 \times 144$ (auf 1 Quadratfufs). Mit diesen Werthen findet man für die dem Maximum des Nutzeffectes entsprechende Geschwindigkeit (§. 521, Anmerkung): $v' = \frac{S}{F(n + m P)} \cdot \frac{1}{1\cdot05} = 170\frac{1}{3}$ Fufs per Minute. Die gröfste 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 $v' = 170$ Fufs 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 $v = 170\frac{1}{3}$ Fufs 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 $= \frac{52\cdot2}{8} = 6\frac{1}{2}$ Pferdekraft (wenn man nämlich die englische Zahl 8 nicht weiter reducirt). Der Nutzeffect aus 1 Kubikfufs verdampften Wassers ist $\left(\text{wegen} \frac{1346400}{60} = 22440\right)$

$$\frac{22440}{\cdot6} = 37400^{\text{F. Pf.}} = \frac{52\cdot2}{\cdot6} = 87 \text{ Pferdekräfte.}$$

Der für 1 Pferdekraft verbrauchte Brennstoff (hier Kokes) beträgt $\frac{8}{52\cdot2} = \cdot153$ Pfunde, und das verbrauchte oder verdampfte Wasser $\frac{\cdot6}{52\cdot2} = \cdot0115$ Kubikfufs.

Nimmt man anstatt der kleinsten, d. i. dem Maximum des Nutzeffectes entsprechenden Geschwindigkeit (von 170 Fufs per Minute), irgend eine andere, z. B. $v = 200$ und 280 Fufs (kleiner als 170 Fufs kann man v schon deſshalb nicht nehmen, weil dafür die Ladung $Fq > FP$, d. i. gröſser als der Dampfdruck im Kessel seyn müſste), so findet man beziehungsweise $E = 48\cdot76$ und $38\cdot75$ Pferdekräfte, nämlich (§. 519, 3) $Fq = 6290\cdot3$ und $3570\cdot6$ Pfund.

Anmerkung. Nach der gewöhnlichen Theorie, d. i. nach der Formel 1), §. 505, wäre für $v = 170$, also $n = \frac{170}{1\cdot286} = 132$, sofort $E = k\,60\cdot6$ Pferdekräfte, so, daſs man also hier nicht (wie es nach §. 509 seyn sollte) $k = \cdot6$ (womit man nur 36 Pferdekräfte erhalten würde), sondern $= \cdot86$ setzen müſste, um eine Übereinstimmung mit dem hier gefundenen Resultate zu erhalten. Für die beiden übrigen Werthe von $v = 200$ und 280 dagegen, wofür $n = 155\cdot5$ und $217\cdot7$ zu setzen ist, müſste man beziehungsweise, um eine Übereinstimmung zu erhalten (weil $E = 71\cdot4\,k$ und $100\,k$ wird) $k = \cdot68$ und $\cdot39$ 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, daſs 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*, daſs bei den kleinern Maschinen die Reibung, bei geringer Belastung der Maschine auf $2\frac{1}{2}$, dagegen bei den gröſsern (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 daſs nach seinen Versuchen die Reibungszunahme $\frac{1}{7}$ der (gewöhnlich 8 Pfund auf den Quadratzoll betragenden) Belastung ausmache, daſs 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 gröſsern bis 100 Pferdekräfte betragenden Maschinen, so, daſs man für jene von mittlerer Gröſse diese Reibung zu 1 Pfund per Quadratzoll der Kolbenfläche anschlagen kann; dadurch wird (auf englisches Maſs 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:

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

(genauer $205^3/_4$) Fuſs ist.

Die diesem Nutzeffecte entsprechende gröſste Belastung ist:

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

folglich ist der gröſste Nutzeffect selbst $E = Fq'v' = 205{\cdot}74 \times 7416 = 1525775^{\text{F. Pf.}}$ 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 Fq = 4526·8 und = 5552·6), 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 gröſser als bei den Maschinen ohne Expansion ist, so nimmt *Pambour* die Reibung nur halb so groſs, d. i. auf den englischen Quadratfuſs der Kolbenfläche zu $\frac{1}{2} \times 144 = 72$ Pfund an, während die übrigen Gröſsen wie bei der *Watt*'schen Maschine angenommen werden.

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

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

und für die entsprechende gröſste Belastung:

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

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:

$$k = \frac{l}{l + a} + Logn \frac{L + a}{l + a} \;.\;.\;. (m$$

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

Um jedoch das absolute Maximum des Nutzeffectes dieser Maschine zu erhalten, muſs die Gröſse oder das Verhältniſs der Expansion aus der Gleichung:

$$\frac{l}{L} = \frac{142 \cdot 8 + n + f}{142 \cdot 8 + P} \;.\;.\;. (3$$

bestimmt und der dafür gefundene Werth in den vorigen Ausdrücken von v' und $F q'$ 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 Grundrifs 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 grofsen 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, dafs 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, dafs 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* geschlossen 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 *a*, 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:

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

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:

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

§. **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 $sv = 1{\cdot}75 \times 144$ 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 $\frac{1}{7}$ 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 $r v^2 = \cdot 002687\, A v^2$ 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 $k M = 6 \times 50 = 300$ 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 $r v^2 = 194$ 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 $W = (1 + \alpha)\,[(k + h)\, M + h m + r v^2] + F = 961$ Pf. (Genauer ist $r v^2 = 193\frac{1}{2}$ 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. $s v = 3{\cdot}5$ 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 $5 \times 3{}^{\cdot}1416 \times 116\tfrac{1}{4} = 1826$ 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 gewöhnl chen 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 $^1/_7$, höchstens $^1/_6$, bei feuchtem Wetter, oder wenn die Schienen schmutzig oder schmierig sind, bis auf $^1/_{12}$, ja selbst manchmal bis auf $^1/_{16}$ (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 S t e i g u n g e n 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.

A n m e r k u n g 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 $66^2/_3$, 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, $13^1/_2$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 $^1/_5$ Kubikfufs Wasser und davon $^3/_4$ 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 n, 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:

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

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:

$$\begin{array}{rl} 552 - 257{\cdot}8 = & 294{\cdot}2, \\ & 36{\cdot}8 \text{ additionelle Reibung,} \\ & 72 \quad \text{Reibung der Maschine,} \\ \hline W = & 403, \end{array}$$

daher die Geschwindigkeit per Stunde $= \frac{375 \times 62}{403} = 57^3/_5$ Meilen. Indefs 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 Mafs 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

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

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

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

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:

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

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 $\frac{L}{l} = \frac{1}{\cdot 11} = 9{\cdot}1$ eintritt, den vom Kolben zurückgelegten Raum $= 12{\cdot}392$, also mit Hinzurechnung des freien Raumes, die bei jedem Kolbengang consumirte Dampfmenge $= 12{\cdot}392 + 5{\cdot}62 = 18{\cdot}012$ 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 $= 4951{\cdot}5$ ist, so hat man als Wirkung bei einem Kolbengange $3{\cdot}42 \times 18{\cdot}012 \times 4951{\cdot}5 = 305017{\cdot}6^{\text{F. Pf.}}$, davon die vorige Gegenwirkung mit $57102^{\text{F. Pf.}}$ abgezogen, gibt die Wirkung für jeden Kolbengang $= 247915{\cdot}6^{\text{F. Pf.}}$, und da in diesem Falle der Kolben per Minute $\left(\frac{234{\cdot}58}{9{\cdot}642} =\right)$ 24·33 Gänge macht, so ist der theoretische Effect der Maschine $E = \frac{24{\cdot}33 \times 247915{\cdot}6}{60 \times 430} = 233{\cdot}8$ 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 $\frac{\cdot 82 + \cdot 77}{2} = \cdot 795$.

Schiffs-Dampfmaschinen.

§. 539. Einleitung. Bei den Schiffsdampfmaschinen, welche in der Regel die Dampfbote dadurch in Bewegung setzen, daſs sie zwei an einer horizontalen Welle *W* (Fig. 290 und Fig. 290. *a*) befestigte, zu beiden Seiten der äuſsern Schiffswände laufende Ruder- oder Schaufelräder *R*, *R* umtreiben, läſst man fast immer zwei gleiche Maschinen so zusammenwirken, daſs 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, daſs 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, daſs 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 einer 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; n, n 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 $K\,A$ 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

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

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 $\delta\,D$ 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):

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

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

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

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

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 r' 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 $r' > V$ 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 $V^2 = \frac{1}{2k\beta\delta} \cdot \frac{d^2 mpc}{DB^2}$, oder, wenn man den Coefficienten $\frac{1}{2k\beta\delta}$ als bekannt voraussetzt und $\frac{1}{\sqrt{(2k\beta\delta)}} = M$ setzt, auch:

$$V = M\sqrt{\left(\frac{d^2 mpc}{DB^2}\right)} \ldots (4.$$

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:

$$B^2 = \frac{M^2}{S} \cdot \frac{d^2 mpnc}{V^3} \ldots (6.$$

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

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

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 $K = \frac{E}{B^2 V^3}$ 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:

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

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

und

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

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 vergröfsert.

§. 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 $E = KB^2V^3$ 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 $10\frac{1}{2}$ 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 $\frac{1}{120}$ 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:

$$E = \frac{K'LTV^3}{1 - K'LT'(P + Qh)\,V^3}$$

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:

$$1 - K'LT'(P + Qh)\,V^3 = 0,$$

weil dafür die Kraft der Maschine unendlich grofs seyn müfste; das Schiff kann also niemals diese Geschwindigkeit von

$$V = \sqrt[3]{\left[\frac{1}{K'LT'(P + Qh)}\right]}$$

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 $Qh = 1$ 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 $8\frac{1}{3}$ Meilen fahren. Beträgt die Überfahrt z. B. 120 Meilen, so werden dazu im letztern Falle $\frac{120}{8\frac{1}{3}} = 14$ 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.

Schliefslich 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) $(\frac{2}{3} + \frac{1}{30})\, 10{\cdot}2 = 7{\cdot}14$ 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 $17\frac{1}{2}$ 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** $T = 13^1/_2$ 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 $(^2/_3 + ^1/_{30})\,12 = 8{\cdot}4$ Knoten oder per Stunde $8^2/_5$ 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 $1^1/_2$ 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):

$$l = \frac{B^2}{r\,h} = \frac{372}{13{\cdot}5 \times 3{\cdot}56} = 7{\cdot}74 \text{ oder } 7^3/_4 \text{ Fuſs}.$$

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 $^1/_{17}$ des Widerstandes des eingetauchten Hauptquerschnittes A beträgt (bei 11 verschiedenen Schiffen variirte dieser Widerstand von $^1/_{13}$ bis $^1/_{24}$), 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, daſs die bei den gewöhnlichen oder radial stehenden Schaufeln Statt findenden Stöſse 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 müſste die Maschine 525 Pferdekräfte wirklich besitzen, obschon sie (wie dieſs in England üblich) allerdings nominell nur 450 haben kann.

Bei der obigen Zahl von ·645 als effective Kraft und der Voraussetzung, daſs die Maschine wirklich nur 450 Pferdekräfte hatte, müſste dann der Widerstand des Schiffes nicht bloſs zu $^1/_{17}$, sondern zu $^1/_{20}$ von jenem der gröſsten 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 Maſs und Gewicht, angeführt werden. Diese sind: äuſserste Länge 236 Fuſs, Länge des Verdeckes 212 Fuſs, des Kiels 205 Fuſs, Breite innerhalb der Schaufelräder 35 Fuſs, 4 Zoll; Tiefe des Schiffraumes in der Mitte 23 Fuſs, 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 Fuſs, Durchmesser der Schaufelräder 28 Fuſs, 9 Zoll; Gewicht der Maschinen sammt gefüllten Kesseln 480 Tonnen; Kohlengewicht für 20 Tage 600 Tonnen, Kohlenconsumo per Stunde und Pferdkraft $6^1/_3$ 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 $12^1/_4$, 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.