Die calorische Maschine

Redtenbacher, Ferdinand

Mannheim, 1853

Theorie der Treibapparate

urn:nbn:de:bsz:31-266513

das atlantische Meer zu durchfahren, und die für einen lebhaften Verkehr nothwendige Anzahl von Schiffen würden dann selbst kleinere Staaten anzuschaffen und zu unterhalten im Stande sein.

Es ist also wohl der Mühe werth, nach einer vollkommeneren Verwirklichung der Prinzipien, auf welchen die calorische Maschine beruht, zu streben, allein das geht nun nicht mehr in der Studirstube an, man muss bauen und Verschiedenes versuchen, um insbesondere die Kolbenconstruktion ausfindig zu machen, die gegen Hitze und Spannung unempfindlich ist. Aber es ist leider vorauszusehen, dass unser liebes Deutschland auch auf die praktische Lösung dieser Frage verzichten wird.

Theorie der Treibapparate.

Widerstand der Schiffe.

Im Allgemeinen ist die Meinung herrschend, dass der Widerstand der Schiffe vorzugsweise von der Grösse des eingetauchten Theiles des Hauptspantes, so wie von der mehr oder weniger zweckmässigen Form des Schiffes abhänge, und dass der Reibungswiderstand nur ein verhältnissmässig kleiner Theil des Gesammtwiderstandes ausmache. Vermöge dieser insbesondere in England und auf dem Continent herrschend gewordenen Ansicht, hat man die Schiffe durch bedeutende Verlängerung derselben, und durch feine Zuspitzungen des Vorder- und Hintersterns zu verbessern geglaubt. Diese lang gestreckten scharf gespitzten Schiffe verursachen, wie der Augenschein schon zeigt, weniger Wellenbewegungen, als minder lange und weniger scharf gebaute Schiffe, und darin hat man nun einen Beweis finden wollen, dass man sich auf dem rechten Weg einer fortschreitenden Verbesserung befinde. Allein dies Alles ist nach meinem Dafürhalten eine ganz willkürliche auf keinen sichern Erfahrungen beruhende und sogar ganz irrige Meinung. Ich behaupte, dass die Erfahrung das Gegentheil beweist, dass die Form der Schiffe, wenn sie sich nur nicht beträchtlich von der allgemein üblichen entfernt, nur einen sehr geringen, die Reibung des Schiffes im Wasser dagegen einen sehr grossen Einfluss habe auf den Widerstand, und dass diese scharfen Zuspitzungen den Widerstand dadurch vermehren, weil sie, ohne den Tonnengehalt des Schiffes merklich zu vergrössern; das Gewicht der Construktion und dadurch die Tauchung vermehren.

Dass die Form der Schiffe einen nur geringen Einfluss auf den Widerstand ausübe, scheint mir zunächst der Umstand zu beweisen, dass die amerikanischen Dampfboote eben so gute Fahrer sind, als die englischen, obgleich bei den ersteren von einer sorgfältigern Formgebung gar nicht die Rede ist. Bei den amerikanischen Schiffen ist der Querschnitt des Hauptspantes beinahe ein Rechteck, Boden und Wände gehen mit einer kleinen rapiden Krümmung in einander über, der Längenschnitt ist wiederum beinahe ein Rechteck, der Vorderstern steigt beinahe vertikal in die Höhe, die Horizontalschnitte sind endlich ebenfalls lang gestreckte Rechtecke mit sehr rapiden beinahe bauchigen Zuspitzungen. Die Form dieser Schiffe ist also das gerade Gegentheil von dem, was man in England für gut hält, und doch fahren die Amerikaner gut, ja es gibt gar viele, die der Meinung sind, dass die amerikanischen Schiffe den englischen an Geschwindigkeit überlegen seien. Man kann diese Thatsachen kaum in anderer Weise als dadurch in Uebereinstimmung bringen, wenn man annimmt, dass eben die Form eines Schiffes nur einen geringen Einfluss auf den Widerstand ausübe. Unter dieser Voraussetzung erklärt sich wenigstens Alles. Was bei den amerikanischen Schiffen durch ihre rüdere Form an Kraft verloren geht, wird durch den Umstand, dass sie bei gleichem Tonnengehalt weniger tauchen, wiederum gewonnen, und vielleicht ist dieser Gewinn grösser, als jener Verlust. Was den mehr oder weniger bewegten Zustand des Wassers betrifft, so rührt dieser grösstentheils von dem Dreinschlagen der Schaufeln her, und die lebendige Kraft, welche in der vom Vorder- und Hinterstern auslaufenden Welle enthalten ist, beträgt gar nicht so viel, als man meint, wenn man nur nach dem Schein urtheilt. Einige im Wasser stampfende Pferde bringen eine eben so heftige Bewegung hervor. Diesem aus einer Vergleichung der amerikanischen und englischen Schiffe entnommenen Grund für die Unterstützung der oben ausgesprochenen Ansicht, dass die Form der Schiffe keinen grossen Einfluss auf den Widerstand ausübe, steht aber noch ein zweiter, viel gewichtigerer zur Seite. Ich glaube nämlich nachweisen zu können, dass der Reibungswiderstand allein schon so gross ist, als der wirklich vorhandene totale Widerstand. Diesen Beweis führe ich in folgender Art.

Es ist wohl kein Grund anzunehmen, vermöge welchem die Reibung eines im Wasser fahrenden Schiffes nach einem andern Gesetz erfolgen solle, als die Reibung des in einem Kanal oder in einer Röhre fliessenden Wassers an den Wänden dieser Röhre oder dieses Kanals, denn der eine Widerstand wie der andere entsteht ja doch nur aus der relativen Bewegung des Wassers und der Fläche, an welcher das Wasser adhärirt.

Prony, *Eitelwein* und in der neuesten Zeit ein französischer Ingenieur, haben übereinstimmend gefunden, dass der Widerstand des Wassers in Röhren oder in Kanälen ausgedrückt werden kann durch

$$W = 1000\,F\,(\alpha\,u + \beta\,u^2)\ \text{Kilg.} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

wobei F die Berührungsfläche, u die relative Geschwindigkeit des Wassers gegen die Berührungsfläche ausdrückt und α β zwei Coeffizienten bedeuten; deren Werthe sind:

a. für die Bewegung des Wassers in Kanälen:

$$\alpha = 0{\cdot}0000444 \qquad \beta = 0{\cdot}000309$$

b. für die Bewegung des Wassers in Röhren:

$$\alpha = 0{\cdot}00001733 \qquad \beta = 0{\cdot}0003483$$

Für Geschwindigkeiten von 4 bis 5^n Meter, wie sie bei Dampfschiffen vorkommen, ist das Glied $\alpha\,u$ gegen $\beta\,u^2$ verschwindend klein. Man kann daher setzen:

$$W = 1000\,\beta\,F\,u^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Vermittelst dieser Formel können wir nun den Reibungswiderstand eines Schiffes berechnen, wenn wir für F die Fläche setzen, in welcher das Wasser das Schiff berührt, und für u die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser, in welchem es fährt.

Nennen wir:

L B T Länge, Breite und Tauchung des Schiffes, so ist annähernd:

$$F = \frac{2}{3}\,L\,B + 2\,L\,T = B\,T\left[\frac{2}{3}\,\frac{L}{T} + 2\,\frac{L}{B}\right]$$

Bei den englischen wie bei den amerikanischen Seedampfschiffen sind aber die Verhältnisse $\frac{L}{T}$ und $\frac{L}{B}$ constant, und es ist: $\frac{L}{T} = 15$, $\frac{L}{B} = 6$, daher ist für diese Schiffe

$$F = 22\,B\,T$$
$$W = 22000\,\beta\,B\,T\,u^2$$

Wenn wir für β den kleinern der oben angegebenen Werthe setzen, nämlich denjenigen, welcher für Kanäle gilt, so beträgt der Reibungswiderstand wenigstens

$$W = 6{\cdot}798\ B\,T\,u^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Im Beharrungszustand der Bewegung tritt keine Aenderung der Geschwindigkeit der Massen ein, muss also der Druck der Schaufeln gegen das Wasser gleich sein dem Widerstand des Schiffes. Wenn ausser dem Reibungszustand kein anderer Widerstand vorhanden wäre, müssten also die Schaufeln im Beharrungszustand der Bewegung gegen das Wasser einen Druck $6{\cdot}798\,B\,T\,u^2$ ausüben. Nennt man v die Umfangsgeschwindigkeit der Schaufeln gegen das Schiff, so wäre $6{\cdot}798\,B\,T\,u^2\,v = 6{\cdot}798\,B\,T\,u^3 \left(\frac{v}{u}\right)$ der Effekt, den die Maschine zu entwickeln hätte.

Nennen wir N_r den wahren realen Effekt, welchen die Maschinen in der That entwickeln, und N_n den Nominaleffekt oder den angeblichen Effekt, so hat man:

$$6{\cdot}798\,B\,T\,u^3 \left(\frac{v}{u}\right) = 75\,N_r = 75\,N_n \left(\frac{N_r}{N_n}\right)$$

hieraus folgt:

$$\frac{N_n}{B\,T} = \frac{6{\cdot}798}{75} \frac{\left(\frac{v}{u}\right)}{\left(\frac{N_r}{N_n}\right)} u^3$$

Es ist aber bei allen gut gehenden durch Ruderräder getriebenen Dampfschiffen das Verhältniss $\frac{v}{u} = 1{\cdot}4$ und höchst wahrscheinlich das Verhältniss zwischen dem Real- und dem Nominaleffekt $= 1{\cdot}5$, daher hat man:

$$\frac{N_n}{B\,T} = \frac{6{\cdot}798}{75} \frac{1{\cdot}4}{1{\cdot}5} u^3 = 0{\cdot}0846\,u^3$$

Wenn ein Schiff mit einer Geschwindigkeit von $u = 5$ Meter fahren soll, müsste also, wenn nur allein der Reibungswiderstand zu überwinden wäre, eine Maschine genommen werden, deren Nominaleffekt

$$N_n = 0{\cdot}0846 \times 5^3 \times B\,T = 11.53\ B\,T \quad \ldots\ldots \quad (4)$$

wäre.

Bei einer Vergleichung von mehr als 80 englischen Seedampfschiffen, die in neuerer Zeit erbaut worden sind, und die mit einer Geschwindigkeit von 5 Meter fahren, hat es sich aber gezeigt, dass für jeden Quadratschuh des Rechteckes BT, $1 + \frac{1}{10}$ Nominalpferdekraft gerechnet wird, d. h. dass für englische Einheiten $\frac{N_n}{BT}$ gleich 1·1, demnach für französische Einheiten

$$\frac{N_n}{BT} = 11{\cdot}8 \text{ oder } N_n \; 11{\cdot}8\, BT \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (5)$$

ist, was mit (4) beinahe ganz übereinstimmt.

Die Maschinen, wie sie wirklich angewendet werden, sind also genau so stark, als diejenigen, welche als nothwendig erscheinen, wenn nur allein der Reibungswiderstand zu überwinden wäre, woraus man dann nothwendig schliessen muss, dass der von der Form des Schiffes herrührende Widerstand wenigstens von keiner grössern Bedeutung sein kann.

Wollte man annehmen, dass der Normaleffekt so gross wäre als der Realeffekt, so fände man gar, dass die zur Ueberwindung der Reibung erforderliche Kraft grösser wäre, als diejenige, welche die Maschinen entwickeln.

Nach Versuchen von *Bossut* mit einem Modellschiff, dessen Form, nach dem Ausspruch von *Navier,* sich jener, die den kleinst möglichen Widerstand verursachen würde, sehr nähern dürfte, wäre der Totalwiderstand eines „gut geformten" Schiffes:

$$W = 8{\cdot}1\, B\, T\, u^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (6)$$

Aus (3) und (6) würde sich ergeben, dass der von der Form herrührende Widerstand $1{\cdot}2\, B\, T\, u^2$ betrüge. Totalwiderstand, Reibungswiderstand und Formenwiderstand verhielten sich demnach wie $8{\cdot}1 : 6{\cdot}8 : 1{\cdot}2$, was also ebenfalls mit meiner Behauptung, dass der Formwiderstand ein sehr geringer sei, übereinstimmt.

Will man gegen meine Behauptung einwenden, dass die Schiffe gegenwärtig bedeutend schneller fahren, als sie vormals gefahren sind, so ist dieser Einwurf dadurch leicht widerlegt, dass man gegenwärtig 100pferdige Maschinen anwendet, wo man früher 40pferdige gebraucht, woraus dann folgt, dass die Schiffe jetzt $\sqrt[3]{\frac{100}{40}} = 1{\cdot}4$ Mal schneller fahren müssen, als sie früher gefahren sind, dass also heut zu Tage ein Schiff in $\frac{18}{1{\cdot}4} = 13$ Tagen die

Küste von Amerika erreichen kann, weil es vor einigen Jahren 18 Tagen brauchte.

Angenommen, dass diese Kritik eine Wahrheit sei, so ist damit nicht blos eine Negation ausgesprochen, sondern es ist damit zugleich gesagt, dass weil der Widerstand der Schiffe grösstentheils nur von der nicht zu beseitigenden Reibung herrührt, es auch gar nicht möglich ist, ihn durch Veränderungen der Form merklich zu schwächen; dann aber folgt auch daraus, dass der rechte Weg der Verbesserung in einer allmähligen Annäherung an die schlichtere amerikanische Schiffsform liege, indem diese Form keinen merklich grössern Widerstand verursacht, dafür aber bei gleicher Tauchung einen grössern Tonnengehalt, wegen der gleichen Breite und den überall beinahe vertikalen Wänden eine mehr benutzbare Räumlichkeit und dann auch noch eine grössere Stabilität darbietet, indem bei gleicher Länge und Breite der Schwimmfläche des amerikanischen Schiffes ein grösseres Trägheitsmoment entspricht, als dem englischen Schiff.

Bezeichnen wir den Werth von $1000\,\beta$ mit k, so erhalten wir für den Widerstand, in der Voraussetzung, dass derselbe beinahe nur von der Reibung herrührt, folgenden Ausdruck:

$$W = k\left[\frac{2}{3}\frac{L}{T} + 2\frac{L}{B}\right] B\,T\,u^2 \quad \ldots\ldots \quad (7)$$

Der Tonnengehalt eines Schiffes ist dem Volumen $B\,L\,T$ proportional. Das Verhältniss des Widerstandes W zum Tonnengehalt wird daher:

$$\frac{W}{B\,L\,T} = k\left[\frac{2}{3}\frac{1}{T} + \frac{2}{B}\right] u^2$$

d. h. dieses Verhältniss ist bei breiten tief gehenden Seeschiffen günstig, bei schmalen wenig tauchenden Flussschiffen ungünstig. Der Werth von k ist, wie wir gesehen haben

$$k = 0{\cdot}309 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Die Ruderräder.

Wenn ich in Kürze die bekannte Theorie der Ruderräder hierher setze, so geschieht dies nur wegen der später folgenden Vergleichung der verschiedenen Treibapparate. Einer exakten Berechnung kann natürlich das tolle Dreinschlagen der Ruderschaufeln nicht unterworfen werden; man muss sich mit rohen Annäherungen begnügen.

Nennen wir wiederum wie früher

$L \; B \; T$ Länge, Breite und Tiefgang des Schiffes;

$\Omega = B\,T$ das Rechteck, das dem eingetauchten Theil des Hauptspantes entspricht;

Ω_1 die Summe der Flächen zweier Schaufeln der Ruderräder;

u die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser;

v die Umfangsgeschwindigkeit der Schaufelräder gegen das Schiff;

$k = 0{\cdot}309 \left[\frac{2}{3} \frac{L}{T} + 2 \frac{L}{B}\right]$ den Widerstand, welchen ein Schiff verursacht, wenn das Rechteck $\Omega = 1$ und die Geschwindigkeit $u = 1$ ist;

$k_1 = 125$ ein Coeffizient zur Berechnung des Druckes der Schaufeln gegen das Wasser;

$N_r \; N_n$ den Real- und den Nominaleffekt der Maschinen, welche das Schiff treiben.

Der Widerstand des Schiffes ist, wie wir gesehen haben

$$k\,\Omega\,u^2$$

Der Drück der Schaufeln gegen das Wasser darf dem Quadrat der relativen Geschwindigkeit der Schaufeln gegen das Wasser und der Summe der Flächen zweier Schaufeln proportional gesetzt werden, kann also ausgedrückt werden durch

$$k_1\,\Omega_1\,(v - u)^2$$

Da im Beharrungszustand der Bewegung des Schiffes der Druck der Schaufeln gegen das Wasser gleich sein muss dem Widerstand des Schiffes, so hat man:

$$k\,\Omega\,u^2 = k_1\,\Omega_1\,(v - u)^2 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

Hieraus folgt:

$$\frac{v}{u} = 1 + \sqrt{\frac{k\,\Omega}{k_1\,\Omega_1}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

Die Kraft, mit welcher die Radumfänge durch die Maschinen getrieben werden, ist: $k\,\Omega u^2$ und die Geschwindigkeit, mit welcher dieser Druck fortschreitet, ist v, man hat daher:

$$75\,N_r = k\,\Omega\,u^3\,v$$

oder

$$75\,N_n \left(\frac{N_r}{N_n}\right) = k\,\Omega\,u^3 \left(\frac{v}{u}\right) \quad \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

Hieraus folgt auch:

$$\left.\begin{aligned} N_n &= \frac{k\,\Omega}{75}\,u^3\,\frac{\left(\frac{v}{u}\right)}{\left(\frac{N_r}{N_n}\right)} \\ u &= \sqrt[3]{\left\{\frac{75\,N_n}{k\,\Omega}\,\frac{\left(\frac{N_r}{N_n}\right)}{\left(\frac{v}{u}\right)}\right\}} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Aus der ersten der Gleichungen (4) ersieht man, dass es vortheilhaft ist, wenn die Geschwindigkeit der Schaufeln (die vermöge 2 immer grösser ist, als jene des Schiffes), so wenig als möglich von der des Schiffes verschieden ist. Die Schaufelflächen sollen daher im Verhältniss zum Schiffsquerschnitt gross sein. Bei allen bessern Construktionen ist sehr nah

$$\frac{v}{u} = 1{\cdot}4 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Dann zeigt auch die erste der Gleichungen (4), dass die Pferdekraft der Maschinen dem Kubus der Schiffsgeschwindigkeit proportional ist, und so lange die für schnelles Fahren schwärmenden Gemüther diesen Kubus nicht wegphantasiren, werden sie sich in der Wirklichkeit mit mässigerer Geschwindigkeit begnügen müssen.

Aus der Gleichung (2) kann die Constante k_1 berechnet werden, wenn für ein Schiff bekannt ist: der Querschnitt Ω_1, der Widerstandscoeffizient k, die Geschwindigkeit u des Schiffes und die Umfangsgeschwindigkeit v der Schaufeln, und wenn man diese Berechnung nicht nur einmal, sondern wiederholt mit den Daten von einer grössern Anzahl von Schiffen durchführt, so findet man nahe übereinstimmende Werthe, nämlich:

$$k_1 = 125$$

Für das calorische Schiff von *Ericson* ist:

$L = 75^m$ $B = 12^m$ $T = 5{\cdot}49$, demnach wird $k = 6{\cdot}67$, $\Omega = 65{\cdot}9$

Soll dieses Schiff mit einer Geschwindigkeit von 5^m fahren, so sind (wenn die gewöhnlichen Verhältnisse $\frac{v}{u} = 1{\cdot}4$, $\frac{N_r}{N_n} = 1{\cdot}5$, vorausgesetzt wird), Treibmaschinen nothwendig, die eine Normalkraft von

$$N_n = \frac{6\cdot67 \times 65\cdot9}{75} \, 125 \, \frac{1\cdot4}{1\cdot5} = 686 \text{ Pferden}$$

entwickeln. Um aber dieses Schiff mit der halben Geschwindigkeit zu bewegen, braucht man nur eine Normalkraft von

$\frac{68\cdot6}{8} = 86$ Pferden.

Die Schraube als Treibapparat.

Die sogenannten Schrauben, welche gegenwärtig sehr häufig zum Treiben der Dampfschiffe benutzt werden, haben zwar dem äusseren Ansehen nach keine Aehnlichkeit mit dem, was man in der Geometrie eine Schraubenfläche nennt; nach ihrer Wirkungsweise stimmen sie aber doch mit der einen Schraubenfläche überein. Wir wollen daher der Berechnung dieses Treibapparates eine wirkliche Schraubenfläche, d. h. eine Fläche zu Grunde legen, die durch jede durch die Axe gelegte Ebene, in einer auf die Axe senkrechten Geraden, und durch einen mit der Axe concentrischen Cylinder von kreisförmigem Querschnitt in einer Schraubenlinie von gleichförmiger Steigung geschnitten wird. Die ganze Fläche kann man sich aus concentrisch um einander laufenden Schraubenlinien, deren Steilheit von der Axe aus nach dem Umfang abnimmt, bestehend denken. Wir nehmen an, die Schraube habe nur einen Umgang, und bezeichnen durch

R den äusseren Halbmesser der Schraube;

α den Winkel, den jede an die äusserste Schraubenlinie gezogene Berührungslinie mit einer auf die Axe der Schraube senkrecht gelegte Ebene bildet;

φ den gleichartigen Winkel für die in der Entfernung x von der Axe befindliche Schraubenlinie;

u die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser;

Θ die Winkelgeschwindigkeit, mit welcher sich die Schraube im Beharrungszustand bewegt;

$\varrho = 1000$ Kilogramm, das Gewicht von einem Kubikmeter Wasser;

$g = 9\cdot81$ die Beschleunigung durch die Schwere.

Aus der Bildungsweise der Schraube folgt zunächst:

$$R \text{ tang. } \alpha = x \text{ tang. } \varphi \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Denken wir uns irgend ein unendlich kleines Flächentheilchen df der Schraubenfläche, welchem die Elemente x und φ entsprechen, so besitzt dasselbe eine Geschwindigkeit u in der Richtung der Axe und eine Geschwindigkeit Θ x, deren Richtung auf x senkrecht steht.

Die absolute Geschwindigkeit W des Flächenelementes ist:

$$W = \sqrt{u^2 + \Theta^2 x^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

und die Richtung dieser Geschwindigkeit bildet gegen die dem Flächenelement entsprechende tangirende Ebene einen Winkel ψ, der durch folgende zwei Gleichungen bestimmt wird:

$$\left.\begin{aligned} \sin.(\varphi - \psi) &= \frac{u}{\sqrt{u^2 + \Theta^2 x^2}} \\ \cos.(\varphi - \psi) &= \frac{\Theta x}{\sqrt{u^2 + \Theta^2 x^2}} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Aus diesen Gleichungen folgt:

$$\left.\begin{aligned} \cos.\psi &= \frac{u \sin.\varphi + \Theta x \cos.\varphi}{\sqrt{u^2 + \Theta^2 x^2}} \\ \sin.\psi &= \frac{\Theta x \sin.\varphi - u \cos.\varphi}{\sqrt{u^2 + \Theta^2 x^2}} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Die Pressung d p, welche das Wasser senkrecht gegen das Flächenelement d f ausübt, ist:

$$d\,p = a\,\frac{\varrho}{g}\,d\,f\,(W \sin.\psi)^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

wobei a eine Constante bezeichnet, die am besten durch Erfahrungen bestimmt wird.

Vermittelst der Werthe, welche die Gleichungen (2) und (4) darbieten wird

$$d\,p = a\,\frac{\varrho}{g}\,d\,f\,(\Theta x \sin.\varphi - u \cos.\varphi)^2 \quad \ldots\ldots \quad (6)$$

Zerlegen wir d p in zwei Kräfte, von denen die eine nach der Richtung der Schraubenaxe, die andere aber zugleich senkrecht auf die Axe der Schraube und auf den Halbmesser x wirkt, so ist die erstere dieser Kräfte

$$\left.\begin{array}{l} d\,p\cos.\varphi = a\,\frac{\varrho}{g}\,d\,f(\Theta\,x\sin.\varphi - u\cos.\varphi)^2\cos.\varphi \\ \text{die letztere dagegen} \\ d\,p\sin.\varphi = a\,\frac{\varrho}{g}\,d\,f(\Theta\,x\sin.\varphi - u\cos.\varphi)^2\sin.\varphi \end{array}\right\} \quad . \; . \; . \quad (7)$$

Schneiden wir die Schraubenfläche durch zwei mit ihrer Axe concentrische Cylinder, deren Halbmesser x und $x + d\,x$ sind; ferner durch zwei in die Axe gelegte, einen Winkel $d\,\omega$ gegen einander bildende Ebenen, so ist das durch diese vier Flächen auf der Schraubenfläche entstehende Flächenelement

$$\frac{r\,d\,x\;d\,\omega}{\cos.\varphi}$$

und wir können dasselbe für d f in obige Ausdrücke einführen, wodurch dieselben folgende Gestalt annehmen:

$$\left.\begin{array}{l} d\,p\cos.\varphi = a\,\frac{\varrho}{g}\,(\Theta\,x\sin.\varphi - u\cos.\varphi)^2\,x\,d\,x\,d\,\omega \\ \\ d\,p\sin.\varphi = a\,\frac{\varrho}{g}\,(\Theta\,x\sin.\varphi - u\cos.\varphi)^2\,\text{tang.}\,\varphi\,x\,d\,x\,d\,\omega \end{array}\right\} \quad , \; . \quad (8)$$

Das Integrale des ersten Ausdruckes innerhalb der Grenzen $x = o$, $x = R$ und $\omega = o$, $\omega = 2\pi$ gibt den gesammten Druck, mit welchem das Schiff durch die Schraube vorwärts getrieben wird. Der zweite dieser Ausdrücke mit $\Theta\,x$ multiplizirt und dann innerhalb derselben Grenzen integrirt, gibt dagegen den Effekt der Kraft, welcher in der Axe der Schraube wirksam ist.

Wir erhalten daher, weil der Widerstand des Schiffes durch $k\,\Omega\,u^2$ ausgedrückt werden kann:

$$\left.\begin{array}{l} k\,\Omega\,u^2 = a\,\frac{\varrho}{g}\int\limits_o^{2\pi}\int\limits_o^{R}(\Theta\,x\sin.\varphi - U\cos.\varphi)^2\,x\,d\,x\;d\,\omega \\ \\ 75\,N^r = a\,\frac{\varrho}{g}\,\Theta\int\limits_o^{2\pi}\int\limits_o^{R}(\Theta\,x\sin.\varphi - u\cos.\varphi)^2\,x\,\text{tang.}\,\varphi\,x\,d\,x\,d\,\omega \end{array}\right\} \quad (9)$$

Aus der Gleichung (1) folgt:

$$\left.\begin{array}{l} \sin.\varphi = \dfrac{\frac{R}{x}\,\text{tang.}\,\alpha}{\sqrt{1+\left(\frac{R}{x}\right)^2\text{tang.}^2\,\alpha}} \\[2ex] \cos.\varphi = \dfrac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{R}{x}\right)^2\text{tang.}^2\,\alpha}} \\[2ex] \text{tang.}\,\varphi = \dfrac{R\,\text{tang.}\,\alpha}{x} \end{array}\right\} \quad \dots\dots\dots \quad (10)$$

Durch Einführung dieser Werthe in die Ausdrücke (9) verwandeln sich dieselben in folgende:

$$\left.\begin{array}{l} k\,\Omega\,u^2 = a\,\dfrac{\varrho}{g}\,(R\,\Theta\,\text{tang.}\,\alpha - u)^2 \displaystyle\int_0^R\!\!\int_0^{2\pi} \dfrac{x\,d\,x\,d\,\omega}{1+\left(\frac{R}{x}\right)^2\text{tang.}^2\,\alpha} \\[3ex] 75\,N = a\,\dfrac{\varrho}{g}\,\Theta\,R\,\text{tang.}\,\alpha\,(R\,\Theta\,\text{tang.}\,\alpha - u)^2 \displaystyle\int_0^R\!\!\int_0^{2\pi} \dfrac{x\,d\,x\,d\,\omega}{1+\left(\frac{R}{x}\right)^2\text{tang.}^2\,\alpha} \end{array}\right\} \quad . \quad (11)$$

Es ist aber, wie man ohne Schwierigkeit finden wird:

$$\int_0^R\!\!\int_0^{2\pi} \frac{x\,d\,x\,d\,\omega}{1+\left(\frac{R}{x}\right)^2\text{tang.}^2\,\alpha} = R^2\,\pi\,[1+2\,\text{tang.}\,\alpha^2\,\text{lognat.}\,(\sin.\,\alpha)]$$

Setzt man zur Abkürzung:

$$\left.\begin{array}{c} R^2\,\pi = \Omega_1 \\[1ex] 1+2\,\text{tang.}^2\,\alpha\,\text{lognat.}\,(\sin.\,\alpha) = \psi\,(\alpha) \\[1ex] a\,\dfrac{\varrho}{g} = k_1 \end{array}\right\} \quad \dots\dots \quad (12)$$

wobei das Zeichen ψ als Funktionszeichen zu nehmen ist, so erhält man nun statt (11) folgenden Ausdruck:

$$k\,\Omega\,u^2 = k_1\,(R\,\Theta\,\text{tang.}\,\alpha - u)^2\,\Omega_1\,\psi(\alpha)$$

$$75\,N_r = k_1\,\Theta\,R\,\text{tang.}\,\alpha\,(R\,\Theta\,\text{tang.}\,\alpha - u)^2\,\Omega_1\,\psi(\alpha)$$

und aus diesen Gleichungen folgt nun:

$$\left.\begin{aligned} R\,\Theta\,\text{tang.}\,\alpha &= u\left(1 + \sqrt{\frac{k\,\Omega}{k_1\,\Omega_1}\frac{1}{\psi(\alpha)}}\right) \\ N_r &= \frac{k\,\Omega}{75}u^3\left(1 + \sqrt{\frac{k\,\Omega}{k_1\,\Omega_1}\frac{1}{\psi(\alpha)}}\right) \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (13)$$

Die erste dieser Gleichungen bestimmt die Winkelgeschwindigkeit, in welcher sich die Schraube drehen muss, wenn sich das Schiff mit einer gewissen Geschwindigkeit bewegen soll; die zweite bestimmt den Effekt der Maschinen. Dieser belehrt uns, dass die Projektion Ω_1 der Schraube auf eine auf die Axe senkrechte Ebene möglichst gross sein soll. Allein in dieser Hinsicht ist man sehr eingeengt; man kann den Durchmesser der Schraube nicht wohl grösser machen, als die Tauchung des Schiffes beträgt, für schwach tauchende Flussschiffe ist also die Schraube gar nicht anwendbar, sondern nur für Seeschiffe mit Tiefgang. Dann aber kommt es auch noch darauf an, den Werth von $\psi(\alpha)$ so gross als möglich, also wo möglich ∞ zu machen, denn so lange die Wurzelgrösse

$$\sqrt{\frac{k\,\Omega}{k_1\,\Omega_1}\frac{1}{\psi(\alpha)}}$$

einen von o verschiedenen Werth hat, fällt der Effekt grösser aus, als jener ist, der dem Widerstand $k\,\Omega\,u^2$ und der Geschwindigkeit u entspricht. Nun ist aber:

$$\psi(\alpha) = \frac{1}{\Omega_1}\int_0^R\int_0^{2\pi}\frac{x\,d\,x\,d\,\omega}{1 + \left(\frac{x}{R}\right)^2 \text{tang.}^2\,\alpha}$$

woraus man sieht, dass der grösste Werth von $\psi(\alpha)$ nur gleich der Einheit ist, und dass derselbe dann eintritt, wenn $\alpha = o$ ist, in welchem Falle die Umdrehungsgeschwindigkeit der Schraube unendlich gross werden müsste. Angenommen, dass es möglich wäre, $\psi(\alpha) = 1$ zu machen, so würde doch die Schraube noch nicht in einem besseren Licht zum Vorscheine kommen, als die Ruderräder, vorausgesetzt, dass $\Omega_1 = R^2\,\pi$ ungefähr gleich der

Summe der Flächen zweier Schaufeln wäre, was auch nahe der Fall ist. Dies ist auch durch die Erfahrung bestätigt, denn die durch Schrauben getriebenen Schiffe haben alle stärkere Maschinen, als die durch Ruderräder bewegten.

Die Werthe von $\psi(\alpha)$ sind für verschiedene Werthe von α in folgender Tabelle enthalten:

$\alpha =$	25^0	30^0	35^0	40^0	45^0
$\psi(\alpha) =$	0·615	0·538	0.461	0·384	0·307

Aus dieser Tabelle ergibt sich, dass man annähernd setzen kann:

$$\psi(\alpha) = 1 + 2 \operatorname{tang.}^2\alpha \operatorname{lognat.} (\sin. \alpha) = 1 - 0{\cdot}0154\, \alpha^0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Wenden wir unsere Resultate auf Seeschiffe an und setzen dabei voraus, dass der Durchmesser der Schraube gleich der Tauchung genommen wird.

Nach Versuchen von *Didon* über den Widerstand von Flächen die gegen Wasser bewegt werden, ist der Coeffizient $k_1 = 70$ zu setzen. Für Meerschiffe hat man ferner:

$$\frac{L}{B} = 6, \ \frac{T}{B} = 0{\cdot}4, \ \frac{L}{T} = 15 \text{ demnach } k = 6{\cdot}8, \ \Omega = BT = B^2\left(\frac{T}{B}\right) = 0{\cdot}4\, B^2$$

$$R = \frac{T}{2} = 0{\cdot}2\, B, \quad R^2\pi = \Omega_1 = 0{\cdot}126\, B^2, \quad \frac{\Omega}{\Omega_1} = \frac{0{\cdot}4\, B^2}{0{\cdot}126\, B^2} = 3{\cdot}16$$

$$\frac{k\, \Omega}{k_1\, \Omega_1} = \frac{6{\cdot}8}{70}\, 3{\cdot}16 = 0{\cdot}305$$

Nehmen wir den Winkel $\alpha = 30^0$ an, so ist $\varphi(\alpha) = 0{\cdot}538$, führen statt der Winkelgeschwindigkeit Θ die Anzahl n der Umdrehung der Schraube per 1 Minute ein, so ist $\Theta = \frac{2\pi n}{60}$, und nun erhalten wir vermittelst (13) folgende Ausdrücke:

$$\left.\begin{aligned} n &= 145\, \frac{u}{B} \\ N_r &= 0{\cdot}16\, \Omega\, u^3 = 0{\cdot}064\, B^2 u^3 \\ N_n &= 0{\cdot}10\, \Omega\, u^3 = 0{\cdot}043\, B^2 u^3 \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

wobei der Normaleffekt $N_n = \frac{2}{3} N_r$ gesetzt wurde.

Für Schaufelräder ist aber nach Gleichung (4) Seite (114)

$$N_n = \frac{6 \cdot 8 \times 1 \cdot 4}{75 \quad 1 \cdot 5} \, \Omega \, u^3 = 0 \cdot 084 \, \Omega \, u^3$$

Die Schraube braucht also im Verhältniss $\frac{100}{84}$ mehr Kraft, als die Ruderräder erfordern.

Wir wollen nun die aufgefundenen Resultate (15) mit den Thatsachen der Wirklichkeit vergleichen.

Nach dem allerdings ziemlich unregelmässigen aber zahlreichen Thatsachenmaterial das in dem *Engineer's and Contractors Pocket-Book for the Years* 1852 *and* 1853 über Schraubendampfschiffe enthalten ist, ergibt sich, wenn man die in diesem Buch in englischen Einheiten angegebenen Grössen auf Meter und Sekunde reduzirt:

$$\left. \begin{aligned} n &= 180 \, \frac{u}{B} \\ N_n &= 0 \cdot 037 \, B^2 \, u^3 \end{aligned} \right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (16)$$

Vergleicht man dieses Ergebniss mit den Resultaten (15) der Theorie, so wird man eine befriedigende Uebereinstimmung finden.

Ich muss gestehen, dass ich eine so gute Uebereinstimmung nicht erwartet habe, und dass ich aus diesem Grunde diese Theorie 13 Jahre lang habe liegen lassen. Ich habe immer besorgt, dass die durch das Schiff verursachten unregelmässigen Bewegungen und Wirbelungen des Wassers am Hinterstern des Schiffes, so wie auch das Vorhandensein des Schiffskörpers selbst die Wirkung der Schraube bedeutend modifiziren müssten.

Nach der nun nachgewiesenen Uebereinstimmung der Theorie mit den Thatsachen scheint es aber, dass der unregelmässige Bewegungszustand des Wassers die Wirkung der Schraube nicht wesentlich stört.

Was die praktischen Vortheile und Nachtheile der Schraube anbelangt, so werde ich mich darüber später aussprechen, weil in dieser Hinsicht die Schraube mit der Turbine, deren Theorie nun noch entwickelt werden soll, übereinstimmt.

Die Turbine als Treibapparat.

Man kann zum Treiben der Dampfschiffe auch Turbinen ohne Leiträder statt der Schrauben anwenden. Figur 7 Tafel XL. meiner Resultate für den Maschinenbau, zweite Auflage, zeigt einen solchen Turbinenapparat, dessen Theorie nun entwickelt werden soll.

Nennt man:

R_2 den innern, R_1 den äussern, $R = \frac{R_1 + R_2}{2}$ den mittleren Halbmesser des Rades;

Θ die Winkelgeschwindigkeit der Turbine in ihrem Beharrungszustand der Bewegung;

β den Winkel, welche die Schaufeln, da, wo das Wasser in das Rad eintritt, mit der Ebene des Rades bilden;

γ den Winkel, welchen die Leitschaufeln, da, wo das Wasser das Rad verlässt, mit der Ebene des Rades bilden;

ϱ den Krümmungshalbmesser der Radschaufel an einer Stelle, wo die Normale mit einer auf die Axe des Rades senkrechten Ebene einen Winkel φ bildet;

$\Omega = B\,T$ den Flächeninhalt des Rechteckes, das dem eingetauchten Theil des Hauptspantes entspricht;

$\Omega_1 = (R_1^2 - R_2^2)\pi$ den Flächeninhalt der Projektion des Rades auf einer auf der Axe senkrechten Ebene;

ω den Querschnitt eines Radkanales. Dieser Schnitt ist zwar nicht in jedem Punkt der Kurve von ganz gleicher Grösse, die einzelnen Querschnitte weichen jedoch so wenig von einander ab, dass wir ω als constant annehmen können;

u_r die relative Geschwindigkeit des Wassers in den Radkanälen gegen die Schaufelflächen. Auch diese Grösse ist als eine Constante anzusehen, wenn ω constant ist;

w die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Rad verlässt;

i die Anzahl der Kanäle des Rades.

Wir wollen gleich von vorneherein die Bedingung stellen, dass das Wasser ohne Stoss in das Rad eintreten soll; dann muss sein:

$$\left.\begin{aligned} R\,\Theta &= u_r \cos.\beta \\ u &= u_r \sin.\beta \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Zwischen zwei unendlich nahen Querschnitten eines Kanals ist eine Wassermenge von $1000\,\omega\,d\,s$ Kilogramm eingeschlossen. Diese übt da, wo der Krümmung ein Halbmesser ϱ entspricht, nach normaler Richtung, also in der Richtung von ϱ gegen die Schaufel einen Druck aus, der durch die Ablenkungskraft gemessen wird; dieser Druck ist daher:

$$\frac{1000\,\omega\,d\,s}{g}\,\frac{u_r^2}{\varrho}$$

Zerlegt man diesen Druck in zwei Kräfte, von denen die eine parallel mit der Axe der Turbine, die andere nach einer auf R und auf die Axe der Turbine zugleich senkrechten Richtung wirkt, so sind diese Kräfte:

$$\frac{1000\,\omega\,d\,s}{g}\,\frac{u_r^2}{\varrho}\sin.\varphi \qquad \frac{1000\,\omega\,d\,s}{g}\,\frac{u_r^2}{\varrho}\cos.\varphi$$

Wird das auf die ganze Länge eines Kanales ausgedehnte Integrale des ersten Ausdruckes mit i multiplizirt, so erhält man den Druck, mit welchem das Schiff durch das im Rad enthaltene Wasser vorwärts getrieben wird.

Der zweite dieser Ausdrücke mit Θ R i multiplizirt und dann auf die Ausdehnung einer Schaufel integrirt, gibt den Effekt. Wir erhalten daher:

$$\Omega\,k\,u^2 = i\int\frac{1000\,\omega\,d\,s}{g}\,\frac{u_r^2}{\varrho}\sin.\varphi$$

$$75\,N_r = \Theta R i\int\frac{1000\,\omega\,d\,s}{g}\,\frac{u_r^2}{\varrho}\cos.\varphi$$

oder weil u_r constant ist, indem keine Kraft existirt, die das Wasser durch das Rad beschleunigt oder verzögert.

$$\left.\begin{aligned}\Omega\,k\,u^2 &= \frac{1000\,\omega\,i}{g}\,u_r^2\int\frac{\sin.\varphi}{\varrho}\,d\,s\\ 75\,N_r &= \Theta\,R\,\frac{1000\,\omega\,i}{g}\,u_r^2\int\frac{\cos.\varphi}{\varrho}\,d\,s\end{aligned}\right\}\quad\ldots\ldots\ (2)$$

Allein es ist $\frac{d\,s}{\varrho} = -\,d\,\varphi$, demnach wird:

$$\int\frac{\sin.\varphi}{\varrho}\,d\,s = \int -\sin.\varphi\,d\,\varphi,\quad \int\frac{\cos.\varphi}{\varrho}\,d\,s = \int -\cos.\varphi\,d\,\varphi$$

Da diese Integrale auf einer Schaufelkurve ausgedehnt werden müssen, so sind sie zu nehmen: von $\varphi = \frac{\pi}{2} - \beta$ bis $\varphi = \frac{\pi}{2} - \gamma$. Man erhält demnach:

$$\int_{\frac{\pi}{2}-\beta}^{\frac{\pi}{2}-\gamma} -\sin.\varphi\, d\varphi = (\sin.\gamma - \sin.\beta)$$

$$\int_{\frac{\pi}{2}-\beta}^{\frac{\pi}{2}-\gamma} -\cos.\varphi\, d\varphi = (\cos.\beta - \cos.\gamma)$$

Hierdurch erhalten nun die durch (2) ausgedrückten Beziehungen folgende Gestaltung:

$$\Omega\, k\, u^2 = \frac{1000\,\omega\, i}{g}\, u_r^2\, (\sin.\gamma - \sin.\beta)$$

$$75\ N_r = \Theta\, R\, \frac{1000\,\omega\, i}{g}\, u_r^2\, (\cos.\beta - \cos.\gamma)$$

Allein es ist $\omega\, i = \Omega_1 \sin.\beta$, $u_r = \frac{u}{\sin.\beta}$, $R\,\Theta = u\,\frac{\cos.\beta}{\sin.\beta}$. Führt man diese Werthe in die vorhergehenden Ausdrücke ein, und bezeichnet theils zur Abkürzung, theils um eine symetrische Form der Ausdrücke zu erhalten $\frac{1000}{g}$ mit k_1, setzt also:

$$\frac{1000}{g} = k_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

so erhält man:

$$\frac{\Omega\, k}{\Omega_1\, k_1} = \frac{\sin.\gamma - \sin.\beta}{\sin.\beta}$$

$$75\ N_r = k_1\, \Omega_1\, \frac{\cos.\beta\,(\cos.\beta - \cos.\gamma)}{\sin.^2\beta}\, u^3$$

Aus diesen Gleichungen folgt:

$$\sin.\beta = \frac{\sin.\gamma}{1 + \frac{\Omega\, k}{\Omega_1\, k_1}}$$

$$N_r = \frac{\Omega k}{75}\, u_r^3\, \frac{\cos.\beta}{\sin.\beta}\, \frac{\cos.\beta - \cos.\gamma}{\sin.\gamma - \sin.\beta}$$

und dann hat man noch vermöge (1)

$$\Theta = \frac{u}{R}\, \mathrm{cotg}.\beta$$

Es ist aber $\frac{\cos.\beta - \cos.\gamma}{\sin.\gamma - \sin.\beta} = \text{tang.}\frac{\beta+\gamma}{2}$ und $\Theta = \frac{2\pi n}{60}$

Die drei vorhergehenden Gleichungen können desshalb geschrieben werden, wie folgt:

$$\left.\begin{array}{l} \sin.\beta = \dfrac{\sin.\gamma}{1+\dfrac{\Omega\,k}{\Omega_1\,k_1}} \\[2em] n = \dfrac{60}{2\pi}\,\dfrac{u}{R}\,\text{cotg.}\,\beta \\[2em] N_r = \dfrac{\Omega\,k}{75}\,u^3\,\dfrac{\text{tang.}\dfrac{\beta+\gamma}{2}}{\text{tang.}\,\beta} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (4)$$

Dieses Ergebniss habe ich in die Resultate für den Maschinenbau Seite 271, zweite Auflage, aufgenommen. Da vermöge der ersten dieser Gleichungen β immer kleiner als γ sein muss, so ist:

$$\frac{\text{tang.}\dfrac{\beta+\gamma}{2}}{\text{tang.}\,\beta}$$

stets grösser als die Einheit; es ist also auch diese Turbine ein unvollkommener Treibapparat, denn für einen vollkommenen müsste N_r gleich $\frac{\Omega\,k\,u^3}{75}$ werden.

Um diese Unvollkommenheit so viel als möglich zu schwächen, muss man γ sehr klein und Ω_1 sehr gross annehmen. Allein in der Annahme dieser Grössen wird man sehr beschränkt. Ω_1 kann nicht grösser genommen werden, als es die Tauchung erlaubt, auch γ kann nicht zu klein angenommen werden, weil sonst β sehr klein ausfällt, was zur Folge hätte, dass man n ausserordentlich gross nehmen müsste; man muss also auf eine ganz vortheilhafte Wirkungsweise der Turbine verzichten.

Für Seeschiffe dürfen wir nehmen:

$$k = 6{\cdot}8\,,\quad k_1 = 102\,,\quad R_1 = 0{\cdot}2\,B\,,\quad R_2 = 0{\cdot}1\,B\,,\quad R = 0{\cdot}15\,B$$

$$\Omega = 0{\cdot}4\,B^2 \quad \Omega_1 = (R_1{}^2 - R_2{}^2)\,\pi = 0{\cdot}0943\,B^2 \quad \frac{\Omega\,k}{\Omega_1\,k_1} = 0{\cdot}283\,,\quad \gamma = 30^\circ$$

dann wird vermöge der Gleichungen (4)

$$\left.\begin{array}{l} \beta = 23^\circ \\ n = 149\,\dfrac{u}{B} \\ N_r = 0{\cdot}042\,B\,u^3 \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Diese Werthe von n und N, treffen beinahe mit jenen zusammen, die wir für die Schraube gefunden haben, es verspricht daher die Turbine kein besseres Resultat als die Schraube, und beide sind hinsichtlich des Kraftaufwandes nicht besser als die alten Ruderräder.

Vortheile und Nachtheile der Schraube und Turbine als Treibapparate.

Wir haben gesehen, dass weder die Schraube noch die Turbine hinsichtlich des Kraftaufwandes den Ruderrädern vorzuziehen sind; in andern Hinsichten sind aber die beiden erstern dieser Anordnungen theils vortheilhafter, theils nachtheiliger als die letztere. Die Vortheile der Schraube und der Turbine sind: 1) dass ihre Wirkung bei weitem nicht so sehr von dem Zustand der See abhängt, als die Wirkung der Ruderräder. Die Wellenbewegung des Wassers, das Schlingern und Stampfen des Schiffes haben auf die Wirkung der Schraube nur einen geringen, auf die Wirkung der Ruderräder dagegen einen sehr spürbaren nachtheiligen Einfluss; denn legt sich ein Schiff zur Seite, so kommt das eine Rad beinahe in die Luft heraus, während das andere im Wasser herumwühlt, und das Schiff zu drehen sucht. 2) Ein Schraubenschiff ist desshalb bei hochgehender See leichter zu steuern, als ein Räderschiff. 3) Die Schraubenmaschinen sind niedriger, haben ein geringeres Gewicht, und nehmen weniger Raum ein, als Rädermaschinen. 4) Bei Kriegschiffen sind die Maschinen, da sie ganz im eingetauchten Theil des Schiffes liegen, und ist insbesondere die unter Wasser und am Hinterstern befindliche Schraube gegen die zerstörende Wirkung der feindlichen Geschütze sehr wohl geschützt, und die oberen Decke eines Schraubenschiffes können ihrer ganzen Ausdehnung nach armirt werden. 5) Die Bewegung eines Schraubenschiffes ist ruhiger, als die eines Räderschiffes.

Die Nachtheile der Schraube oder der Turbine sind: 1) Dass sie zum Betrieb der Flussdampfschiffe nicht gebraucht werden können. 2) Die grosse Geschwindigkeit, mit der sie sich drehen müssen, die bei kleinen Schiffen so gross wird, dass man sich gezwungen sieht, rasselnde Räderübersetzungen anzuwenden. 3) Der kleine Kolbenschub, den man sich selbst bei mächtigern Maschinen gefallen lassen muss, um den fatalen Räderübersetzungen auszuweichen. 4) Die von der Mitte des Schiffes bis an und durch den Hinterstern gehende Treibaxe, die sich noch überdies in der halben Tiefe der Tauchung, also in einer ansehnlichen Höhe über dem

Boden des Schiffes befinden muss, wodurch ihre sichere Lagerung sehr erschwert wird. 5) Die Schwierigkeit, die Welle mit dem Schiff so zu verbinden, dass es durch die Welle fortgetrieben wird. Man ist desshalb gezwungen, Ringlagen zu gebrauchen. 6) Die unter Wasser am Hinterstern befindliche Stopfbüchse, durch welche die Welle gehen muss. 7) Die Schwierigkeit, die Schraube mit dem Rad so zu verbinden, dass diese Verbindung mit Leichtigkeit hergestellt oder aufgehoben werden kann.

Berechnung der Geschwindigkeit eines durch eine Schraube getriebenen Dampfschiffes.

Für ein Schiff, das durch eine Schraube getrieben wird, haben wir (Gleichungen (13) Seite (119)) gefunden:

$$R\,\Omega\,\text{tang.}\,\alpha = u\left(1 + \sqrt{\frac{\Omega\,k}{\Omega_1\,k_1}\,\frac{1}{\psi(\alpha)}}\right)$$

$$N_r = \frac{k\,\Omega}{75}\,u^3\left(1 + \sqrt{\frac{\Omega\,k}{\Omega_1\,k_1}\,\frac{1}{\psi(\alpha)}}\right)$$

Setzen wir der Kürze wegen

$$\left.\begin{aligned} \frac{60}{2\,\pi}\,\frac{1 + \sqrt{\frac{\Omega\,k}{\Omega_1\,k_1}\,\frac{1}{\psi(\alpha)}}}{\text{tang.}\,\alpha} &= a \\ k\left(1 + \sqrt{\frac{\Omega\,k}{\Omega_1\,k_1}\,\frac{1}{\psi(\alpha)}}\right) &= b \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (1)$$

und bezeichnen mit n die Anzahl der Umdrehungen der Schraube in einer Minute, so werden obige Gleichungen

$$\left.\begin{aligned} n &= a\,\frac{u}{R} \\ 75\,N_r &= b\,\Omega\,u^3 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Nehmen wir an, die Schraube werde durch zwei oder durch mehrere, also allgemein durch i doppelt wirkende expantirende Dampfmaschinen getrieben, so bestehen für dieselben folgende Gleichungen:

$$\left.\begin{aligned} 75\,N_r &= i\,O\,v\left\{\left(\frac{\alpha_1}{\beta_1}+p\right)h-\left(\frac{\alpha_1}{\beta_1}+r\right)\right\} \\ S &= i\,O\,v\left(\frac{l_1}{l}+m\right)(\alpha_1+\beta_1\,p) \\ n_1 &= \frac{30\,v}{l} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots (3)$$

in welchen bedeutet:

O den Querschnitt eines Cylinders der Dampfmaschine;

v die Geschwindigkeit (mittlere) eines Kolbens;

l die Länge des Kolbenschubes;

l_1 der Weg, den der Kolben zurücklegt, bis die Expansion eintritt;

p die Pressung des Dampfes auf einen Quadratmeter der Kolbenfläche vom Beginn des Kolbenschubes an bis die Absperrung eintritt;

n_1 Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle der Maschine;

r die Pressung, welche auf jeden Quadratmeter der Kolbenfläche wirken muss, um die sämmtlichen schädlichen Widerstände zu überwinden;

$$\left.\begin{aligned} \alpha_1 &= 0{\cdot}1427 \\ \beta_1 &= 0{\cdot}00004729 \\ \frac{\alpha_1}{\beta_1} &= 3018 \end{aligned}\right\}$$ Zahlen, durch welche das Gewicht von einem Kubikmeter Dampf von einer Spannung p vermittelst des Ausdruckes $\alpha + \beta\,p$ annähernd berechnet werden kann;

S die Dampfmenge in Kilogramm, welche in jeder Sekunde auf alle i Maschinen wirkt;

$$h = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{lognat.} \frac{1 + m\,l}{l_1 + m\,l}$$

m den Coeffizienten für einen schädlichen Raum der Maschine;

Die Herleitung dieser Ausdrücke (3) geschieht auf ähnliche Weise, wie die Herleitung der Effektgleichungen der calorischen Maschine.

Durch Verbindung der Gleichungen (2) mit (3) kann man alle wesentlichern Fragen die hinsichtlich eines Schraubenschiffes gestellt werden können, beantworten.

Für ein neu zu erbauendes Schiff ist als gegeben anzusehen: Ω, R, u, p, r, i, $\frac{l_1}{l}$ v und die zu suchenden Grössen sind: n, N_r, O, S, n_1, oder l.

Diese Grössen findet man unmittelbar aus den Gleichungen (2) (3). Wo möglich wird man suchen, dass die Umdrehung n

der Schraube mit der Anzahl n_1 der Umdrehungen der Kurbelwelle der Maschine übereinstimmen kann, weil in diesem Falle keine Uebersetzungen nothwendig werden. n kann aber nur dann gleich n_1 werden, wenn

$$a \frac{u}{R} = 30 \frac{v}{l}$$

d. h. wenn

$$l = \frac{30 \, v \, R}{a \, u}$$

genommen wird.

Wenn dieser Werth von l im Verhältniss zum Durchmesser des Dampfcylinders zu klein ausfällt, muss man sich Uebersetzungen gefallen lassen, und es ist dann die Uebersetzungszahl

$$\frac{n}{n_1} = \frac{a \, l \, u}{30 \, v \, R}$$

Es sei z. B. ein Schiff von 60 Meter Länge, 10 Meter Breite und 4 Meter Tauchung mit einer Geschwindigkeit von 5 Meter durch zwei condensirende und expandirende auf eine Schraube wirkende Dampfmaschine zu treiben; dann dürfen wir setzen:

$$L = 60^m, \quad B = 10^m, \quad T = 4^m, \quad \Omega = 40^m, \quad R = 2^m, \quad \alpha = 30^0$$

$$\psi(\alpha) = 0{\cdot}538, \quad k = 6{\cdot}8, \quad k_1 = 70,$$

$$\Omega_1 = 12{\cdot}6, \quad \frac{k \, \Omega}{k_1 \, \Omega_1} = 0{\cdot}305, \quad a = 29 \quad b = 12, \quad p = 15000, \quad i = 2$$

$$r = 4000, \quad \frac{l_1}{l} = \frac{2}{3}, \quad h = 0{\cdot}90, \quad v = 2^m,$$ und es wird nun:

$$n = a \frac{u}{R} = \frac{29 \times 5}{2} \ldots\ldots\ldots = 72{\cdot}5$$

$$N_r = \frac{b \, \Omega \, u^3}{75} = \frac{12 \times 40 \times 125}{75} \ldots\ldots\ldots = 800 \text{ Pferde.}$$

$$N_n = \frac{2}{3} N_r \ldots\ldots\ldots = 533 \text{ „}$$

$$O = \frac{75 \, N_r}{i \, v \left\{ \left(\frac{\alpha_1}{\beta_1} + p \right) h - \left(\frac{\alpha_1}{\beta_1} + r \right) \right\}} \ldots\ldots = 1{\cdot}63 \text{ Meter}$$

Wenn keine Räderübersetzung angewendet wird, muss die Länge des Kolbenschubes genommen werden:

$$l = \frac{30 \, v \, R}{a \, u} = \frac{30 \times 2 \times 2}{29 \times 5} \ldots\ldots\ldots = 0{\cdot}827$$

Diese Kolbenschublänge steht in keinem Missverhältniss zum Cylinderdurchmesser; allein es ist die Kolbengeschwindigkeit sehr gross angenommen worden, jedoch nicht grösser, als sie oftmals bei Schraubenschiffen vorkommt.

Eine zweite praktisch interessante Frage, die wir uns noch zur Beantwortung vorlegen wollen, ist die: wie schnell ein bereits existirendes Schraubenschiff fahren wird, wenn auf die Maschine eine gegebene Quantität Dampf einwirkt, und welche Spannung in den Cylindern eintreten wird?

In diesem Fall ist gegeben:

$$k,\ k_1,\ O,\ i,\ R,\ \Omega,\ a,\ b,\ r,\ \frac{l_1}{l},\ m,\ h,\ l,\ \frac{n}{n_1},\ S$$

und die zu suchenden Grössen sind:

$$u,\ v,\ n,\ n_1,\ N_r,\ p.$$

Aus der ersten der Gleichungen (2) und der letzten der Gleichungen (3) folgt:

$$v = \frac{l\,a}{30\,R}\,\frac{n_1}{n}\,u \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Ferner aus der zweiten der Gleichungen (2) und der ersten der Gleichungen (3)

$$b\,\Omega\,u^3 = i\,O\,v\left\{\left(\frac{\alpha_1}{\beta_1}+p\right)h-\left(\frac{\alpha_1}{\beta_1}+r\right)\right\} \quad \ldots\ldots \quad (5)$$

Aus der zweiten der Gleichungen (3) und der Gleichung (5) folgt:

$$\frac{\alpha_1}{\beta_1}+p = \frac{30\,R\,S}{i\,O\,\beta(l_1+m\,l)\,a}\,\frac{n}{n_1}\,\frac{1}{u} \quad \ldots\ldots \quad (6)$$

Führt man die Werthe von v und $\frac{\alpha_1}{\beta_1}+p$, welche die Gleichungen (4) (6) darbieten in (5) ein, so erhält man zur Berechnung von u folgende Gleichung:

$$b\,\Omega\,u^3 = \frac{h\,l\,S}{\beta\,(l_1+m\,l)} - \frac{i\,O\,l\,a}{30\,R}\,\frac{n_1}{n}\left(\frac{\alpha_1}{\beta_1}+r\right)u \quad \ldots\ldots \quad (7)$$

Hat man hieraus u bestimmt, so ergibt sich weiter:

$$\left.\begin{aligned}
v &= \frac{l\,a}{30\,R}\,\frac{n_1}{n}\,u \\
p &= \frac{S}{i\,O\,v\left(\frac{l_1}{l}+m\right)\beta_1} - \frac{\alpha_1}{\beta_1} \\
n &= a\,\frac{u}{R} \\
n_1 &= \frac{30\,v}{l} \\
N_r &= \frac{b\,\Omega\,u^3}{75}
\end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Für die Abmessungen des früher berechneten Schiffes wird obige kubische Gleichung (7)

$$u^3 = 55{\cdot}4\,S - 19\,u$$

Aus dieser Gleichung und aus den Gleichungen (8) findet man

für	$u =$	3	4	5	6	Meter.
	$S =$	1·51	2·52	4·0	5·96	Kilg. Dampf p. 1″
	$v =$	1·2	1·6	2·0	2·4	Meter.
	$p =$	8382	11190	15000	19648	Pressung p. 1 []M.
	$N_r =$	173	410	800	1382	Pferdekraft.
	$N_n =$	115	273	533	921	Pferdekraft.
		6·6	4·75	3.86	3·3	Kilogr. Brennstoff per 1 Stunde per 1 Nominal-Pferdekraft.
	$n =$	43·5	58·0	72·5	87	

Zur Berechnung des Brennstoffes per 1 Pferdekraft und per 1 Stunde ist der Erfahrung gemäss angenommen worden, dass mit 1 Kilogramm Steinkohlen 7 Kilogramm Dampf produzirt werden.