



10M.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000294772

Über die Vergrößerung
der Handelsdampfer
mit Rücksicht auf ihre Rentabilität.

Dissertation

Ertragung der Werte des Dreißigjährigen

in der Zeit von 1870 bis 1890

von Carl B. Schütz.

Leipzig 1890.

Verlag von C. Neumann, Neudamm-Verlag, Leipzig.

Verlag von C. Neumann, Neudamm-Verlag, Leipzig.

Verlag von C. Neumann, Neudamm-Verlag, Leipzig.

Verlag von C. Neumann, Neudamm-Verlag, Leipzig.

x
2,068

Über die Vergrößerung der Handelsdampfer mit Rücksicht auf ihre Rentabilität.

Dissertation

zur

Erlangung der Würde eines Doctor-Ingenieurs

im November 1901 vorgelegt von

Clarence B. Schultz

Diplom-Ingenieur.



F. Nr. 25776

Genehmigt von der Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin.

Referent: Geheimer Marine-Baurat und Schiffbaudirector BRINKMANN.

Korreferent: Marine-Oberbaurat und Schiffbaubetriebsdirektor KRETSCHMER.

1903.

Druck von M. DRIESNER, Berlin, Klosterstr. 45.

G. D. *6236*

II 5352



Abstr. Nr. 5006/50

Inhaltsübersicht.

<i>Einleitung</i>	5
<i>Zusammensetzung des Displacements</i>	6
<i>Tiefgang</i>	7
<i>Länge und Breite</i>	8
<i>Seitenhöhe</i>	9
<i>Typschiffe</i>	10
<i>Schiffskörpergewicht</i>	10
<i>Berechnung der Seitenhöhe</i>	11
<i>Freibord</i>	20
<i>Allgemeines zur Berechnung des Schiffskörpergewichts</i>	21
<i>Allgemeines zur Gewichtsberechnung des Stahlmaterials</i>	27
<i>Berechnungsart des Gewichts der Aussenhaut</i>	29
" " " <i>des Doppelbodens</i>	31
" " " <i>der Querspanten</i>	35
" " " <i>der Stringer</i>	36
" " " <i>der Beplattung der Decks</i>	37
" " " <i>der Deckbalken</i>	38
" " " <i>der Deckstützen</i>	39
" " " <i>der wasserdichten Schotte</i>	40
" " " <i>der Aufbauten und Schotte über dem Hauptdeck</i>	42
" " " <i>der schweren Gussstücke</i>	43
<i>Bestimmung des Restgewichts</i>	44
<i>Überblick über die wichtigeren Untersuchungen der Festigkeit von Schiffen</i>	45
<i>Bestimmung des Biegemoments</i>	52
<i>Berechnungsart der Trägheitsmomente</i>	56
<i>Spannungsziffern</i>	58
<i>Correctur für die Festigkeit</i>	59
<i>Zusammenstellung der Schiffskörpergewichte</i>	60
<i>Berechnung der indicirten Pferdestärken</i>	64
<i>Berechnung des Gewichts der Maschinenanlagen und der Kohlen</i>	69
<i>Gewichtszusammenstellung</i> " " " "	77
<i>Allgemeines über Rentabilität</i>	83

<i>Relative Rentabilität</i>	85
<i>Das absolut tragfähigste Schiff beider Typen</i>	86
<i>Das in Bezug auf sein Displacement tragfähigste Schiff beider Typen</i> .	87
<i>Das in Bezug auf das Schiffsgewicht</i> " " " .	87
<i>Das in Bezug auf Maschinen- und Kohlegewicht tragfähigste Schiff beider</i> <i>Typen</i>	90
<i>Gewicht und Anzahl der Passagiere</i>	92
<i>Güteverhältnisse in Bezug auf die Anzahl der unterzubringenden Passagiere</i>	94
<i>Zusammenstellung der Resultate</i>	99
<i>Tabellarische Zusammenstellung der Abmessungen u.s.w. für die Verbände</i>	104

Es ist eine bekannte, wiederholt in der Fachliteratur besprochene Thatsache, dass im letzten Jahrzehnt die Grösse der Handelsdampfer schnell gestiegen ist. Diese Erscheinung hat ihren Grund neben technischen Fortschritten hauptsächlich in der höheren Wirtschaftlichkeit grösserer Schiffe gegenüber kleineren für den Verkehr zwischen Handelscentren von Bedeutung, in welchen stets eine ausreichende Menge von zu befördernden Passagieren und Gütern vorhanden ist.*)

Eine Untersuchung der Frage, wie weit man wohl, ohne die mutmassliche Rentabilität aus dem Auge zu verlieren, mit der Steigerung der Dimensionen gehen kann, liegt daher nahe und ist auch bereits von verschiedenen Gesichtspunkten aus behandelt worden.**) Diese Abhandlungen, welche die wertvollsten Fingerzeige für die Behandlung des vorliegenden Themas geben, entwickeln teils mehr oder weniger empirische Formeln für die Zunahme des Schiffseigengewichts unter Berücksichtigung der Festigkeit, teils beschäftigen sie sich unter allgemeinen Wendungen mit einzelnen bestimmten Fällen. Am weitesten geht Biles, indem er das Wachsen von zwei Schiffen verschiedener Proportionen und Geschwindigkeit bei constantem und wachsendem Tiefgang graphisch erläutert, ohne jedoch ein Maximum für Tragfähigkeit und Rentabilität zu erreichen.

In Folgendem soll nun eine allgemeinere Lösung des Problems und zwar für die beiden Haupttypen der grossen Handelsdampfer, den transatlantischen Frachtdampfer und den Schnelldampfer, versucht werden.

Wie bei jeder Schiffsconstruction so steht auch hier die Gewichtsfrage im Vordergrund. Die absolute Grösse eines Schiffes wird bei unbeschränktem Tiefgang hauptsächlich durch die von ihm zu tragenden Gewichte bedingt. Das zunehmende Schiffsgewicht setzt allerdings eine, wenn auch ziemlich weite Grenze. Dieser Grenzwert hat aber nur ideellen Wert und interessiert hier weiter nicht. Kann der Tiefgang, wie dies in Wirklichkeit der Fall ist, eine gewisse, bald erreichte Grösse nicht überschreiten, so muss das Maximum von Tragfähigkeit also auch der Rentabilität bereits bei nicht allzuweit getriebener Vergrösserung eintreten. Dieses Maximum und die Dimensionen des tragfähigsten Schiffes beider Typen für einen bestimmten, practisch möglichen Tiefgang soll

*) Prof. O. Flamm, „Die Riesendampfer der Neuzeit“. Stahl und Eisen, 1. Dec. 1899.

***) W. Froude, „On useful displacement as limited by weight of structure and of propulsive power“. Transactions Inst. Nav. Arch. 1874.

M. A. Normand, „Note sur la loi de la variation du poids de la charpente des navires avec les dimensions et sur la limitation qui en résulte dans la grandeur absolue“. Bulletin de l'association technique maritime, 1892, Vol. 3.

F. Elgar, „Fast Ocean Steamships“. Transactions Inst. Nav. Arch. 1894.

G. B. Hunter, „Large Atlantic cargo steamers“. Transactions Inst. Nav. Arch. 1899.

Prof. J. H. Biles, „On large cargo steamers“. Transactions Inst. Nav. Arch. 1900.

zahlenmässig ermittelt werden. Hierbei werden sich noch eine Reihe anderer Fragen entscheiden, z. B. ob das tragfähigste auch zugleich das im Betrieb rentabelste und im Anschaffungspreis vorteilhafteste Schiff ist, wie sich diese Verhältnisse mit Rücksicht auf die Anzahl der unterzubringenden Passagiere gestalten u. s. w.

Die beiden hier betrachteten Schiffsklassen unterscheiden sich in erster Linie in der Ausnutzung der Tragkraft des Schiffsgefässes. Die Frachtdampfer opfern einen verhältnismässig kleinen Teil ihrer Tragfähigkeit für die Maschinen, Kessel und Kohlen, laden sonst aber vornehmlich Güter. Die Schnelldampfer tragen, neben dem geringen Gewicht der Passagiere, deren Zubehör und ganz wenig Ladung, in der Hauptsache ihre Maschinenanlage und die Verbrauchskohlen.*) Beide Arten unterscheiden sich bezüglich des Schiffskörpers durch die Völligkeit der Form, welche sich der zu erzielenden Geschwindigkeit anpassen muss, durch den Umfang und die Art der Einrichtungen für Passagiere und die durch die grosse Verschiedenheit der Maschinenkraft bedingte veränderte Raumeinteilung. Da es nun für die absolute Grösse gleichgültig ist, ob die Tragkraft eines Dampfers durch Einrichtungen für Passagiere, Ladung oder vermehrtes Maschinen-, Kessel- und Kohlengewicht erschöpft wird, so scheiden sich die Schiffskörper für die vorliegende Untersuchung in volle und scharfe. Dieselben sollen in der Annahme, dass die kritische Grösse beider Typen nicht zusammenfällt, gesondert behandelt werden.

Das Deplacement eines seeklaren Handelsdampfers setzt sich aus

- 1) dem fertig ausgerüsteten Schiffskörpergewicht**),
- 2) dem Gewicht der Maschinen- und Kesselanlage sowie der Kohlen für die Reise und
- 3) dem Gewicht der beförderten Passagiere mit Gepäck, Wasser und Proviant und dem der geladenen Güter zusammen.

Das letzte Gewicht repräsentiert die Tragfähigkeit und ergibt sich als Differenz aus dem Deplacement und den beiden ersten Gewichten. Das Gewicht der Maschinen- und Kesselanlage sowie der Kohlen lässt sich ohne besondere Schwierigkeiten auch für Schiffe, welche weit über das bisher grösste Mass hinaus gehen, mit ziemlicher Sicherheit annähern. Die Festsetzung des ersten Gewichts gestaltet sich jedoch verwickelter.

*) Als Erläuterung diene die folgende Gewichtsverteilung von zwei ausgeführten typischen Schiffen:

	Schnelldampfer „Deutschland“	Frachtdampfer „Palatia“
Schiffsgewicht seeklar ausgerüstet:	11710 t = 50 $\frac{1}{2}$ %	4955 t = 37 %
Maschinenanlage und Kohlen:	10050 t = 43 $\frac{3}{4}$ %	1805 t = 13 $\frac{1}{2}$ %
Tragfähigkeit:	1440 t = 6 $\frac{1}{4}$ %	6600 t = 49 $\frac{1}{2}$ %
Deplacement:	23200 t = 100 %	13360 t = 100 %

**) Das Gewicht der Mannschaft mit Effecten, Wasser und Proviant ist in den grossen hier behandelten Schiffskörpergewichten mitenthaltend gedacht, ohne dass dafür jedesmal ein besonderer Ansatz erfolgt.

Das Gewicht des Schiffskörpers steht im engsten Zusammenhang mit dem Verhältnis der Hauptdimensionen untereinander sowie mit der absoluten Grösse und hängt ausserdem von dem spezifischen Gewicht und der Festigkeit des verwandten Materials ab. Als Baumaterial wird hier Flussstahl von den Eigenschaften, wie sie der Germanische Lloyd für Schiffbauzwecke vorschreibt, angenommen.

Das Gewicht des Schiffskörpers wächst bei Vergrösserung ohne Erhöhung des Tiefgangs erheblich schneller als das Displacement. Letzteres kann sich bei Vergrösserung auf demselben Tiefgang nur in zwei Richtungen nämlich in die Länge und Breite ausdehnen, während der Schiffskörper, um den Gesetzen der Stabilität und der Festigkeit zu genügen, ausserdem noch in der Höhe zunehmen muss, ohne dass eine entsprechende allgemeine Reduction des Bestecks als Compensation hierfür eintreten kann.

Es fragt sich nun, wie schnell nimmt das Schiffsgewicht zu? Ist es günstiger, in die Breite oder in die Länge zu gehen? Wann wird die Grösse erreicht sein, bei welcher die Tragfähigkeit gleich Null, das verfügbare Displacement also gerade noch zum Tragen der Maschinen, Kessel und Kohlen für die festgesetzte Geschwindigkeit und Entfernung ausreicht? Zur Beantwortung dieser Fragen muss etwas weiter ausgeholt werden. Es sollen daher zunächst die Beschränkungen, welche für die einzelnen Hauptdimensionen der Schiffe bestehen, erörtert werden.

Der Tiefgang findet bei proportionaler Vergrösserung der Hauptdimensionen zuerst seine Grenze in der Tiefe der anzulaufenden Häfen und ihrer Zufahrten. Auch die Einfahrt in die von Zeit zu Zeit aufzusuchenden Trocken- oder Schwimmdocks setzt eine Tiefgangsgrenze, allerdings nur für das leere Schiff. Der Suezkanal ist zur Zeit $8\frac{1}{2}$ m tief, wird aber in nicht zu langer Zeit 10 m Tiefe besitzen. Der Nordostsee-Kanal hat eine Tiefe von 9,3 m bei Mittelwasserstand, der Manchester-Seekanal 7,9 m. Schiffe, die diese Wasserstrassen benutzen wollen, müssen sich notgedrungen noch etwas innerhalb der angegebenen Grenzen halten.

Man findet die grössten Schiffe an den Stellen des regsten überseeischen Warenaustausches, also in der transatlantischen Fahrt zwischen New-York und den ersten Häfen Europas, weil sie nur dort Aussicht auf dauernde und lohnende Beschäftigung haben. Die auf dieser Route verkehrenden Dampfer treffen gewöhnlich mit Passagieren und nicht voller Belastung durch Güter in Amerika ein, ausserdem sind beim Einlaufen die Bunkerkohlen verbrannt. Der Maximaltiefgang mit gefüllten Kohlenbunkern und voller Ladung wird also beim Ausgehen aus New-York erreicht. Man kann annehmen, dass zur Zeit Schiffe mit 32 Fuss = 9,75 m Tiefgang*) den New-Yorker Hafen noch ohne Gefahr,

*) Die Vertiefung der Zufahrt von See auf über 12 m ist bereits in Angriff genommen. Marine-Engineering, Juni 1901, Seite 218.

auf Grund zu geraten, verlassen können. Ein Completieren der Ladung ausserhalb der Barre ist schon der Unsicherheit des Betriebes bei geringem Seegang, des dadurch entstehenden Zeitverlustes und der hohen Kosten wegen für den gewöhnlichen Frachtverkehr ausgeschlossen. Man kann also $9\frac{3}{4}$ m als heutigen Maximaltiefgang ansehen.

In den ersten Europäischen Häfen liegen die Verhältnisse meist so, dass im Falle zu grossen Tiefgangs, trotz verbrauchter Bunkerkohlen, durch Leichtern an geschützter Stelle nachgeholfen werden kann.

Das Bestreben, das Fahrwasser immer weiter zu vertiefen, ist in allen Hafentplätzen von Bedeutung ständig vorhanden, man wird daher in absehbarer Zeit in der Lage sein, Schiffe mit 10 m Tiefgang in Betrieb zu setzen.*) Für die vorliegende Untersuchung soll daher dieser Tiefgang als Norm angesetzt werden.

Die Länge und Breite kann man in den in Betracht kommenden Häfen als nicht durch äussere Hindernisse beschränkt ansehen. Die Möglichkeit des Dockens von Schiffen, welche über das Mass des grössten z. Zt. existierenden Docks**) hinausgehen, lässt sich durch den Bau eines passenden Schwimmdocks oder Aneinanderreihung vorhandener, wie z. Zt. in Nicolajeff für die Popoffkas beabsichtigt, stets erreichen. Durch die Schleusen der künstlichen Fahrstrassen des Weltverkehrs würde die Länge und Breite der passierenden Schiffe natürlich fest begrenzt sein. Der Suezkanal hat keine Schleusen, ist z. Zt. an der Sohle $34\frac{1}{2}$ m breit und soll auf 37 m gebracht werden. Der Nordostsee-Kanal hat Schleusen für Schiffe von maximal $150 \text{ m} \times 25 \text{ m}$. Bei günstigem Wasserstand kann derselbe jedoch ohne künstliche Niveauänderung durchfahren werden. Die Schiffslänge ist dann wenigstens nicht beschränkt. Die Schleusen des Manchester-Seekanals sind $182,8 \text{ m} \times 24,38 \text{ m}$.

Die Seitenhöhe des Schiffskörpers, die letzte noch zu besprechende Hauptdimension, findet ihre Grenze in der zu einem gesicherten Betrieb nötigen Stabilität. Als Mass der Stabilität wird gewöhnlich die Entfernung des Breitenmetacentrums von dem Systemschwerpunkt angesehen. Die metacentrische Höhe variiert in einem gewissen Verhältnis umgekehrt wie die Seitenhöhe, da der Systemschwerpunkt mit der Schiffshöhe steigt, also die Entfernung bis zum Metacentrum, welches von der Wasserlinie und dem Displacement abhängt

*) Der neueröffnete Emdener Seehafen hat schon eine Tiefe von $11\frac{1}{2}$ m unter mittlerem Hochwasser im Aussenhafen, und bei Niedrigwasser können noch Schiffe mit 8 m Tiefgang einfahren.

**) Das grösste Trockendock befindet sich in Specia: Länge = 332,7 m, Einfahrtbreite = 32,3 m, Wasser über dem Süll = 10 m. In Deutschland in Bremerhaven: $226 \text{ m} \times 26 \text{ m} \times 10,76 \text{ m}$. Die leistungsfähigsten Schwimmdocks sind in Sparrowpoint, Md. und in Hamburg. Ersteres soll 18000 t heben, letzteres der Firma Blohm & Voss gehörig, ist 170 m lang, hat 27,5 m lichte Breite und kann Schiffe mit 9,5 m Tiefgang aufnehmen. Es trägt 17500 t.

also durch H^*) nicht beeinflusst wird, sich verringert. Nimmt man die Ladung in den betreffenden Schiffsräumen gleichmässig verteilt an, so dürfte die obere Grenze für H , falls Passagiere gefahren werden, also eine Schlagseite möglichst vermieden werden muss, mit einer metacentrischen Höhe = 0 bei verbrauchtem Kohlenvorrat erreicht sein. Für Frachtdampfer würde in diesem Zustande selbst eine geringe negative metacentrische Höhe bei genügend hohem Freibord nicht von erheblicher Bedeutung sein. Bei beschränktem Tiefgang also verhältnismässig grosser Breite ist jedoch eher auf eine zu grosse als zu kleine Anfangsstabilität zu rechnen. Mit der metacentrischen Höhe nimmt die Intensität des Aufrichtungsbestrebens zu. Um nun ein heftiges Schlingern und die damit verbundenen unnötigen Beanspruchungen des Schiffskörpers und der Maschinen zu vermeiden, darf nach der Erfahrung die metacentrische Höhe bei grossen Handelsdampfern 0,75 m nicht überschreiten. Das hierzu passende H ist folglich als untere Grenze zu betrachten.

Die Länge hat keinen Einfluss auf die Stabilität. Es kommen nur B , H und T in Betracht. Nach einer von Prof. Biles in seinem bereits angeführten Vortrage enthaltenen Methode lässt sich nun unter ziemlich einwandfreien Annahmen die für eine bestimmte metacentrische Höhe passende Schiffshöhe bei festgesetzter Breite und bestimmtem Tiefgang folgendermassen berechnen:

Die Höhe des Metacentrums M über dem Displacement-Schwerpunkt F , also \overline{MF} , ist gleich:

$$\frac{\text{Trägheitsmoment der Schwimmbene}}{\text{Zugehöriges Displacement}} = \frac{a \times L \times B^3}{b \times L \times B \times T} = m \times \frac{B^2}{T}$$

Bezeichnet man den System-Schwerpunkt mit G und die Oberkante Kiel mit K , so ist $\overline{GM} = \overline{KF} + \overline{FM} - \overline{KG}$ 1.

Nun wird angenommen, dass sich \overline{KF} wie der Tiefgang und \overline{KG} wie die Seitenhöhe ändern, also ist:

$$\overline{GM} = cT + \left(m \times \frac{B^2}{T}\right) - kH 2.$$

Hierin sind c , m und k Konstanten vom Typschiff.

$$\text{Also: } H = \left(\frac{m}{k} \times \frac{B^2}{T}\right) + \left(\frac{c}{k} \times T\right) - \frac{\overline{GM}}{k} 3.$$

Die obigen Formeln setzen nun voraus, dass eine homogene Ladung die Räume anfüllt oder die Ladung so verteilt ist, dass ihr Schwerpunkt sich mit dem Schwerpunkte der Laderäume deckt, und ferner, dass die Schwerpunkte des Schiffskörpers, der Maschinen, Kessel, Kohlen und der Ladung zusammengekommen sich der Höhe nach, wie die Seitenhöhe des Schiffs, ändern. Der Schwerpunkt des Schiffskörpers wird bei gleichartiger Bauausführung ziemlich genau mit H variieren. Der Schwerpunkt der Maschinen und Kessel wird aber vermutlich nicht so schnell wie H steigen, da die Maschinenkraft für gleiche

*) Die Abkürzungen sind den Angaben der Hütte II Seite 281 entsprechend gewählt.

Geschwindigkeit verhältnismässig sinkt, ausserdem bei sehr grossen Kräften und beschränktem Tiefgang noch weiter als bisher geteilt werden muss, und schliesslich der Durchmesser der Kessel aus Festigkeitsrücksichten nicht unbeschränkt mit H wachsen kann. (Hier könnte allerdings durch Anordnung von Wasserrohrkesseln, wenn man diese für Handelsschiffe in Betracht ziehen will, in zwei Etagen übereinander ein Ausgleich gedacht werden.) Die Schwerpunkte der Kohlen und der Ladung werden bei ähnlicher Raumeinteilung nicht viel anders als H variieren. Da der Raum pro Tonne Tragkraft mit wachsender Grösse auf constantem Tiefgang zunimmt, so verringert sich dabei die ohnehin nicht grosse Schwierigkeit, Kohlen und Ladung gewöhnlicher Dichtigkeit so stauen zu können, dass ihre Schwerpunkte mit H steigen.

Biles glaubt ferner, dass man bei erheblich grösseren Schiffen als die zur Zeit vorhandenen, ohne die metacentrische Höhe zu ändern, genügend gute See-eigenschaften erzielen kann und nimmt für seine Untersuchungen $\overline{GM} = 0,42$ m an. Da seine Schiffe nicht nennenswert über die bisher erreichten Dimensionen hinausgehen, so mag für dieselben diese Annahme am Platze sein, für die vorliegenden ganz erheblich grösseren Schiffe erscheint aber eine Abstufung angebracht, und zwar wird zur Bestimmung von H für die Schiffe von 20 m Breite: 0,4 m, von 30 m Breite: 0,5 m und 40 m Breite: 0,6 m metacentrische Höhe angenommen.

Als Typschiff für den scharfen Typ soll die „Deutschland“, welche in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure vom 3. November 1900 für die vorliegende Untersuchung genügend genau behandelt ist, dienen. Die Kenntnis mancher Details wäre allerdings stellenweise wünschenswert gewesen. Für den vollen Typ blieb, da die beiden in Betracht kommenden Deutschen Rhedereien die erbetenen Auskünfte über neuere und grössere Schiffe ablehnten, als Anhalt nur die Veröffentlichung betreffend den Dampfer „Palatia“ in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure vom 25. Mai 1895 übrig. Diesem Artikel und den demselben mitgegebenen Skizzen, welche übrigens nicht ganz untereinander stimmen, sind die nötigen Daten entnommen. Ausserdem war dem Verfasser das Schiff von zwei transatlantischen Reisen her bekannt.

Es ist also der Tiefgang auf 10 m festgesetzt worden, die Seitenhöhe lässt sich, wie gezeigt, berechnen, die Breite und Länge können frei gewählt werden. Wie stellt sich nun das Schiffsgewicht?

Ein Annäherungsausdruck für das Schiffskörpergewicht, welcher den Variationen von Länge, Breite und Höhe in zuverlässiger Weise Rechnung trägt, ist dem Verfasser nicht bekannt. Eigene Versuche in dieser Richtung ergaben nur innerhalb gewisser, nicht genügend weiter Grenzen richtige Resultate.

In der einschläglichen Litteratur sind selbst anerkannte Fachleute über diesen Punkt nicht annähernd einig. Froude*) z.B. nimmt eine Zunahme der

*) W. Froude, On useful displacement etc. Transactions Inst. Nav. Arch. 1874.

beanspruchten Constructionsteile mit der vierten Potenz der Länge, direct mit der Breite und umgekehrt wie die Höhe an. Normand*) behauptet, dass das Gewicht des Stahlmaterials mit $\frac{L}{H} \times \text{Displacement}^{1/3}$ wächst. Elgar**) dagegen findet, dass das Gewicht des Stahlmaterials etwa wie die dritte Potenz der linearen Dimensionen steigt. Als einziger Versuch, das Schiffskörpergewicht systematisch anzunähern, wurde die von Johnson***) vorgeschlagene Methode, die Längsnummern des Englischen Lloyds Register of Shipping mit gewissen Potenzexponenten und Constanten zu benutzen, gefunden. Es werden bei dieser Gelegenheit aus einer grossen Anzahl von Gewichtsdaten ausgeführter Schiffe hergestellte Normalkurven für die verschiedenen Schiffsklassen (Voldeck-, Spardeck-, Sturmdeckschiffe u.s.w.), welche die Gewichtsänderung des Stahlmaterials nach Längsnummern von Lloyds angeben, mitgeteilt. Die Methode wird innerhalb ihres Rahmens voraussichtlich ziemlich sicher arbeiten. Da aber die hier zu berechnenden Schiffsgewichte weit über die bisherigen Ausführungen hinausgehen, so versagt dieselbe. Ausserdem kommen die mit grösseren Veränderungen von L, B, H unter einander verbundenen Gewichtsschwankungen, deren Kenntnis gerade hier von der grössten Bedeutung ist, nicht genügend zum Ausdruck.

Die Angaben des Schiffsgewichts in Kilogramm pro cbm des umschriebenen Parallelepipedes sowie in Procenten des Displacements sind zu unbestimmter Natur und nicht geeignet, um hier benutzt werden zu können.

Es musste daher dazu geschritten werden, durch directes Berechnen die Veränderung des Schiffsgewichtes bei zunehmender Grösse und den in Betracht kommenden Variationen der Hauptdimensionen festzustellen. Eine rohe Ueberschlagsrechnung ergab, dass zur Beantwortung der im Thema gestellten Fragen bei einem Tiefgang von 10 m die Kenntnis der Gewichte von Schiffen ausreicht, deren Länge von 200 bis 400 m und deren Breite dabei von 20 bis 40 m variiert.

Die zugehörigen Seitenhöhen lassen sich nach Frühergesagtem wie folgt berechnen:

Die zur Berechnung der Constanten nötigen Werte sind, so gut es ging, den veröffentlichten Abbildungen und Daten der Typschiffe entnommen und können bei der Skizzenhaftigkeit der Unterlagen nicht sämtlich Anspruch auf absolute Genauigkeit machen. Immerhin erhält man ein ziemlich richtiges Bild von den einschläglichen Verhältnissen.

1) Berechnung von H für den scharfen Typ:

Von der „Deutschland“ sind bekannt:

*) Normand, Note sur la loi etc. Bulletin de l'association technique maritime 1892.

**) Elgar, Fast Ocean steamships. Transactions Inst. Nav. Arch. 1894.

***) Johnson, On graphic aid in approximating hullweights. Transactions Inst. Nav. Arch. 1897.

$$\begin{array}{r} \text{Displacement} = 23200 \text{ t und} \\ \text{Tragfähigkeit} = 5840 \text{ t} \\ \hline \text{bleibt} \quad \quad \quad 17360 \text{ t} \end{array}$$

Um das Schiffskörpergewicht zu finden, ist das Maschinen- und Kesselgewicht von diesem Rest zu subtrahieren. Zur Feststellung der letzteren Gewichte bietet sich, wenn man von einer Schätzung der Kilogramm pro indicierte Pferdestärke als zu unsicher absehen will, die Methode von Prof. McDermott*), welche ziemlich genaue Resultate liefern soll.

Danach ist das Maschinengewicht ohne Kurbelwelle des vorliegenden Typs: $= 0,018 n \left[(D \times L + \frac{d}{2})^{7/8} + 390 \right]$

hierin ist: n = Anzahl der Maschinen

D = Summe der Quadrate der Cylinder-Durchmesser in Zoll

L = Hub in Fuss

d = Summe der Quadrate der Durchmesser der nach Tandemart aufgesetzten Cylinder in Zoll.

1.M.D.Cyl.Durchmesser = 1870 mm rd. 74 Zoll quadriert =	5476
l. " " " " " " " "	2640 " " 104 " " 10816
1.N.D.Cyl. " " " " " " " "	2700 " " 106 " " 11236
l. " " " " " " " "	11236
	38764
Hub = 1850 mm rd. = 6,08 Fuss	× 6,08
	235685
1.H.D.Cyl.Durchmesser = 930 mm rd. 37 Zoll quadriert =	1369
Also ist: $(D \times L + \frac{d}{2})$	= 237054
und $(D \times L + \frac{d}{2})^{7/8}$	= 50465
	+ 390
	50855
	× 0,018 × 2 =
	0,036
	rd. 1831 t

Für vierfache Expansion sollen 5 % zugeschlagen werden. Da aber die Formel nach der Erfahrung meist etwas zu kleine Werte giebt, so werden 10 % addiert.

Also: 1831 + 183 = 2014 abgerundet auf 2020 t

Wellen incl. Kurbeln = $0,0026 D^2 \times L - 0,0012 d^2 \times L$

es ist: D = mittlerer Durchmesser rd. 610 mm = rd. 24 Zoll

d = Bohrung etwa $\frac{1}{3}$ D = 8 "

L = Länge rd. 66 m = rd. 217 Fuss.

*) McDermott, Estimated weights of machinery. Transactions Society of Naval Architects and Marine Engineers 1897.

$$\text{Also: } D^2 \times L = 576 \times 217 = \text{rd. } 125000 \times 0,0026 = 325,0$$

$$d^2 \times L = 64 \times 217 = \text{rd. } 13850 \times 0,0012 = 16,7$$

$$\frac{308,3 \times 2}{2}$$

$$616,6 \text{ abgerundet auf } \underline{617 \text{ t}}$$

$$\text{Propeller: 4flügelig} = 0,1 \times n (DV\bar{S} - 40)$$

Hierin ist: n = Anzahl der Schrauben

D = Durchmesser in Fuss (6,8 m = rd. 22,3 Fuss)

S = Abgewickelte Fläche in Quadratfuss

$$= 12,98 \text{ qm} = \text{rd. } 139,72 \text{ Quadratfuss}$$

$$\text{Also: } V\bar{S} = \sqrt{139,72} = 11,8 \times D = 11,8 \times 22,3 = 264$$

$$- 40$$

$$\frac{224 \times 0,2}{2}$$

$$44,8 \quad . \quad . \quad \text{rund } \underline{45 \text{ t}}$$

Kessel: Für „Hohenzollern“ (in der Marine-Rundschau, Mai 1901 S. 558) beträgt das Kesselgewicht pro P.S. 0,085 t. Dieser Coefficient wird auch für die vorliegende Kessel-Anlage für passend gehalten.

$$\text{Die normale Leistung ist } 33000 \text{ P.S. also } 33000 \times 0,085 = \underline{\text{rd. } 2800 \text{ t}}$$

$$\text{Es wiegen also: die Maschinen} = 2020 \text{ t}$$

$$\text{„ Wellen} = 617 \text{ t}$$

$$\text{„ Propeller} = 45 \text{ t}$$

$$\text{„ Kessel} = 2800 \text{ t}$$

$$\underline{5482 \text{ t}}$$

$$\text{Reserveteile und Zubehör ca. 5 kg pro P.S.} \quad 168 \text{ t}$$

$$\underline{5650 \text{ t}}$$

Dies giebt bei 33000 P.S. rd. 171 kg pro P.S., also einen annehmbaren Wert; für die Maximalleistung von 36000 P.S. allerdings nur rd. 157 kg pro P.S.

Es waren disponibel für Schiff und Maschinen-Anlage 17360 t

$$\text{davon ab Maschinen-Anlage} \quad 5650 \text{ t}$$

$$\text{bleibt für den Schiffskörper} \quad \underline{11710 \text{ t}}$$

Dies giebt $L \times B \times H \times 212 \text{ kg}$.

Zur Berechnung des Systemschwerpunkts ist die Ermittlung des Kohlengewichts notwendig. Es sollen nun in 24 Stunden nach dem Artikel in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure rd. 570 t Kohlen für die Fortbewegung des Schiffs verbraucht sein. Dies giebt etwa 0,65 kg pro P.S. und Stunde. Die Reise von New-York bis Cherbourg bezw. Plymouth nimmt etwa $5\frac{1}{2}$ Tag, bis Hamburg also $6\frac{1}{2}$ Tag in Anspruch. Es sollen nun, um eine gewisse Reserve sowie Kohlen zum Betrieb der zahlreichen Hilfsmaschinen, Küchen u. s. w. zu haben, 630 t pro Tag (0,8 kg pro P.S. und Stunde) und 7 Tage gerechnet werden, also 4410 rd. 4400 t.

Das Gewicht der 1283 Passagiere mit Handgepäck wird zu 100 kg pro Person, also rd. 130 t angenommen. Wir sind nunmehr in der Lage, den Systemschwerpunkt der Höhe nach für „Deutschland“ zu berechnen.

	Gewicht	Entfernung des Schwerpunkts von Oberk. Kielpl.	Moment
Maschinen und Reserveteile	2188 t	4,73 m	10349 mt
Wellen und Schrauben	662 t	3,80 m	2516 mt
Vordere Kesselgruppe	700 t	5,90 m	4130 mt
Die 3 hinteren Kesselgruppen	2100 t	5,00 m	10500 mt
Kohlen	4400 t	6,00 m	26400 mt
Ladung und Proviant	1310 t	6,00 m	7860 mt
Passagiere	130 t	15,00 m	1950 mt
	<u>11490 t</u>		<u>63705 mt</u>

Es fragt sich nun, wohin der Schwerpunkt des Schiffskörpers für die zu 0,4 m geschätzte metacentrische Höhe fällt, und ob diese Stelle einen gewissen Grad von Wahrscheinlichkeit besitzt.

Der Displacement-Schwerpunkt liegt nach der recht genauen Annäherungsformel von Morrish*) $\frac{d}{3} + \frac{D}{6}$ unter der Schwimmbene.

Hierin ist: $d = \frac{\text{Displacement in cbm}}{\text{Schwimmbene in qm}} = \frac{22650}{3090^{**})} = 7,33 \text{ m}$. Mithin $\frac{d}{3} = 2,44 \text{ m}$

$D = \text{Tiefgang (in Seewasser)} = 8,63 \text{ m}$, folglich

$\frac{D}{6} = 1,44 \text{ m}$; also liegt der Displacement-Schwerpunkt 3,88 m unter der Schwimmbene oder da der Tiefgang 8,63 m beträgt, 4,75 m über der Kielplatte.

*) Morrish, On an approximate rule for the vertical position of the centre of buoyancy. Transactions Inst. Nav. Arch. 1892.

***) Ordinaten der Schwimmbene	Coefficient	Producte	Dritte Potenz der Ordinaten	Coefficient	Producte
V.Pp. 0,0	1	0,0	0	1	0
4,0	4	16,0	64	4	256
7,0	2	14,0	343	2	686
8,9	4	35,6	705	4	2820
10,0	2	20,0	1000	2	2000
10,2	4	40,8	1061	4	4244
10,2	2	20,4	1061	2	2122
9,9	4	39,6	970	4	3880
9,0	2	18,0	728	2	1456
6,3	4	25,2	250	4	1000
H.Pp. 0,0	1	0,0	0	1	0
		<u>229,6</u>			<u>18464</u>
		$\times \frac{20,2}{3} \times 2$			$\times \frac{2}{3} \times \frac{20,2}{3}$

Areal = rd. 3090 qm

Trägheitsmoment = rd. 83000 m⁴

$\alpha = 0,752$

Nun ist das Metacentrum über dem Deplacement-Schwerpunkt:

$$\frac{\text{Trägheitsmoment der Schwimmbene um die Längsachse}}{\text{Volumen des Deplacement}} = \frac{83000 \text{ m}^4}{22650 \text{ m}^3} = 3,66 \text{ m}$$

Mithin befindet sich das Metacentrum über der Oberkante Kielplatte $4,75 \text{ m} + 3,66 \text{ m} = 8,41 \text{ m}$, davon ab die auf $0,4 \text{ m}$ geschätzte metacentrische Höhe giebt dem System-Schwerpunkt über der Oberkante Kiel zu $8,01 \text{ m}$.

Die Summe der Momente aller Gewichte mit Ausnahme des Schiffskörpers ist 63705 mt ; für $8,01 \text{ m}$ als System-Schwerpunkt muss das Gesamtmoment betragen: $23200 \text{ t} \times 8,01 \text{ m} = 185832 \text{ mt}$

$$-63705 \text{ mt}$$

$$\frac{122127 \text{ mt}}{122127 \text{ mt}} \text{ dividiert durch das Schiffsgewicht} =$$

11710 t , giebt den Schwerpunkt des fertig ausgerüsteten Schiffskörpers zu $10,43 \text{ m}$ über Oberkante Kielplatte.

Die Seitenhöhe bis zum Hauptdeck*) beträgt nun $13,41 \text{ m}$ und bis zum Sturmdeck (der kurze Brunnen vorn und das sogenannte Heizerdeck werden als nicht vorhanden betrachtet) $13,41 \text{ m} + 2,59 \text{ m} = 16,00 \text{ m}$. Der Schwerpunkt des Schiffskörpers wird infolge der umfangreichen Einrichtungen für die Passagiere voraussichtlich zwischen $0,3$ Höhe vom Haupt- und Sturmdeck von oben liegen.

Also zwischen:

$$13,41 - 13,41 \times 0,3 = 13,41 - 4,02 = 9,39 \text{ m}$$

$$16,00 - 16,00 \times 0,3 = 16,00 - 4,80 = 11,20 \text{ m}$$

$$\text{im Mittel also rd. } 10,30 \text{ m}$$

Der Schwerpunkt des Schiffskörpers kann daher wohl $10,43 \text{ m}$ über der Oberkante der Kielplatte angenommen werden.

Es ist jetzt möglich, die Constanten für die Berechnung von H für die $20, 30$ und 40 m breiten Schiffe des scharfen Typs zu bestimmen. Also für „Deutschland“:

$$\overline{MF} = \frac{83000 \text{ m}^4}{22650 \text{ m}^3} \frac{0,0483 \times L \times B^3}{0,636 \times L \times B \times T} = 0,076 \frac{B^2}{T} \quad \text{also } m = 0,076$$

$$\text{Deplacement-Schwerpunkt über Kielplatte} = 4,75 \text{ m}$$

$$\text{do.} \quad \quad \quad = 0,550 \text{ T} \quad \text{also } c = 0,550$$

$$\text{System-Schwerpunkt über Kielplatte} = 8,01 \text{ m}$$

$$\text{do.} \quad \quad \quad = 0,598 \text{ H} \quad \text{also } k = 0,598$$

$$T = 8,63 \text{ m} \quad \quad H = 13,41 \text{ m}$$

$$\text{Die Formel von Biles lautet: } H = \left(\frac{m}{k} \times \frac{B^2}{T} \right) + \left(\frac{c}{k} \times T \right) - \frac{\overline{GM}}{k}$$

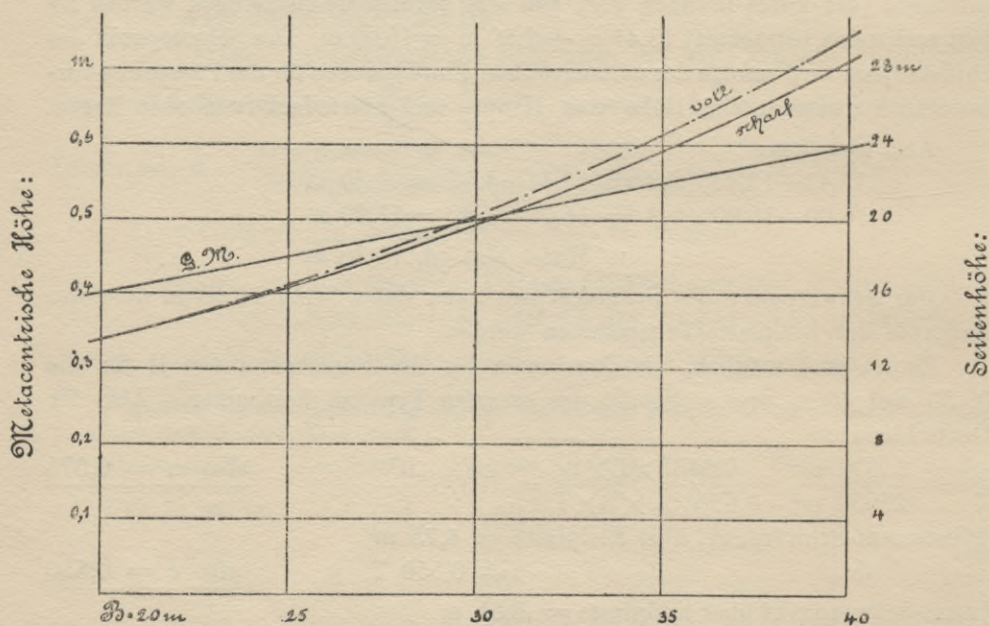
*) Die Decks werden abweichend von den Skizzen der Typschiffe in der Zeitschrift des V. D. I. mit den in den Vorschriften des Germanischen Lloyd 1900 benutzten Benennungen bezeichnet. Danach ist bei einem Volldeckschiff das oberste durchlaufende Deck das Hauptdeck.

Also für $B = 20$ m $T = 10$ m $\overline{GM} = 0,4$ m
 $H = 0,127 \times \frac{400}{10} + 0,92 \times 10 - \frac{0,4}{0,598} = 5,08 + 9,2 - 0,67 = 13,61$
 $H = \text{rund } \underline{13,6 \text{ m}}$

Für $B = 30$ m $T = 10$ m $\overline{GM} = 0,5$ m
 $H = 0,127 \times \frac{900}{10} + 0,92 \times 10 - \frac{0,5}{0,598} = 11,43 + 9,2 - 0,837 = 19,793$
 $H = \text{rund } \underline{19,8 \text{ m}}$

Für $B = 40$ m $T = 10$ m $\overline{GM} = 0,6$ m
 $H = 0,127 \times \frac{1600}{10} + 0,92 \times 10 - \frac{0,6}{0,598} = 20,32 + 9,2 - 1,0 = 28,52$
 $H = \text{rund } \underline{28,5 \text{ m}}$

Die Seitenhöhen und metacentrischen Höhen nach der Schiffsbreite graphisch aufgetragen befinden sich auf der nachstehenden Zeichnung.



2) Berechnung von H für den vollen Typ:

Von der „Palatia“ sind bekannt: Displacement = 13360 t

Tragfähigkeit = 7600 t

Also wiegen Schiff und Maschinenanlage 5760 t

Es ist nun das Gewicht der Maschinen ohne Kurbelwellen, wie vorher nach Mc Dermott'scher Methode: (Aufgesetzte Cylinder sind nicht vorhanden)
 $= 0,018 n [(D \times L)^{0.8} + 390]$

1 H.D. Cyl. Durchmesser = 630 mm = rd. 25 Zoll quadriert =	625
1 M.D. Cyl. " = 1030 " = " 41 " " =	1681
1 N.D. Cyl. " = 1630 " = " 64 " " =	4096
	6402
Hub = 1250 mm = rd. 4,1 Fuss	× 4,1
	26248,2
	Davon die $\frac{7}{8}$ Potenz 7357,2
	+ 390
	7747
	0,018 × 2
	× 0,036
	278,89
	rund 280 t.

Wellen: Da keine Daten darüber vorhanden sind, so erscheint es am zweckmässigsten, dieselben nach den Vorschriften des Germanischen Lloyd zu berechnen:

$$\text{Es ist: } \frac{\text{N.D. Cyl. Durchmesser}^2}{\text{H.D. Cyl. Durchmesser}^2} = \frac{163^2}{63^2} = \frac{26569}{3969} = 6,7$$

also grösser als 6,604

folglich findet die folgende Formel Anwendung:

$$\text{Kurbelwellen-Durchmesser } d = \sqrt[3]{\frac{P \times L \times n \times D^2}{634}}$$

Hierin ist:

P = dem absoluten Kesseldruck in kg/qcm, hier 12,5 + 1 = 13,5

L = dem halben Hub in cm, hier 62,5 cm

n = Anzahl der N.D. Cyl., hier 1

D = Durchmesser der N.D. Cyl. in cm = 163

$$\text{Also: } d = \sqrt[3]{\frac{13,5 \times 62,5 \times 1 \times 26569}{634}} = \text{rd. } 33 \text{ cm}$$

33 cm = rd. 13 Zoll Bohrung = rd. 5 $\frac{1}{4}$ Zoll Länge der Wellen = 49 m = rd. 160 Fuss

Also wiegen die Wellen 0,0026 D² × L — 0,0012 d² × L

$$D^2 \times L = 169 \times 160 = 27000 \times 0,0026 = 70,0$$

$$d^2 \times L = 27,5 \times 160 = 4400 \times 0,0012 = -5,2$$

64,8 t

Also beide Wellen rund 65 × 2 = 130 t

Das Gewicht der Schrauben wurde geschätzt auf rund 18 t

Kessel, wie vorher 4200 P.S. × 0,085 = 357 t

Zusammenstellung: Maschinen ohne Kurbeln = 280 t

Wellen = 130 t

Schrauben = 18 t

428 t

Übertrag	=	428 t
Kessel	=	357 t
		785 t
Reserveteile und Zubehör rund		20 t
		805 t = 192 kg pro P.S.

Es waren disponibel	5760 t
davon ab Maschinenanlage	- 805 t
bleibt für den Schiffskörper	4955 t

Der Kohlenverbrauch soll sich pro Tag auf 66 t für Fortbewegung (0,67 kg pro P.S.) und 4,6 t für Hilfsmaschinen etc., also zusammen auf 70,6 rund 71 t (0,71 kg pro P.S.) belaufen.

Bei 12,5 Knoten Durchschnittsfahrt legt das Schiff 300 Meilen in 24 Stunden zurück, also die Strecke zwischen New-York und Hamburg von ca. 3600 Seemeilen in 12 Tagen. Nimmt man nun zur Sicherheit 2 Tage mehr an, so beträgt der Kohlenvorrat $71 \times 14 = \text{rd. } 1000 \text{ t}$

Zusammenstellung: Schiffskörper	= 4955 t	. 210 kg pro	L \times B \times H
Maschinenanlage	= 805 t	. 192 " "	P.S.
Kohlen	= 1000 t	. 0,71 " "	P.S. u. St.
Tragfähigkeit	= 6600 t		
Displacement	= 13360 t		

Zur Berechnung des System-Schwerpunkts wird das Gewicht der Ladung*) nach dem dafür verfügbaren Raum verteilt gedacht.

Der Laderaum beträgt über dem Zwischendeck	3043 cbm
unter	" 6261 cbm
	9304 cbm

Das Gewicht entsprechend verteilt giebt

über dem Zwischendeck	2155 t
unter	" 4445 t
	6600 t

Es ist nun:	Gewicht	Entfernung des Schwerpunkts von Oberk. Kielpl.	Moment
Maschinen und Zubehör	300 t	3,13 m	939 mt
Wellen und Schrauben	148 t	2,50 m	370 mt
Kessel	357 t	4,47 m	1590 mt
Kohlen	1000 t	4,40 m	4400 mt
Ladung	2155 t	11,00 m	23705 mt
do.	4445 t	5,40 m	24000 mt
	8405 t		55004 mt

*) Das geringe Gewicht der bei voller Ladung noch unterzubringenden Passagiere (48 Kajüts- und 244 Zwischendeckspassagiere) mit Proviant und Wasser von 70 — 80 t wird hier vernachlässigt. Die „Palatia“ hat bei voller Belastung z. B. mit Getreide noch fast das ganze Hauptdeck frei.

Wie hoch muss nun der Schwerpunkt des Schiffskörpers liegen, damit die auf 0,4 m geschätzte metacentrische Höhe erzielt wird?

Der Abstand des Displacement-Schwerpunkts von der Schwimmbene beträgt nach Morrish, wie vorher: $\frac{d}{3} + \frac{D}{6}$

$$d = \frac{\text{Displacement in cbm}}{\text{Schwimmbene in qm}} = \frac{13000}{1895^*)} = 6,9 \text{ m} \quad \frac{d}{3} = 2,30 \text{ m}$$

$$D = \text{Tiefgang} = 8,0 \text{ m, also } \frac{D}{6} = 1,33 \text{ m, mithin}$$

zusammen 3,63 m. Dies vom Tiefgang abgezogen, ergibt den Displacement-Schwerpunkt 4,37 m über Oberkante Kielplatte.

Das Metacentrum liegt über dem Displacement-Schwerpunkt:

$$\frac{\text{Trägheitsmoment der Schwimmbene bezogen auf die Längsachse}}{\text{Eingetauchtes Volumen}} = \frac{35300 \text{ m}^4}{13000 \text{ m}^3} = 2,72 \text{ m}$$

Es ist also:

Displacement-Schwerpunkt über Oberkante Kielplatte 4,37 m
 Metacentrum über Displacement-Schwerpunkt + 2,72 m
 Metacentrum über Oberkante Kielplatte 7,09 m
 Davon ab die in Aussicht genommene metacentrische Höhe — 0,40 m
 Also müsste der System-Schwerpunkt 6,69 m
 über der Oberkante Kielplatte liegen. Für diesen System-Schwerpunkt ist das
 Gesamtmoment: $13360 \text{ t} \times 6,69 \text{ m} = 89378 \text{ mt}$, das Moment aller Gewichte
 ausser dem Schiffskörper ist . . . = 55004 mt
 Also Moment für den Schiffskörper = 34374 mt und der Schwerpunkt
 $= \frac{34374}{4955} = 6,94 \text{ m}$ über Oberkante Kielplatte.

*) Ordinaten der Schwimmbene		Coefficient	Producte	Dritte Potenz der Ordinaten	Coefficient	Producte
V.Pp.	0	1	0	0	1	0
	5,2	4	20,8	140	4	560
	7,65	2	15,30	447	2	894
	8,00	4	32,00	512	4	2048
	8,00	2	16,00	512	2	1024
	8,00	4	32,00	512	4	2048
	8,00	2	16,00	512	2	1024
	8,00	4	32,00	512	4	2048
	7,75	2	15,50	465	2	930
	5,85	4	23,40	200	4	800
H.Pp.	0	1	0	0	1	0
			203,00			
			$\times \frac{14}{3} \times 2$			
			<hr/>			
			Areal = rd. 1895 qm			
			$\alpha = 0,855$			
					$\times \frac{2}{3} \times \frac{14}{3}$	
					<hr/>	
					Trägheitsmoment = rd. 35300 m ⁴	

Da nur wenig Einrichtung für Kajütpassagiere, dagegen aber ausser einem vollständig durchlaufenden Doppelboden noch besondere umfangreiche Kühlräume für den Fleischtransport vorhanden sind, so wird der Schwerpunkt des fertig ausgerüsteten Schiffskörpers wahrscheinlich zwischen 0,4 H bis zum Hauptdeck und 0,4 H bis zum Sturmdeck von oben liegen.

Es ist: H bis H. D. = 10,67 m — (10,67 × 0,4) = 10,67 — 4,268 = 6,402

H bis St.D. = 12,97 m — (12,97 × 0,4) = 12,97 — 5,188 = 7,782

Mittelwert . . . = 7,092

Also kann der Schwerpunkt des Schiffskörpers wohl in 6,94 m Entfernung von der Kielplatte liegen, und muss schon, da keine Unterlagen zur genaueren Ermittlung vorhanden sind, so angenommen werden.

Es wird jetzt zur Berechnung der Constanten für die Festsetzung von H für eine beliebige Breite der Schiffe des vollen Typs geschritten.

$$\overline{MF} = \frac{35300 \text{ m}^4}{13000 \text{ m}^3} = \frac{0,0634 \times L \times B^3}{0,735 \times L \times B \times T} = 0,0863 \frac{B^2}{T} \quad \text{also } m = 0,0863$$

Displacement-Schwerpunkt F über Oberkante Kielplatte = 4,37 m T = 8,0 m
do. do. = 0,546 T, also c = 0,546

System-Schwerpunkt G über Oberkante Kielplatte = 6,69 m H = 10,67 m
do. do. = 0,627 H also k = 0,627

$$\text{Die Formel lautet: } H = \left(\frac{m \times B^2}{k} \right) + \left(\frac{c}{k} \times T \right) - \frac{\overline{GM}}{k}$$

$$\text{Also für } B = 20 \text{ m} \quad T = 10 \text{ m} \quad \overline{GM} = 0,4 \text{ m}$$

$$H = 0,1375 \times \frac{400}{10} + 0,872 \times 10 - \frac{0,4}{0,627} = 5,5 + 8,72 - 0,64 = 13,58 \text{ rd. } 13,6 \text{ m}$$

$$\text{Für } B = 30 \text{ m} \quad T = 10 \text{ m} \quad \overline{GM} = 0,5 \text{ m}$$

$$H = 0,1375 \times \frac{900}{10} + 0,872 \times 10 - \frac{0,5}{0,627} = 12,375 + 8,72 - 0,8 = 20,295 \text{ rd. } 20,3 \text{ m}$$

$$\text{Für } B = 40 \text{ m} \quad T = 10 \text{ m} \quad \overline{GM} = 0,6 \text{ m}$$

$$H = 0,1375 \times \frac{1600}{10} + 0,872 \times 10 - \frac{0,6}{0,627} = 22,0 + 8,72 - 0,957 = 29,763 \text{ rd. } 29,8 \text{ m}$$

Der Freibord, welcher bei den 20 m breiten Schiffen mit 3,6 m bis zum Hauptdeck gering erscheint, wird in Anbetracht von etwa 30 % Reservedisplacement bei beiden Schiffstypen für 200 m Länge noch für ausreichend gehalten. Nimmt die Länge zu, so geht das Sturmdeck aus Festigkeitsrück-sichten sehr bald in ein Spardeck und Volldeck über, und damit treten weniger strenge Bedingungen für den Freibord ein. Wie sich später zeigt, sind die Längsverbände bereits bei 200 m Länge über die vorschrittmässigen Abmes-sungen hinaus zu verstärken. Man hat es also bei den 20 m breiten Schiffen von vornherein nicht mehr mit Sturmdeck-, sondern mit erheblich stärkeren Schiffen zu thun.

Für die Berechnung des Schiffskörpergewichts ist dasselbe erstens in das die eigentliche Structur des Schiffs ausmachende Stahlmaterial und die schweren Gussstücke und zweitens in das andere Material wie Holz, Cement, Farbe u.s.w. einschliesslich den gesammten Ausbau und die Ausrüstung, also in alle Gewichte, durch welche das nackte, stählerne Schiffsgefäss zu einem betriebsfertigen Schiffskörper wird, geteilt gedacht.

Zur Bestimmung der Verbände sind die Längs- und Quernummern nach den Vorschriften des Germanischen Lloyd wie folgt ermittelt:

Der Umfang wurde an den zur Berechnung der Trägheitsmomente gezeichneten schematischen Hauptspanten aufgemessen. Diese Hauptspante haben sämmtlich den Völligkeitsgrad 0,94 wie beide Typschiffe und bestehen in ihrer Contur aus Geraden und einem Kreisbogen in der Kimm. Siehe die folgenden Abbildungen.

Die Quernummer Q ist nun für die vorliegende Schiffsklasse

$$= \frac{\text{Umfang des Mittelspans} + \text{Breite}}{2} \times \text{Coefficient}$$

Dieser Coefficient soll nun hier, um die zunehmende Schiffsgrösse gebührend zu berücksichtigen, etwas weiter abgestuft werden als in den Vorschriften des Germanischen Lloyd.

Derselbe beträgt also: für Dreideckdampfer	0,94
„ Vierdeckdampfer	0,92
„ Fünfdeckdampfer	0,91
„ Sechsdeckdampfer	0,905
„ Sieben- und Mehrdeckdampfer	0,90

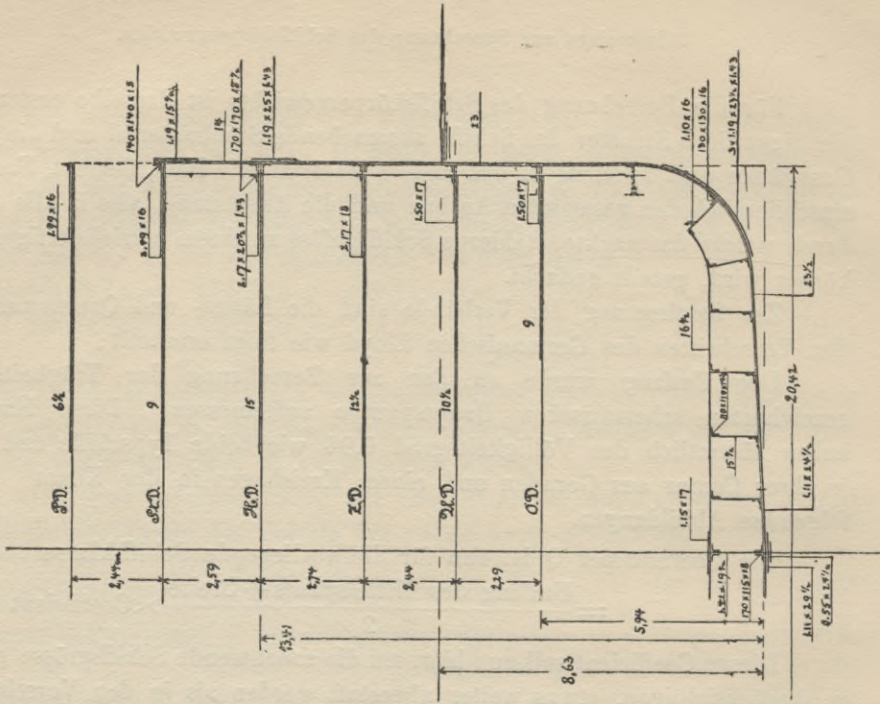
Die Längsnummern QL ergeben sich durch Multiplication der Quernummern mit der Schiffslänge.

Für die vorliegende Gewichtsrechnung werden die Schiffe vorläufig als Sturmdeckschiffe angesehen. Dann werden sie hinsichtlich ihrer Festigkeit geprüft und die notwendigen Correcturen im Gewicht gemacht. Je nach der Menge und Verteilung des hinzuzufügenden oder abzuziehenden Materials können die Schiffe dann andere Bezeichnungen beanspruchen. Zum bequemen Übergang auf die vorläufig also als Sturmdeckschiffe gedachten grösseren Schiffe und zum directen Vergleich wird auch „Deutschland“ als Sturmdeckschiff („Palatia“ ist ein solches) angesehen. Der kurze Brunnen hinter der Back und das sogenannte Heizerdeck achtern wird zugebaut angenommen. Auf das Gewicht des Ganzen wird dies einen vernachlässigbar kleinen Einfluss haben.

Für Sturmdeckschiffe ist nun nach den Vorschriften des Germanischen Lloyds für die Verstärkungen der Verbände die Seitenhöhe $H' = H + \frac{1}{4}$ Höhe des Sturmdecks massgebend. Da die Höhe des Sturmdecks bei allen Schiffen ausser den Typschiffen zu 2,6 m angenommen ist, so vermehrt sich für H' die Höhe H durchgängig um 0,65 m.

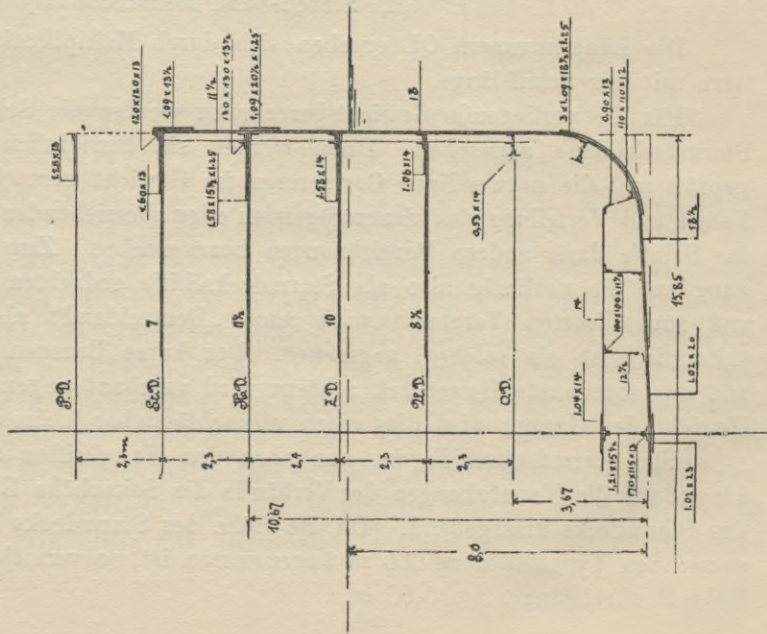
"Deutschland"

$Q = 29,5$
 $L = 20\%$
 $Q \cdot L = 5959$
 $Q \cdot L \times \frac{L}{1000} = 8521$



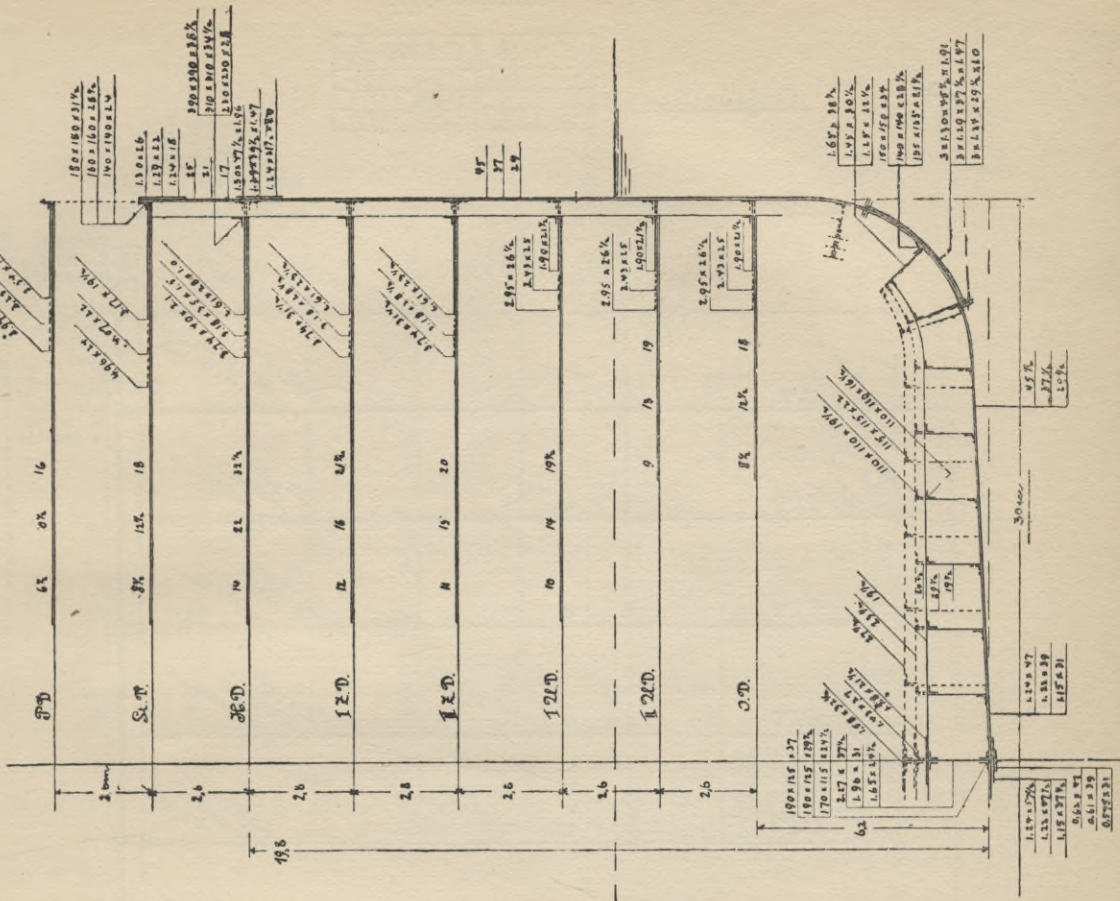
"Palatia"

$Q = 23,66$
 $L = 140\%$
 $Q \cdot L = 3312$
 $Q \cdot L \times \frac{L}{1000} = 4140$



Sechsecker:

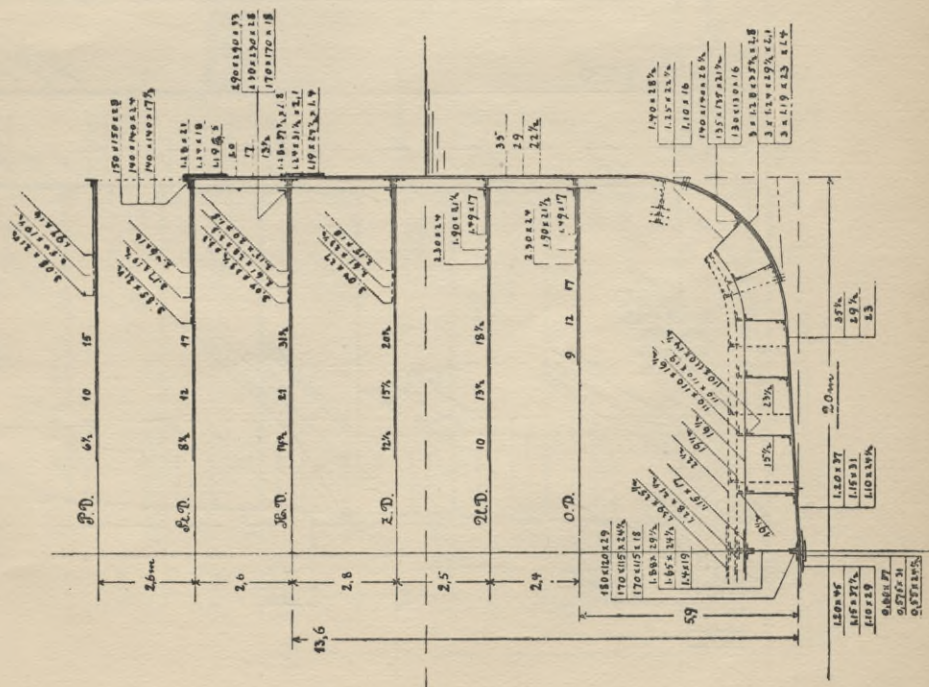
L	Q	QL	QL ²	QL ³
200	42,9	8580	8408	
300	"	12870	18919	
400	"	17160	33634	



Schaefer Typ.

L	Q	QL	QL ²	QL ³
200	29,0	5800	8120	
300	"	8700	18270	
400	"	11600	32480	

Vierbecker:

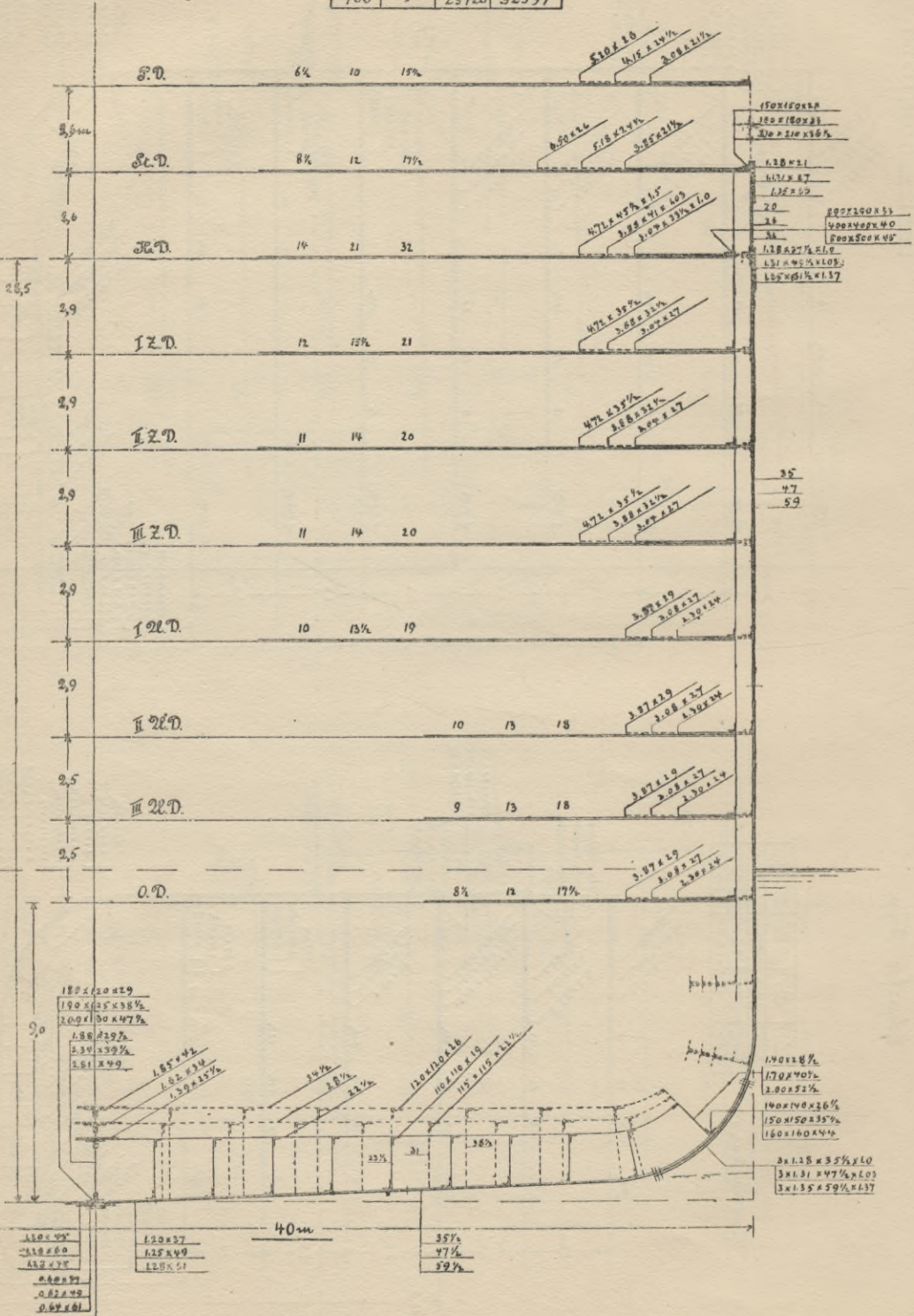


Scharfer Typ.

24

Ofenbocker:

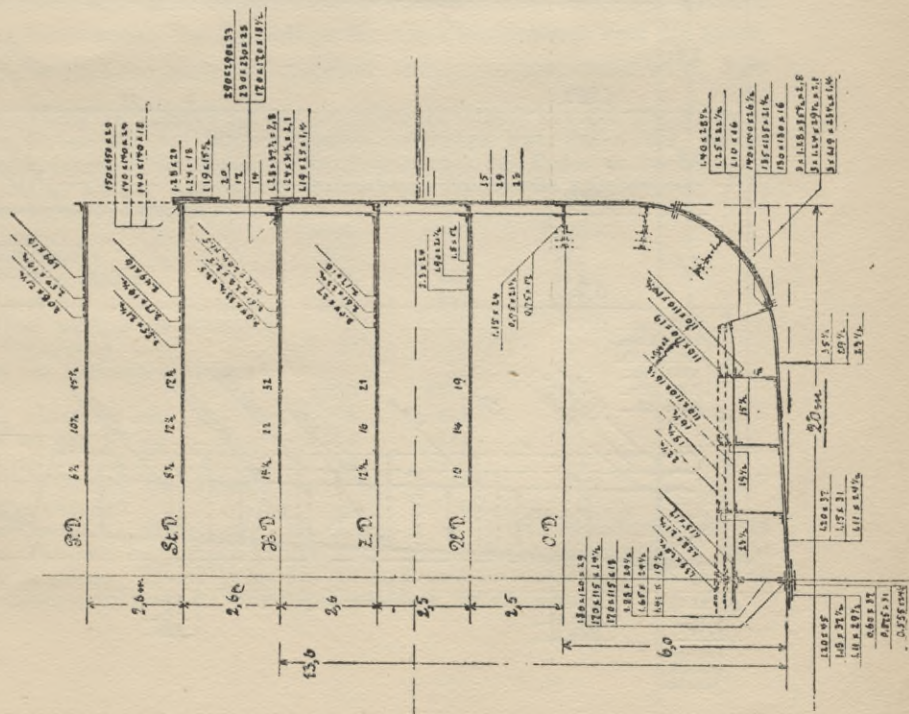
L	Q	QL	QL * $\frac{L}{100}$
200	59,3	11860	8136
300	"	17790	18324
400	"	23720	32597



Doller Typ.

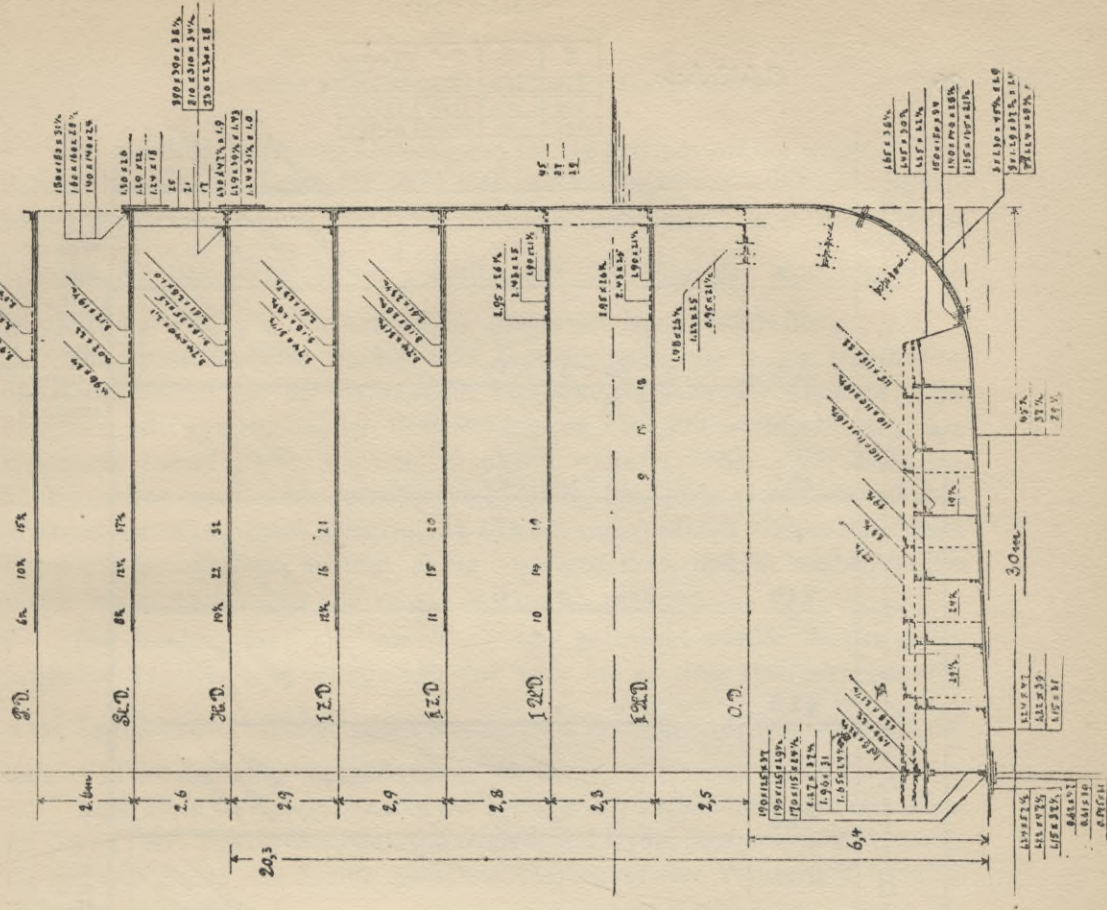
L	Q	QL	QL ²
2.00	29.7	594.0	8316
3.00	"	891.0	18111
4.00	"	1188.0	33264

Dreiböcker:



Fünfbocker:

L	Q	QL	QL ²
2.00	43.7	874.0	8303
3.00	"	1311.0	18147
4.00	"	1748.0	33212

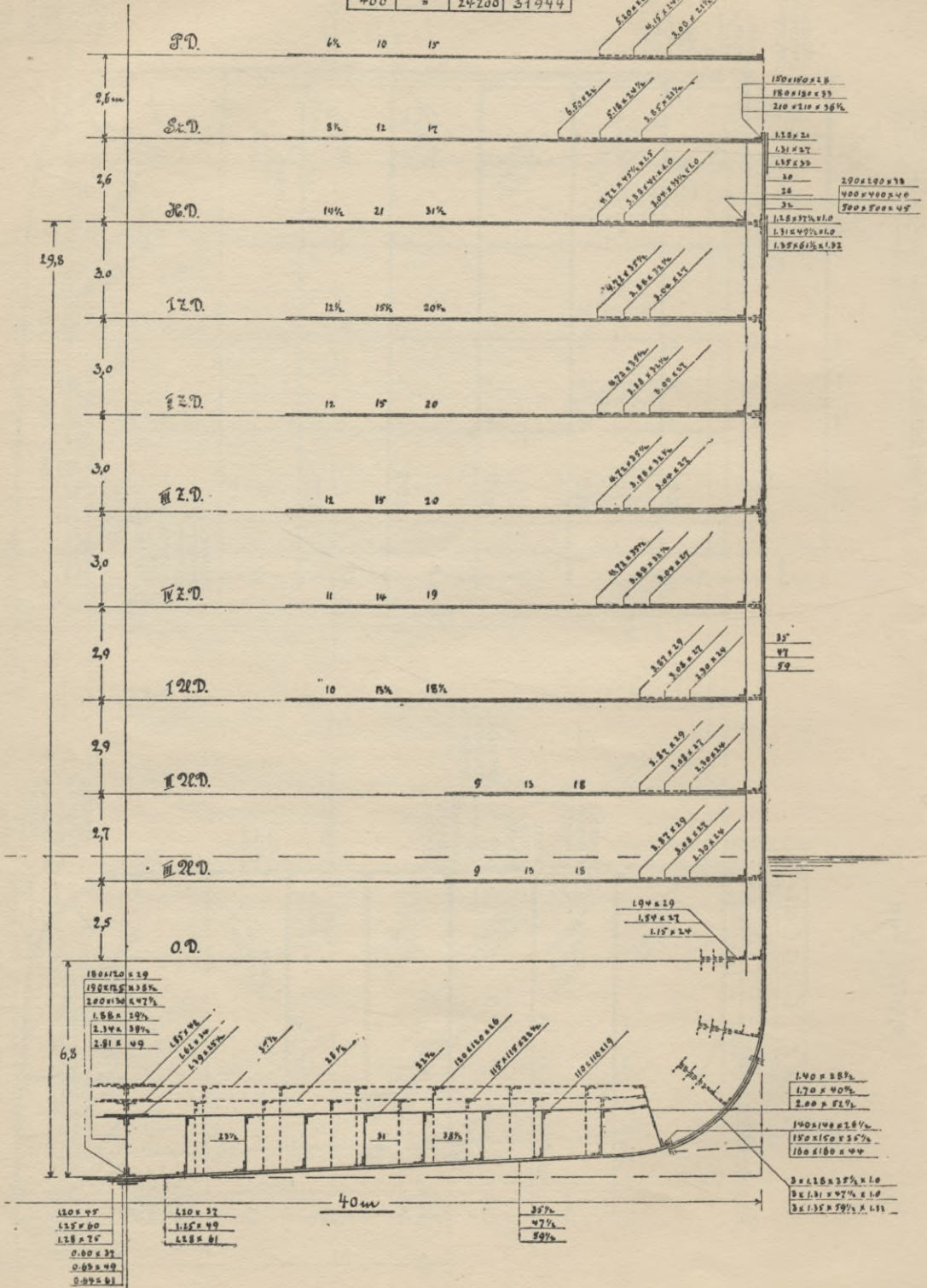


Voller Typ.

26

Achtdecker:

L	Q	QL	QL x $\frac{L}{100}$
200	60,5	12100	2986
300	"	18150	4769
400	"	24200	6194



Die zur Bestimmung der Abmessungen der Deckstützen und der wasserdichten Schotte benutzte Raumtiefe RT wird hier zur Vereinfachung gesetzt = Seitenhöhe + Decksbucht - Höhe des Doppelboden-Mittelträgers. Die Höhe H ist bekannt, die Decksbucht ist $= \frac{1}{50}$ Breite und die Höhe des Mittelträgers im Doppelboden geht aus den sogleich zu besprechenden Tabellen hervor.

Die Verbände selbst wurden unter Zugrundelegung der in den Vorschriften des Germanischen Lloyds angegebenen Abmessungen unter der Annahme, dass dieselben mit gleichbleibender Gesetzmässigkeit über die veröffentlichten Abmessungen hinaus weiter wachsen, graphisch weiter gebildet. Für einen zukünftigen Bau werden die so gefundenen Zahlen aber nicht sämtlich und ohne Weiteres für massgebend gehalten, da sich bei verschiedenen Werten das Gesetz der Veränderung nicht deutlich genug erkennen liess, und in solchen Fällen nichts weiter übrig blieb, als so gut es ging zu schätzen.

Die Resultate sind nur, soweit sie hier gebraucht wurden, in den nachfolgenden Tabellen zusammengestellt und zwar bis zu einer Quernummer = 63, einer Längsnummer = 25000, der Leitnummer $QL \times \frac{L}{10H} = 34000$, einer Raumtiefe = 21 m und einer Schiffsbreite = 40 m.

Auch die in Gewichtsprocenten der betreffenden Verbandteile ausgedrückten, im Sinne der Vorschriften des Germanischen Lloyds berechneten Abzüge für die an den Enden der Schiffe gestattete Verjüngung der Verbände*), befinden sich in den Tabellen.

Da es sich hier um sehr grosse Schiffe handelt, soll auch die mittlere Plattengrösse zur Festsetzung der Zuschläge für die Überlappung und die Stossbleche über das gewöhnliche Mass hinausgehen, indem vorausgesetzt wird, dass

*) Bei der Berechnung der Abzüge ist das arithmetische Mittel aus den Massen mitschiffs und an den Enden mit der Mittschiffsgrösse verglichen und davon zur Vereinfachung, auch bei den durch die Abnahme der Schiffsform nach den Enden zu beeinflussten Verbandteilen, die Hälfte als der vom Ganzen abzuziehende Procentsatz angenommen. Z.B. für das Gewicht des Hauptdeckstringers:

	QL	5000	6000	7000
	qcm mitschiffs	364	449	547
	qcm an den Enden	224	265	317
	im Mittel	294	357	432
	im Mittel weniger als mitschiffs	19 ⁰ / ₁₀	20 ¹ / ₂ ⁰ / ₁₀	21 ⁰ / ₁₀
	also Verjüngung	9 ¹ / ₂ ⁰ / ₁₀	10 ¹ / ₄ ⁰ / ₁₀	10 ¹ / ₂ ⁰ / ₁₀
und für die	Fläche des Hauptdeckstringers:			
	QL	5000	6000	7000
	Breite mitschiffs cm	202	219	233
	„ an den Enden	154	171	181
	im Mittel	178	195	207
	im Mittel weniger als mitschiffs	12 ⁰ / ₁₀	11 ⁰ / ₁₀	11 ⁰ / ₁₀
	also Verjüngung	6 ⁰ / ₁₀	5 ¹ / ₂ ⁰ / ₁₀	5 ¹ / ₂ ⁰ / ₁₀

Es kam hier darauf an, Mittelwerte zum Gebrauch bei der Gewichtsberechnung zu finden. Die in den Tabellen enthaltenen Procentsätze werden daher voraussichtlich nicht für jedes Schiff genau passen. Immerhin werden sie annähernd der Wirklichkeit entsprechen und daher die Rechnungsergebnisse im berichtigen Sinne beeinflussen.

eine Werft, welche den Bau von so grossen Schiffen übernimmt, sich auch mit den Facilitäten zum Transport und zur Montage besonders grosser und schwerer Platten und Profile versieht. Die Zuschlagprocente, sowohl für Überlappung als auch für Stossbleche, wachsen mit der Dicke der Platten ganz erheblich. Daher sind im Interesse der Leichtigkeit des Baus möglichst grosse Platten erwünscht. Dagegen spricht für kleinere Platten die Thatsache, dass durch die um so zahlreicheren Überlappungen und Stossbleche das Ganze nicht unwesentlich besser versteift wird. Ferner steigern sich die Schwierigkeiten des Bearbeitens und Anbringens mit der Grösse und Schwere der Platten schnell und tragen neben anderen ebenfalls mit der Grösse des Schiffs zusammenhängenden Ursachen erheblich zu den Kosten bei, sodass der Preis pro Tonne Schiff über einer gewissen Grösse (ca. 6000 t Tragfähigkeit incl. Kohlen) wieder steigt, nachdem er bis dahin stetig abgenommen hat.*)

Im allgemeinen werden bei gleicher Plattendicke Schiffe von der hier in Betracht kommenden Grösse mit grossen Platten nicht unwesentlich leichter, weniger steif in sich und etwas teurer ausfallen als solche mit kleineren Platten. Der erste Punkt, die grössere Leichtigkeit, ist für die Rentabilität ausschlaggebend. Die geringere Steifigkeit und der etwas höhere Anschaffungspreis fallen nicht so ins Gewicht. Die Verwendung von grösseren Platten als bisher erscheint daher gerechtfertigt.

Bei der „Campania“^(**) soll nun z. B. die mittlere Länge der Aussenhaut-Platten 7,92 m und die Breite 1,60 m bei 22 mm Dicke betragen haben, bei „Oceanic“^(***) 8,53 m Länge und 1,37 m Breite bei 25—35 mm Dicke und bei „Celtic“^(****) etwa 9 m Länge und 1,5 m Breite bei 32 mm Dicke.

Hier soll nun für Platten bis incl. 9½ mm Dicke eine Länge von 6 m und 1,2 m Breite, für solche von 10—19½ mm Dicke eine Länge von 7 m und 1,4 m Breite, für solche von 20—29½ mm Dicke eine Länge von 8 m und 1,6 m Breite und von 30 mm Dicke aufwärts 10 m Länge und 2 m Breite angenommen werden. Für diese Grössen wurden die Gewichtsprocente der Zuschläge für die hier Verwendung findenden Nietverbindungen berechnet und in den Tabellen nach Blechdicken geordnet und auf halbe Procente nach unten abgerundet zusammengestellt.

Es wird ausdrücklich bemerkt, dass die in den Tabellen enthaltenen Abmessungen der Verbandteile nur als erster Anhalt für die Berechnung der Hauptspant-Trägheitsmomente und der Schiffsgewichte dienen, also nichts Definitives darstellen sollen, da sich trotz der Verstärkungen im Sinne des Germanischen Lloyds noch besondere Correcturen für die Festigkeit als notwendig herausstellten.

*) Hunter, Large Atlantic Cargo Steamers. Transactions Inst. Nav. Arch. 1899.

**) Elgar, Fast Ocean steamships. Transactions Inst. Nav. Arch. 1894.

***) Marine Engineering, September 1899, Seite 94.

****) Nauticus, Jahrbuch für Deutschlands Seeinteressen 1901, Seite 393

Die practische Ausführung so grosser Schiffe, welche sich wie bisher nur auf die Erfahrung gründen und demgemäss nur schrittweise herausbilden kann, wird daher vielleicht noch aus anderen Gründen im Besteck von den Tabellen abweichend ausfallen.

Im allgemeinen ist bei allen auf die Gewichtsrechnungen bezüglichen Annahmen beabsichtigt, dass die Schiffskörper im Licht der heutigen Praxis eher leicht erscheinen, um wenigstens die ersten nicht ausbleibenden künftigen Verbesserungen in der Ausnutzung des Materials und in diesem selbst zu escomptieren. Dass die Festigkeit der Verbände bei den errechneten Gewichten genügt, wird nachgewiesen werden.

In Anbetracht des kleinen Massstabes der zur Verfügung stehenden Unterlagen kann es sich hier nicht um eine absolut genaue Feststellung des Walzstahlgewichtes, welche zunächst vorgenommen werden soll, handeln; man wird sich mit einer ziemlich guten Annäherung begnügen müssen.

Auf sämtliche Gewichtsrechnungen, auch die der Typschiffe, welche zum Vergleich und zur Bestimmung von wichtigen Constanten dienen sollen, finden natürlich dieselben Grundsätze und Annahmen Anwendung. Alle Annahmen müssen daher so gemacht werden, dass sie zwanglos eine Verallgemeinerung auf grössere im übrigen ähnliche Schiffe zulassen. Die hiernach berechneten Schiffe weichen deshalb im Interesse der Vereinfachung der Rechnung in manchen Details, z. B. in den Querspanten von der Ausführung der Typschiffe ab. Jedoch ist angestrebt worden, dass mit dem errechneten Gesamtgewicht jeder Verbandteil entweder wie auf dem Typschiff ausgeführt werden kann oder wenigstens dieselbe Festigkeit besitzt.

Für die Gewichtsbestimmung der einzelnen Verbandteile sollen nun die folgenden Gesichtspunkte gelten:

Aussenhaut: Constructionszeichnungen der Typschiffe standen nicht zur Verfügung. Für die Fläche der Aussenhaut musste also ein Annäherungs Ausdruck benutzt werden. Nach dem Taschenbuch der „Hütte“ Abteilung II Seite 284 erhält man die Aussenhautfläche durch Multiplication des mittleren Spantumfanges mit 1,015 bis 1,030 \times Länge. Annähernd beträgt der mittlere Spantumfang das 0,90 bis 0,92fache vom Umfang des Hauptspants. Um nun die Coefficienten möglichst richtig zu wählen, wurde folgende Proberechnung für „Deutschland“ und „Palatia“ gemacht.

Das lebendige Werk ergab sich aus der ziemlich genau arbeitenden Denny-Mumford'schen*) Formel:

$$\text{Oberfläche} = (L \times B \times d) + (1,7 \times L \times T)$$

und das tote Werk bis zur Oberkante Hauptdeckscheergang wurde nach den Skizzen festgestellt. Danach ist für „Deutschland“:

*) Transactions of the Institution of Naval Architects 1895 Seite 73.

$$\begin{aligned}
 L \times B \times \delta &= 202 \times 20,42 \times 0,636 = 2620 \text{ qm} \\
 L \times T \times 1,7 &= 202 \times 8,63 \times 1,7 = 2964 \text{ qm} \\
 \text{also bis zur Wasserlinie} & \qquad \qquad \qquad 5584 \text{ qm} \\
 \text{über der Wasserlinie} &= 2 \times 6,0 \times 202 = 2424 \text{ qm} \\
 \text{im Ganzen} & \qquad \qquad \qquad = 8008 \text{ qm}
 \end{aligned}$$

Dieser Wert ist nach der Berechnungsweise des Oberwasserteils wahrscheinlich etwas zu klein. Nimmt man nun den mittleren Spantumfang bis Oberkante Scheergang = 0,9 des Hauptspantumfangs bis ebendahin und multipliziert mit $1,015 \times L$, so ergibt sich:

$$22,15 \text{ m} \times 0,9 \times 1,015 \times 202 \times 2 = 8160 \text{ qm},$$

also dürften dies brauchbare Coefficienten für den scharfen Typ sein.

$$\begin{aligned}
 \text{Für „Palatia“ ist: } 140 \text{ m} \times 15,85 \text{ m} \times 0,735 &= 1640 \text{ qm} \\
 140 \text{ m} \times 8,0 \text{ m} \times 1,7 &= 1900 \text{ qm} \\
 \text{also bis zur Wasserlinie} & \qquad \qquad \qquad 3540 \text{ qm} \\
 \text{darüber } 2 \times 3,8 \times 140 & \qquad \qquad \qquad = 1064 \text{ qm} \\
 \text{im Ganzen} & \qquad \qquad \qquad = 4604 \text{ qm}
 \end{aligned}$$

$$\text{Analog ist: } 17,55 \text{ m} \times 0,92 \times 1,025 \times 140 \times 2 = 4634 \text{ qm}$$

Also sind 0,92 und 1,025 als passende Coefficienten für den vollen Typ zu betrachten.

Da bei grösseren Schiffen die Scheergangdicke verhältnismässig nicht viel von der Seiten- und Bodenplattendicke abweicht, so ist dieselbe durchweg gerechnet. Die lokalen Verstärkungen an der Kielplatte, den Wellenaustritten u.s.w. sind dafür nicht berücksichtigt, wohl aber die durch ein Verhältnis $\frac{L}{10H}$ grösser als 1 bedingte Verstärkung des Hauptdeckscheergangs und durchgängig dreier Kimmgänge auf $\frac{2}{3}$ Länge des Schiffs.

Die Aussenhautfläche des Sturmdecks wird durch Multiplication der Sturmdeckhöhe mit $1,05 \times L \times 2$ genau genug gefunden, und wird hier ebenfalls die Dicke des Sturmdeckscheergangs als Compensation für lokale Verstärkungen durchweg gerechnet.

Da bei dem feststehenden Tiefgang und zunehmender Breite bald ein übergrosser Freibord entsteht, so wird die bei Volldeckschiffen erlaubte Verringerung der Verbände für gerechtfertigt gehalten. Die zulässige Verminderung beträgt nach Seite 76 der Vorschriften des Germanischen Lloyds von 1900:

bei	Displacement	Reduction der	
	Inhalt bis Hauptdeck	Längsverbände	Querverbände
	= 0,70 und über 0,65	2 %	2 %
	= 0,65 „ „ 0,60	4 %	3 %
	= 0,60 „ „ 0,55	6 %	4 %
	= 0,55 „ „ 0,40	8 %	5 %
	= 0,40 „ darunter	10 %	6 %

Die letzte Abstufung ist hinzugefügt worden, um dem Unterschied zwischen den vorkommenden sehr grossen Reservedepacements (z.B. $\frac{\text{Deplacement}}{\text{Inhalt bis H.D.}} = 0,33$ und $0,475$) gerecht zu werden.

Die Dicke der Aussenhaut soll im Bereiche des Doppelbodens nicht verringert werden, um eine gewisse Gewichtsreserve zu haben.

Die für die Verjüngung der Plattendicken an den Enden abzuziehenden Procente sind in den Tabellen enthalten, ebenso die Zuschläge für die Verjüngung. Die Stösse der Beplattung sind durchweg mit doppelten Stossblechen versehen und bis zum Hauptdeck mit vierfacher („Palatia“ mit dreifacher) und von da bis zum Sturmdeck mit dreifacher Kettennietung ausgeführt gedacht; die Längsnähte durchweg mit doppelter Kettennietung überlappt. In Wirklichkeit werden die Nietungen mehr variieren. Für Nietköpfe wird schliesslich nach der „Hütte“ $3\frac{1}{2}\%$ addiert.

Doppelboden: Der Doppelboden ist nach dem Längsspanten-System wie bei „Deutschland“ ausgeführt.

Die Fläche der Tankdecke konnte bei „Deutschland“ der Skizze entnommen werden und beträgt $0,497$ rd. $0,5$ L×B. Bei „Palatia“ wurde die Angabe als Anhalt benutzt, dass 1170 t = 1140 cbm Wasserballast in dem Doppelboden aufgenommen werden können. Die mittlere Höhe des Doppelbodens wurde zu $1,05$ m gemessen, also ist die Fläche der Tankdecke rd. $\frac{1140}{1,05} = 1090$ qm = $0,49$ L×B.*)

Die Dicke der Mittelplatte wird für die ganze Tankdecke durchgerechnet, weil der Unterschied gegen die Seitenplatten nicht bedeutend ist und um für lokale Verstärkungen Gewicht disponibel zu haben. Die Abschlagsprocente für die Verjüngung an den Enden sind in den Tabellen zu finden. Die Längsnähte sind überlappt doppelt zickzack und die Stösse ebenfalls überlappt aber mit dreifacher Kettennietung genietet gedacht und hierfür die Zuschläge gewählt.

Die Länge des Mittelträgers unter Berücksichtigung seiner verlaufenden Enden beträgt bei „Deutschland“ $0,865$ L. Bei „Palatia“ musste der Doppelboden zur Auffindung der Trägerlängen in die Skizze eingetragen werden, und ergab sich die Länge des Mittelträgers = $0,882$ L. Die Höhen und Dicken sind in den Tabellen enthalten. Eine Verjüngung der Dicke an den Enden findet nicht statt. Die Stösse sind mit doppelten Stossblechen und vierfacher (bei „Palatia“ dreifacher) Kettennietung verbunden, und der Zuschlag ergibt sich aus den Tabellen.

*) Bei Überschlagsrechnungen wie die obige sind die Multiplicationen und Divisionen mittelst einer logarithmisch geteilten Rechenscheibe gemacht und nach der dritten Stelle abgerundet.

Die Randplattenlänge beträgt auf „Deutschland“ 0,81 L, auf „Palatia“ 0,855 L. Die Höhe und Dicke ist in den Tabellen enthalten. Eine Verjüngung findet nicht statt. Die Zuschlagsprocente sind für vierfach (bei „Palatia“ dreifach) genietete Stossüberlappung zu nehmen. Für den Flansch werden 10 % addiert.

Die Länge der Seitenträger ergibt sich nach der Skizze der „Deutschland“ wie folgt:

1. Seitenträger = $0,725 \times L$
2. „ = $0,635 \times L$
3. „ = $0,510 \times L$
4. „ = $0,395 \times L$
5. „ = $0,202 \times L$

Da nun bei einer Schiffsbreite von 20, 30 und 40 m, wie die Hauptspante des scharfen Typs zeigen, ausser 5 noch 4, 6, 7, 8, und 9 Träger an jeder Seite nötig sind, wenn dieselben in etwa zweifacher Spantentfernung stehen sollen, so wurden die betreffenden Längen unter Zugrundelegung der obigen Werte graphisch wie folgt ermittelt:

Anzahl der Träger:	4	6	7	8	9
1. Träger	0,710 L	0,735 L	0,750 L	0,755 L	0,760 L
2. Träger	0,590	0,660	0,684	0,700	0,710
3. Träger	0,445	0,570	0,610	0,635	0,655
4. Träger	0,245	0,465	0,520	0,565	0,590
5. Träger		0,340	0,425	0,484	0,520
6. Träger		0,170	0,300	0,395	0,445
7. Träger			0,150	0,275	0,355
8. Träger				0,130	0,245
9. Träger					0,110

Analog ist für „Palatia“ und den vollen Typ:

1. Seitenträger = $0,726 \times L$
2. „ = $0,510 \times L$

Anzahl der Träger:	3	5	6	7	8
1. Träger	0,770 L	0,800 L	0,805 L	0,810 L	0,815 L
2. Träger	0,665	0,740	0,760	0,770	0,780
3. Träger	0,495	0,665	0,700	0,730	0,740
4. Träger		0,560	0,630	0,665	0,690
5. Träger		0,395	0,525	0,595	0,640
6. Träger			0,355	0,495	0,560
7. Träger				0,330	0,465
8. Träger					0,305

Die als constant vorausgesetzten Höhen können aus den schematischen Hauptspanten direct gemessen oder durch Interpolation gefunden werden. Als

Dicke wird die in den Tabellen aufgeführte vom Germanischen Lloyd im Maschinen- und Kesselraum verlangte gerechnet, um eine kleine Reserve für nicht berücksichtigte Gewichte zu haben.

Die Zuschlagsprocente sind für vierfach (bei „Palatia“ dreifach) genietete Stossüberlappung aus den Tabellen entnommen. Verjüngung an den Schiffsenden findet nicht statt.

Die Bodenwrangen stehen auf jedem zweiten Spant und werden ohne Erleichterungslöcher, also voll durchgerechnet; dafür sind die Dreieckverbindungen auf den dazwischen liegenden Spanten in der Rechnung unterdrückt. Die Länge des Doppelbodens ist auf „Deutschland“ $= 0,803 \times L$, auf „Palatia“ $= 0,847 \times L$. Die Fläche der Tankdecke ist bekannt, also kann man die mittlere Breite des Tanks für beide Typen finden. Diese Breite gilt als mittlere Breite der Bodenwrangen.

Die Spantentfernung ist in den Tabellen enthalten, es lässt sich also, da auch die Länge des Doppelbodens bekannt ist, die Anzahl der Bodenwrangen finden.

Die Länge der Maschinen- und Drucklager-Fundamente und ihrer Übergänge in den normalen Doppelboden ist auf „Deutschland“ $= 0,17 \times L$, auf „Palatia“ $= 0,07 \times L$. Es wird der Einfachheit wegen angenommen, dass bei Vergrößerung der Schiffe die Maschinenlänge u. s. w. wie die Schiffslänge wächst, wenn dies auch nicht ganz zutreffend ist. Auf dieser Entfernung hat jedes Spant eine Bodenwrange. Die Breite dieser Bodenwrangen im Maschinenraum ist durchschnittlich auf „Deutschland“ $= 0,71 \times B$ und auf „Palatia“ ebenfalls $= 0,71 \times B$.

Als mittlere Höhe der Bodenwrangen soll das arithmetische Mittel der Höhen des Mittelträgers, der Seitenträger und der Randplatte am Hauptspant gelten, wenn dies auch nach den Schiffsenden zu nicht genau zutrifft.

Die Dicke ist gleich der der Seitenträger. Zuschläge für Vernietung sind nicht zu machen.

Die Länge der Winkel am Mittelträger ist durch diesen selbst bekannt. Die Abmessungen bzw. die Querschnitte der Winkel (oben zwei Stringerwinkel, unten zwei Kielschweinwinkel) sind den Tabellen entnommen. Der Zuschlag ist für Stosswinkel mit dreifacher Nietung in den Tabellen nach der Dicke des Mittelträgers gesucht und in Rechnung gestellt.

Die Länge des Winkels an der Randplatte ist durch diese selbst gegeben. Den Querschnitt findet man in den Tabellen. Der Zuschlag ist für Stosswinkel mit dreifacher Nietung nach der Blechdicke der Randplatte gewählt.

Die Länge der an der Oberkante der Seitenträger durchlaufenden Winkel ist durch die Seitenträgerlänge bekannt. Der Querschnitt steht in den Tabellen. Der Zuschlag richtet sich nach der Dicke der Seitenträger und wird der Prozentsatz für dreifach genietete Stosswinkel benutzt.

Das Gewicht der absetzenden Winkel an der Unterkante der Seitenträger berechnet sich wie bei den durchlaufenden Winkeln an der Oberkante, jedoch ohne Zuschlag für Vernietung.

Die verticalen Winkel am Mittelträger, welcher wasserdicht gedacht ist, ergeben sich aus der Anzahl der Bodenwrangen und der Höhe des Mittelträgers. Die Doppelbodenbreite überschreitet die halbe Schiffsbreite bei „Deutschland“ auf $0,54 \times L$, bei „Palatia“ auf $0,6 \times L$. Auf dieser Strecke sind nach den Vorschriften des Germanischen Lloyds zwei verticale Winkel an jeder Bodenwrange angebracht und demgemäss in Rechnung gestellt. Die auf jedem Spant stehenden Bodenwrangen im Maschinenraum fallen auf beiden Typschiffen innerhalb der Grenzen, zwischen welchen zwei verticale Winkel an jeder Bodenwrange verlangt werden. Zuschläge sind nicht zu machen. Das Profil ist das der Gegenspantwinkel.

Die Länge der verticalen Winkel an den Seitenträgern und der Randplatte ergibt sich aus der Höhe dieser Verbandteile und der Anzahl der mit ihnen verbundenen Bodenwrangen. Alle Längsträger, welche auf „Deutschland“ über $0,285 \times L$ und auf „Palatia“ über $0,33 L$ lang sind, kommen für Verticalwinkel an den im Maschinenraum hinzugefügten Bodenwrangen in Betracht. Mit einer Länge von $0,51 \times L$ bei „Deutschland“ und $0,43 \times L$ bei „Palatia“ und darüber durchziehen die Längsträger den Maschinenraum vollständig. Bei den dazwischen liegenden Längen werden entsprechend weniger Bodenwrangen getroffen und zwar, wie die graphische Ermittlung in Procenten der Gesamtzahl der im Maschinenraum eingeschobenen Bodenwrangen ergab, wie folgt:

Für „Deutschland“ und den scharfen Typ:

Anzahl der Seitenträger:	4	5	6	7	8	9
1. Träger:	100%	100%	100%	100%	100%	100%
2. „	„	„	„	„	„	„
3. „	70%	„	„	„	„	„
4. „	0%	48%	80%	„	„	„
5. „		0%	24%	61%	87%	„
6. „			0%	9%	48%	70%
7. „				0%	0%	31%
8. „					0%	0%
9. „						0%

Analog ist für „Palatia“ und den vollen Typ:

Anzahl der Seitenträger:	2	3	5	6	7	8
1. Träger:	100%	100%	100%	100%	100%	100%
2. „	„	„	„	„	„	„
3. „		„	„	„	„	„

4. Träger	100 ⁰ / ₀	100 ⁰ / ₀	100 ⁰ / ₀	100 ⁰ / ₀
5. „	63 ⁰ / ₀	„	„	„
6. „	25 ⁰ / ₀	„	„	„
7. „		0 ⁰ / ₀	„	„
8. „				0 ⁰ / ₀

Der Querschnitt ist derjenige der Längswinkel an den Seitenträgern. Zuschläge sind nicht zu machen.

Unter den Maschinen und Kesseln ist der Doppelboden noch besonders verstärkt. Die hierfür in Betracht kommende Fläche des Doppelbodens ist bei „Deutschland“ = 0,63, bei „Palatia“ = 0,22 der Tankdecke. Nach einer Überschlagsrechnung und Schätzung beträgt diese Verstärkung (im Maschinenraum mehr, unter den Kesseln weniger) durchschnittlich wenigstens 20⁰/₀ der dort anderenfalls vorhandenen Verbände. Der für die Verstärkung zu machende Zuschlag ergibt sich danach für „Deutschland“ zu 12,6⁰/₀ rd. 13⁰/₀ des Gesamtgewichts und für „Palatia“ zu 4,4 rd. 5⁰/₀. Diese Zahlen sollen für die bezüglichen Vergrösserungen benutzt werden, auch wenn sie nicht genau richtig sind.

Bei Feststellung der eventuellen Abzüge für grösseres Reservedeployment rechnen als Längsverbände: die Tankdecke, der Mittelträger, die Seitenträger, die Randplatte und die durchlaufenden Längswinkel, als Querverbände: die Bodenwrangen und die verticalen Winkel. Zum Schluss sind für Nietköpfe 3¹/₂⁰/₀ addiert. (Hütte II Seite 284.)

Querspanten: Für die Rechnung gilt zur Vermeidung zu weit gehender Complication abweichend von der Bauart der Typschiffe die Annahme, dass die Spanten durchweg aus Spant- und Gegenspantwinkel bestehen und gleiche Entfernung haben. Der Querschnitt der Spant- und Gegenspantwinkel sowie die Spantentfernung sind den Tabellen entnommen.

Die Fläche der Aussenhaut bis zum Sturmdeck ist bekannt, man kann also durch Division mit der Spantentfernung annähernd die laufenden m Spant und Gegenspant, also auch ihr Gewicht errechnen.

Die Querschnittsverringerung der Spantwinkel an den Schiffsenden von Quernummer 20 bis zur letzten in den Vorschriften des Germanischen Lloyds vorhandenen variiert zwischen 0⁰/₀ (bei Q = 30,3) und 20⁰/₀ (bei Q = 25,1), ohne dass sich eine Gesetzmässigkeit in der Abnahme erkennen liesse. Eine systematische Verjüngung an den Enden ist jedoch durchaus angebracht und wird hierfür unter Berücksichtigung einer Erleichterung von etwa ¹/₄ bis ¹/₃ der Gesamtlänge der Spantwinkel 3⁰/₀ des Gewichts in Abzug gebracht.

Für die Stosswinkel und Bodenwrangen vor und hinter dem Doppelboden wird bei „Deutschland“ eine Gewichtsvermehrung von 7¹/₂⁰/₀, bei „Palatia“ von 7⁰/₀ für angemessen gehalten. Für die vergrösserten Schiffe soll, um den schwereren Profilen gerecht zu werden, dieser Zuschlag bei 20 m Breite 7¹/₂⁰/₀, bei 30 m Breite 10⁰/₀ und bei 40 m Breite 12¹/₂⁰/₀ betragen.

Als Ersatz für das Gewicht der Rahmenspanen, welche teilweise anstatt schwerer Raumbalken vorhanden sind, und der Kimmstützplatten wird nach Überschlag und Schätzung 40% des Spant- und Gegenspantgewichts hinzugeschlagen.

Der für den Querverband gestattete Abzug für grösseres Reservedeployment ist gemacht. Schliesslich werden $3\frac{1}{2}\%$ für Nietköpfe addiert.

Stringer: Bei zunehmender Höhe der Schiffe musste zur Sicherung des Querverbandes und zur rationellen Einteilung des Raumes die Anzahl der Decks*) über diejenige der Typschiffe hinaus vermehrt werden.

Die Querschnitte der Stringer mittschiffs unter Voraussetzung einer Beplattung der Decks, sowie die Abzüge nach Gewichtsprocenten für die Verjüngung an den Enden, sind in den Tabellen zusammengestellt.

Als Länge der Decks mit Ausnahme des Promenadendecks wird die Länge des Schiffs zwischen den Perpendikeln gerechnet. Die Länge des Promenadendecks ist auf „Deutschland“ = $0,75 L$, auf „Palatia“ = $0,295 \text{ rd. } 0,3 \times L$.

In Ermangelung genauerer Daten ist die Länge der Seitenstringer im Raum gleich der Schiffslänge gerechnet, obgleich dies mit der Wirklichkeit nicht übereinstimmt. Der Gewichtsüberschuss dient zur Compensation für nicht berücksichtigte kleinere Gewichte wie z. B. die querschiffs stehenden Enden der Befestigungswinkel der Stringer an der Aussenhaut.

Die Zwischenstringer zwischen den Decks über 2,44 m Höhe sind unter der Annahme fortgelassen, dass die Aussenhaut und die Spanten allmählich stark genug geworden sind, um ein wenig grössere nicht weiter unterstützte Flächen dem Wasser aussetzen zu können.

Da die Stringerbreiten für das Haupt- und Zwischendeck von der Innenkante Gegenspant gemessen angegeben sind, so ist der zwischen den Spanten liegende Teil derselben zur Festsetzung des ganzen Stringergewichts noch zu addieren. Nach gemachtem Überschlag beträgt diese Gewichtsvermehrung durchgängig ohne grossen Fehler 15 %.

Der Hauptdeckstringer ist im Einklang mit den Vorschriften des Germanischen Lloyds 1900 Seite 64 und 65, je nach dem L/B grösser als 8 oder $L/10H'$ grösser als 1 ist, nach dem grösseren sich ergebenden Wert auf die halbe Schiffslänge verstärkt. Der für L/B zu machende Zuschlag wächst bei $L/B = 8$ und unter $8\frac{1}{2}$ mit $1/10$ beginnend für jedes weitere $\frac{1}{2} B$ mehr um ein weiteres $1/10^{**}$; der Wert von $L/10H'$ giebt mit 1 verglichen direct die Vermehrung an.

*) Die Bezeichnungen der Decks sind von oben beginnend: Promenaden-, Sturm-, Haupt-, Zwischen-, Unter- und Orlopdeck. Sind mehr Decks nötig, so wird eine entsprechende Zahl Zwischen- und Unterdecks eingeschoben.

***) Zur grösseren Bequemlichkeit diene die folgende Tabelle:

L/B	Verstärkung	L/B	Verstärkung
8 und unter $8\frac{1}{2}$	0,1	$14\frac{1}{2}$ und unter 15	1,4

Der Zuschlag für die Stösse der Stringer ausser auf dem Promenadendeck und im Raum ist für vierfache (bei „Palatia“ dreifache) Kettennietung mit doppelten Stossblechen nach den betreffenden Blechdicken aus den Tabellen entnommen.

Der Stringer auf dem Promenadendeck hat 0,8 des Querschnitts und gleiche Verjüngung wie der Sturmdeckstringer. Zur Bestimmung des Zuschlags wird dreifache Kettennietung mit doppelten Stossblechen über den Stössen (bei „Palatia“ dreifache Kettennietung mit einfachen Stossblechen) vorausgesetzt.

Die durch die Rahmenspannen unterbrochenen Seitenstringer im Raume werden vom halben Querschnitt des auf dem untersten beplatteten Deck befindlichen Stringers angenommen. Ein Abzug für Verjüngung und ein Zuschlag für Nietverbindung sind hier nicht zu machen.

Die Stringerwinkelquerschnitte für das Hauptdeck und die übrigen Decks finden sich in den Tabellen, ebenso die Winkel am Seitenstringer im Raum. Zur Vereinfachung der Rechnung wird als Befestigungswinkel des Seitenstringers im Raum mit der Aussenhaut statt des Gegenspantwinkels der Stringerwinkel für die unteren Decks angesehen. Der Unterschied ist unbedeutend.

Die Anzahl der Stringerwinkel geht aus den gezeichneten Hauptspannen hervor. Für die durchlaufenden Winkel ist der Zuschlag für Stosswinkel mit dreifacher Vernietung nach der Dicke der betreffenden Stringerplatten gewählt. Der für höheres Reservedeplacement gestattete Abzug ist gemacht. Zum Schluss sind $3\frac{1}{2}\%$ für Nietköpfe addiert.

Beplattung der Decks: Die Dicke der Beplattung der Decks geregelt nach $QL \times L/10H'$ ergibt sich aus den Tabellen, ebenso die Abzüge in Gewichtsprocenten für die Verjüngung an den Enden.

Von den Deckflächen werden die Flächen der Stringer, sowie die Öffnungen der Maschinen- und Kesselraumschachte und auf „Deutschland“ noch der Salonlichtschacht abgezogen. Die kleineren Öffnungen sind nicht berücksichtigt und dienen mit als Ausgleich für die Säule und lokale Verstärkungen z. B. unter den Hilfsmaschinen.

Auf „Deutschland“ betragen die ganzen Deckflächen:

des Promenadendecks	= 0,690	$L \times B$	und nach Abzug der	= 0,615	$L \times B$
„ Sturmdecks	= 0,855	„	grösseren Öffnungen	= 0,782	„
„ Hauptdecks	= 0,825	„	„	= 0,743	„
„ Zwischendecks	= 0,790	„	„	= 0,675	„
„ Unterdecks	= 0,750	„	„	= 0,456	„
„ Orlopdecks	= 0,715	„	„	= 0,340	„

L/B	Verstärkung	L/B	Verstärkung
$8\frac{1}{2}$ und unter 9	0,2	$15\frac{1}{2}$ und unter 16	1,6
$9\frac{1}{2}$ „ „ 10	0,4	$16\frac{1}{2}$ „ „ 17	1,8
$10\frac{1}{2}$ „ „ 11	0,6	$17\frac{1}{2}$ „ „ 18	2,0
$11\frac{1}{2}$ „ „ 12	0,8	$18\frac{1}{2}$ „ „ 19	2,2
$12\frac{1}{2}$ „ „ 13	1,0	$19\frac{1}{2}$ „ „ 20	2,4
$13\frac{1}{2}$ „ „ 14	1,2	20 „ „ $20\frac{1}{2}$	2,5

Analog auf „Palatia“ die Flächen:

des Promenadendecks	= 0,286 L×B	und nach Abzug der	= 0,270 L×B
„ Sturmdecks	= 0,893 „	grösseren Öffnungen	= 0,866 „
„ Hauptdecks	= 0,877 „	„ „	= 0,831 „
„ Zwischendecks	= 0,860 „	„ „	= 0,813 „
„ Unterdecks	= 0,833 „	„ „	= 0,615 „
„ Orlopdecks	= 0,096 „	„ „	= 0,096 „

Für die abzuziehenden Stringerflächen sind die Flächenprocente der Stringer, um welche sich das Product aus Mittschiffsbreite und Länge für die Verjüngung an den Enden verringert, für alle Decks in den Tabellen zusammengestellt.

Zur Wahl der Zuschläge ist die Vernietung der Längsnähte überlappt doppelt im Zickzack und die der Stösse ebenfalls überlappt aber mit vierfacher („Palatia“ dreifacher) Kettennietung in allen Decks mit Ausnahme des Hauptdecks, dessen Stösse doppelte Stossbleche und dreifache Kettennietung erhalten, gedacht.

Der eventuelle Abzug für grösseres Reservereplacement ist gemacht. Schliesslich sind $3\frac{1}{2}\%$ für Nietköpfe addiert.

Deckbalken: Die Deckbalken werden voll durchgerechnet als Ausgleich für nicht berücksichtigte Lukbalken, Schlingen, lokale Verstärkungen z. B. unter den Hilfsmaschinen und für die Kniee bezw. Knieplatten.

Bei den beplatteten Decks liegt auf jedem Spant ein Balken. Durch Division der bekannten Deckflächen durch die Spantentfernung wird die Anzahl der laufenden m Deckbalken angenähert gefunden. Bei den II. und III. Unterdecks und den Orlopdecks, in denen Rahmenspanten einen Teil der Deckbalken ersetzen, sind die Deckflächen nach Abzug der grösseren Öffnungen als für Deckbalken in Betracht kommend gesetzt.

Die passenden Balkenquerschnitte sind nach der Schiffsbreite geordnet in den Tabellen enthalten.

Die Procentsätze der Deckflächen, deren Breite unter $\frac{3}{4} B$ und für welche daher ein Balkenprofil von etwa 0,85 des normalen Querschnitts angewandt werden darf, beträgt auf „Deutschland“:

im Hauptdeck	12 $\frac{3}{4}\%$
„ Zwischendeck	16 $\frac{1}{3}\%$
„ Unterdeck	19 $\frac{1}{2}\%$
„ Orlopdeck	22 %

und auf „Palatia“:

im Hauptdeck	9 $\frac{1}{4}\%$
„ Zwischendeck	10 $\frac{1}{2}\%$
„ Unterdeck	11 $\frac{1}{2}\%$
„ Orlopdeck	23 %

Auf dem Promenaden- und Sturmdeck findet eine Verjüngung des Deckbalkenprofils an den Schiffsenden nicht statt.

Für die Laschungen, welche bei grösseren Schiffsbreiten teilweise notwendig sind, wird in Anbetracht einer verfügbaren Balkenlänge von nur 12 bis 14 m ein gewisser Zuschlag für nötig gehalten. Um nun die Rechnung nicht zu sehr zu complicieren, sind nach Überschlag und Schätzung für die Deckbalken bis incl. 60 qcm Querschnitt: $0,8 \times 16\%$ (Zuschlag für Material von 10—14 $\frac{1}{2}$ mm durchschnittlicher Dicke bei vierfacher Kettennietung und doppelten Stossblechen) = 12,8% rd. 13% und über 60 qcm Querschnitt: $0,8 \times 19\%$ (Analoger Zuschlag für Material von 15—31 $\frac{1}{2}$ mm durchschnittlicher Dicke) = 15,2 rd. 15% als angemessen festgesetzt und zugeschlagen worden.

Der Abzug für eventuelles grösseres Reserve-Displacement ist gemacht und zum Schluss 3 $\frac{1}{2}\%$ für Nietköpfe addiert. Dieser Zuschlag ist für Deckbalken zweifellos zu gross. Dem Verfasser sind jedoch keine zuverlässigen Daten über die Variation des Zuschlags für Nietköpfe bei den verschiedenen Verbandteilen bekannt.

Deckstützen: Zur Berechnung des Gewichts der Deckstützen ist der mittlere Querschnitt derselben zwischen allen Decks und im Raum für eine Rauntiefe von 12,8 m nach der Schiffsbreite geordnet in den Tabellen enthalten. Für grössere Rauntiefen ist zur Vereinfachung der Rechnung angenommen, dass der Querschnitt mit der Rauntiefe wächst*), obgleich dies nicht ganz zutreffend ist. Der so gefundene Querschnitt multipliziert mit der Rauntiefe + Sturmdeckhöhe giebt dann den Inhalt einer Stütze für die vorliegende Gewichtsberechnung.

Bei „Deutschland“ steht auf etwa je 34 qm der Fläche des Unterdecks eine Deckstütze im Raum, auf den „Palatia“-Skizzen sind keine Deckstützen angegeben. Die Verlängerung durch den Sprung, die Befestigung und besondere Abstützungen im Maschinen- und Kesselraum sind nun dadurch berücksichtigt, dass bei beiden Typen auf je 30 qm Unterdeckfläche eine Deckstütze gerechnet wird. Abzüge und Zuschläge sind nicht zu machen.

*) Nach den Vorschriften des Germanischen Lloyds ist für eine Schiffsbreite von 19,8 bis 21,95 m

der Durchmesser der Deckstützen zw. H.D. und St.D. =	8,2 cm,	Querschnitt =	52,8 qcm
„ „ „ Z.D. „ H.D. =	8,8 „	„	= 60,8 „
„ „ „ U.D. „ Z.D. =	9,4 „	„	= 69,4 „
„ „ „ O.D. „ U.D. =	10,0 „	„	= 78,5 „
			261,5 qcm

Nun ist			
für eine Rauntiefe	= 10,36—10,67 m	11,58—11,89 m	12,50—12,80 m
Durchm. d. Deckst. im Raum	11,4 cm	13,0 cm	14,2 cm
Querschnitt	102,1 qcm	132,7 qcm	158,4 qcm
Summe d. Querschn. zw. d. Decks	261,5 „	261,5 „	261,5 „
Zusammen	363,6 qcm	394,2 qcm	419,9 qcm

Es verhalten sich also
 die Rauntiefen wie . 100 zu 112 zu 121
 und die Summen der Querschn. wie 100 zu 109 zu 116

Wasserdichte Schotte: Für die Berechnung des Gewichts der wasserdichten Schotte unter dem Hauptdeck ist angenommen, dass die Längsschotte mit der Schiffslänge, die Querschotte mit der Schiffsbreite variieren. Auf „Deutschland“ beträgt die Länge der wasserdichten, bis zum Zwischendeck reichenden Längsschotte auf dem Unterdeck gemessen $1,06 \times L$, die Länge der bis zum Hauptdeck reichenden, auf dem Zwischendeck gemessenen Querschotte $13 \times B$. Auf „Palatia“ misst analog die Länge der Längsschotte $0,59 \times L$ und die der Querschotte $7,47 \times B$. Bei dem Aufmessen sind Schotte, welche nur bis an das Unter- bzw. Orlopdeck hinaufreichen, entsprechend berücksichtigt.

Das Gewicht der Querschotte ist ferner, da mit der Länge des Schiffes des besseren Verbandes und der Raumeinteilung wegen die Anzahl derselben steigt, noch in dem Verhältnis der Schiffslängen vermehrt. Hierbei sind für den vollen Typ 140 m und für den scharfen 200 m als Grundmasse benutzt. In betreff der Längsschotte ist zum Ausgleich angenommen, dass die Zahl derselben mit vergrößerter Schiffsbreite nicht zunimmt. Die so gefundenen Längen geben, um für den Sprung des Schiffes und kleinere, nicht mitgemessene Schottteile zu compensieren, für die Längsschotte mit der Höhe von Oberkante Kiel bis zum Zwischendeck und für die Querschotte bis zum Hauptdeck multipliziert die für die Gewichtsbestimmung massgebenden Schottflächen.

Als Schottdicke der Querschotte wird die mittlere vom Germanischen Lloyd vorgeschriebene Dicke zwischen allen Decks angenommen. Das Gewicht der Versteifungsprofile ist entsprechend den Vorschriften der obigen Classificationsgesellschaft für die Versteifung verstärkter Schotte berechnet und in Gewichtsprocenten der zugehörigen Beplattung (ohne Zuschläge) nach der Raumtiefe geordnet ebenso wie die mittlere Dicke der Platten selbst in den Tabellen zusammengestellt.*)

*) Raumtiefe bis:	11,89 m	12,8 m	13,4 m	14,02 m
Dicke der Platten zw. H.D. u. Z.D.	7 mm	7 mm	7 mm	7 mm
„ „ Z.D. u. U.D.	8 mm	8 mm	8 mm	8 mm
„ „ U.D. u. O.D.	8 ^{1/2}	8 ^{1/2}	8 ^{1/2}	8 ^{1/2}
„ „ oben im Raum	9	9 ^{1/2}	10	10 ^{1/2}
„ „ unten „	10 ^{1/2}	11 ^{1/2}	12	12 ^{1/2}
Summe	43 mm	44 ^{1/2} mm	45 ^{1/2} mm	46 ^{1/2} mm
Mittlere Dicke	8,6 „	8,9 „	9,1 „	9,3 „
multipl. mit 76 cm, der Entfernung der verticalen Absteifungen	65,4 qcm	67,7 qcm	69,2 qcm	70,7 qcm
Versteifungsprofile zw. H.D. u. Z.D.	12,6 „	12,6 „	12,6 „	12,6 „
„ „ Z.D. u. U.D.	27,0 „	27,0 „	27,0 „	27,0 „
„ „ U.D. u. O.D.	30,6 „	30,6 „	30,6 „	30,6 „
„ „ oben im Raum	69,8 „	86,7 „	107,0 „	132,0 „
„ „ unten „	69,8 „	86,7 „	107,0 „	132,0 „
Summe	209,8 qcm	243,6 qcm	284,2 qcm	334,2 qcm
Mittlerer Querschnitt	42,0 „	48,7 „	56,8 „	66,8 „
Der mittlere Querschnitt der Versteifungsprofile ist daher von dem mittleren Querschnitt des Schottblechs	64,3 %	72 %	82 %	94 ^{1/2} %

Diese Zuschlagsprocente gelten für Schiffe mit normalem Tiefgang, also bei denen $\frac{\text{Deplacement}}{\text{Inhalt bis H.D.}} = 0,6 \text{ bis } 0,7$ beträgt. Ist dieser Wert geringer als 0,6 so kann auch, um die Schotte nicht über ihren Zweck hinaus schwer zu machen, die Dicke und Versteifung entsprechend erleichtert werden. Dieser Gesichtspunkt ist in dem vorliegenden Falle von besonderer Wichtigkeit, weil die Höhe, also das Reservedeplacement bei der successiven Vergrößerung der Schiffe mit der Breite schnell zunimmt. Da jedoch der Tiefgang 10 m nicht überschreitet, also der auszuhaltende Wasserdruck nicht mit der Raumtiefe weiter wächst und die grösseren Schiffe in Folge der besseren Aufteilung des Raums beim Volllaufen einiger Räume verhältnismässig weniger weit wegsinken als die kleineren, wird in diesem Falle eine mit der Raumtiefe zunehmende Verstärkung der Schotte für über das Mass des Notwendigen hinausgehend gehalten. Ferner nimmt mit wachsendem Reservedeplacement die Anzahl der Decks zu, während die Deckshöhe annähernd dieselbe bleibt, also eine verhältnismässig viel wirksamere Unterstützung der Schotte eintritt.*) Die Tragkraft der Versteifung variiert umgekehrt wie die Entfernung der Stützpunkte. Der Procentsatz der Unterstützungen könnte also bei gleicher Festigkeit für den Fall $H = 28,5$ m etwa die Hälfte von dem Wert betragen, den er bei Vergrößerung des Falls $H = 13,6$ m ohne Vermehrung der Decks haben müsste. Diese letzteren Werte sind in den Tabellen als Fortsetzung der vom Germanischen Lloyd gegebenen zusammengestellt. Weil jedoch die Schotte neben ihrer Function als wasserdichter Abschluss auch zu der Festigkeit des Verbandes nicht unerheblich beizutragen haben, wird eine Erleichterung, welche etwas geringer als nach obigen Auseinandersetzungen zulässig ist, für angemessen erachtet. Die Raumtiefe wird daher zur Bestimmung der Plattendicke und des Zuschlags für die Versteifung herabgesetzt und zwar:

*) Schiffsbreite	20 m	30 m	40 m
Seitenhöhe des scharfen Typs	13,6 m	19,8 m	28,5 m
Deplacement			
Inhalt bis H.D.	0,692	0,475	0,330
Die Deckshöhen, also die Abstände der Unterstützungen der Schotte sind:			
	2,8 m	2,8 m	2,9 m
	2,5 m	2,8 m	2,9 m
	2,4 m	2,8 m	2,9 m
	4,2 m	2,6 m	2,9 m
	—	2,6 m	2,9 m
	—	4,2 m	2,5 m
	—	—	2,5 m
	—	—	6,6 m
Mittlerer Abstand	2,98 m	2,97 m	3,26 m
Mittlerer Abstand 0,22	0,15	0,114
Schiffshöhe			

bei	$\frac{\text{Displacement}}{\text{Inhalt bis H.D.}}$	= 0,5	und unter 0,6	um 10 %
	„	= 0,4	„ „	0,5 „ 20 %
	„	= 0,3	„ „	0,4 „ 30 %

Für die Längsschotte, welche nur bis zum Zwischendeck reichen, ist der Wert, welcher die mittlere Dicke der Schotte bis zum Hauptdeck angiebt, zu erhöhen. Diese Erhöhung nimmt mit dem Verhältnis der Höhe des Hauptdecks zur Schiffshöhe ab und ergibt sich nach Überschlag und Abrundung:

bei den Schiffen mit B = 20 m	zu rund	4 $\frac{1}{2}$ %
„ „ B = 30 m	„ „	3 %
„ „ B = 40 m	„ „	2 %
bei „Palatia“ also B = 15,85 m	„ „	6 $\frac{1}{2}$ %

Für die Befestigung der Versteifung wird nach Überschlag und Abrundung 15 % des Gewichts der Versteifungsprofile angesetzt.

Zur Feststellung der Zuschläge für die Vernietung der Platten sind sowohl die Längs- als auch die Quernähte überlappt und doppelt zickzack genietet angenommen. Schliesslich wurden für Nietköpfe 3 $\frac{1}{2}$ % addiert.

Aufbauten und Schotte über dem Hauptdeck: Die Veränderung der Schotte und Aufbauten über dem Hauptdeck erfolgt für die Längsschotte nach L und für die Querschotte nach B. Wie bei den wasserdichten Schotten ist auch hier das Gewicht der Querschotte im Verhältnis der Länge erhöht und zwar von 140 m beim vollen und von 200 m beim scharfen Schiffstyp als Einheit ausgehend. Wenn auch hierdurch für die Querschotte ein etwas zu grosses Gewicht resultieren wird, da die Raumlängen mit der zunehmenden Schiffslänge gewöhnlich etwas mitwachsen, so gleicht sich dieses Plus dadurch wieder zum Teil aus, dass das Gewicht der Längsschotte als unabhängig von der vermehrten Breite angesehen wird.

Das Aufmass ergab auf „Deutschland“ die Länge der Längsschotte = 5,04×L und die der Querschotte = 37,8×B, auf „Palatia“ Längsschotte = 2,36×L und Querschotte = 11,1×B. Diese Längen mit der Deckhöhe multipliziert geben die betreffenden Schottflächen. Die Dicke derselben befindet sich in den Tabellen.

Für die Längs- und Quernähte wird Überlappung mit doppelter Kettennietung angenommen und sind die Zuschläge hierfür addiert. Die Versteifung und Befestigung ergibt sich nach einer Überschlagsrechnung zu rund 40 % des Plattengewichts ohne Zuschläge. Zum Schluss sind 3 $\frac{1}{2}$ % für Nietköpfe hinzugefügt.

Schwere Gussstücke: Das Gewicht der Steven und des Ruders wird hauptsächlich durch L, B und H beeinflusst.

Auf „Deutschland“ wiegt: der Vorsteven	7,8 t
der Hintersteven	82,0 t
das Ruder	27,0 t

116,8 t rund 117 t

Der Hinterstevan der „Palatia“ wiegt:	35,0 t
Mit „Deutschland“ proportional müssten wiegen:	
	der Vorstevan 3,3 t
	und das Ruder 11,5 t
	<hr/> 49,8 t rund 50 t

Diese Gewichte auf $L \times B \times H$ bezogen, giebt:

$$\text{für „Deutschland“ } \frac{117}{55300} = 0,002115 \text{ t pro cbm } L \times B \times H$$

$$\text{für „Palatia“ } \frac{50}{23700} = 0,002110 \text{ t „ „ „}$$

Diese Übereinstimmung ist auffällig, da für die „Deutschland“ mit ihrer verhältnismässig viel grösseren Maschinenkraft ein höherer Wert erwartet werden konnte. In Ermangelung einer besseren Beziehung soll, zumal die Beträge verhältnismässig klein ausfallen, das Gewicht der schweren Stahlgussstücke für den vollen Typ mit $L \times B \times H \times 0,00211$ t berechnet werden. Bei dem scharfen Typ ist das auf dieselbe Art gefundene Gewicht, mit Rücksicht auf die kräftigere Ausbildung des Hinterstevens an und für sich und darauf, dass man zur rationellen Abgabe der grossen Maschinenstärken bald zu drei Schrauben übergehen wird, noch um 10 % des Ganzen erhöht.

Das Restgewicht besteht, wie bereits gesagt, aus dem zur Verwendung kommenden Holz und Befestigungsmaterial, Cement, Farbe, den in der Gewichtsberechnung des Stahlmaterials nicht berücksichtigten kleineren Platten, Winkeln und Schmiedestücken, dem inneren Ausbau, der Deckeinrichtung, den betriebsfertigen Ausrüstungsgegenständen, der Mannschaft mit Wasser und Proviant u.s.w.

Es soll nun angenommen werden, dass dieses Restgewicht wie die Fläche der zum Wohnen und zur Communication benutzten Decks variiert. Das Gewicht der Deckbeplankung und der Einrichtungen für Passagiere wird bei ähnlichen Schiffen nicht erheblich pro qm Deckfläche von einander abweichen. Die Deckeinrichtung und die Ausrüstungsgegenstände halten teils mit der Anzahl der Passagiere, also wieder den Deckflächen, Schritt, teils sind sie von der absoluten Grösse des Schiffes abhängig. Da dem Verfasser keine ins Einzelne gehenden Gewichte der Typschiffe bekannt sind, welche für sich besonders nach den verschiedenen Grundmassen ($L \times B$), ($L \times B \times H$) und anderen variiert werden könnten, so erscheint die hier gewählte Annäherung als die im Grossen und Ganzen am besten passende. Eine Ableitung von dem Displacement und auch von ($L \times B \times H$) allein würde in dem vorliegenden Falle bestimmt unrichtigere Resultate ergeben.

Zur Ermittlung der Constanten folgt eine Zusammenstellung des Gewichts des Stahlmaterials der Typschiffe berechnet nach den vorstehenden Grundsätzen und Annahmen.

Verbandteil	„Deutschland“	„Palatia“
Aussenhaut	2180 t	1027 t
Doppelboden	1110 t	391 t
Querspanten	1034 t	538 t
Stringer	1084 t	408 t
Deckbeplattung	942 t	454 t
Deckbalken	1188 t	465 t
Deckstützen	99 t	40 t
Wasserdichte Schotte	791 t	260 t
Aufbauten u.s.w.	510 t	106 t
Schwere Gussstücke	117 t	50 t
Berechnetes Stahlgewicht	9055 t	3739 t
Gesamtgewicht	11710 t	4955 t
Also Restgewicht	2655 t	1216 t
Stahlgewicht	0,774	0,754
Gesamtgewicht		

In den Berechnungen der vorstehenden Gewichte liegt den Zuschlagsprocenten für die Vernietung die vermehrte Plattengrösse zu Grunde. Es muss aber, da die betreffenden Daten nicht bekannt sind, angenommen werden, dass die „Deutschland“ und namentlich die „Palatia“ aus durchschnittlich kleineren Platten zusammengebaut sind, als diejenigen, auf welche sich die Berechnung der Gewichtsprocente bezieht. Daher wird nach Überschlag und Schätzung*) eine Berichtigung des Stahlgewichts bei „Deutschland“ mit 4 % und bei „Palatia“ mit 6 % Zuschlag für angemessen gehalten, um dem wirklichen Gewicht, welches dem Verfasser leider nicht bekannt ist, näher zu kommen und um keine zu hohen Werte für die Gewichtscoefficienten der Deckflächen zur Aufindung des Restgewichts zu erhalten.

Danach beträgt das wirkliche Stahlgewicht für:

„Deutschland“	9055 t	und	„Palatia“	3739 t
+ 4%	+ 362 t		+ 6%	+ 225 t
	<u>9417 t</u>			<u>3964 t</u>

Also das corrigierte Restgewicht zur Bestimmung des Gewichtscoefficienten

für „Deutschland“	11710 t	und	„Palatia“	4955 t
	— 9417 t			— 3964 t
	<u>2293 t</u>			<u>991 t</u>

*) z.B. für die Längsverbände der „Deutschland“:
bei 7 m statt 8 m Plattenlänge rd. $12\frac{1}{2}\%$ von 19% Zuschlag = rd. $2\frac{1}{2}\%$
und bei 1,3 m statt 1,6 m Plattenbreite rd. 19% von 10% „ = rd. $2\frac{0}{10}\%$
zusammen $4\frac{1}{2}\%$

für die Längsverbände der „Palatia“:
bei 6 m statt 8 m Plattenlänge rd. 25% von 15% Zuschlag = $3\frac{3}{4}\%$
und bei 1,2 m statt 1,6 m Plattenbreite rd. 25% von 10% „ = $2\frac{1}{2}\%$
zusammen $6\frac{1}{4}\%$

Die in Betracht kommenden Deckflächen nach Abzug der grösseren Öffnungen sind folgende:

„Deutschland“	„Palatia“
Promenadendeck = 2530 qm	Promenadendeck = 599 qm
Sturmdeck = 3220 qm	Sturmdeck = 1925 qm
Hauptdeck = 3060 qm	Hauptdeck = 1845 qm
Zwischendeck = 2780 qm	Zwischendeck = 1805 qm
1/2 Unterdeck = 940 qm	Unterdeck = 1365 qm
1/2 Orlopdeck = 700 qm	
13230 qm	7539 qm

Also Coefficient = $\frac{2293}{13230} = 0,173$ t pro qm und $\frac{991}{7539} = 0,132$ t pro qm.

Die Verschiedenheit der Deckhöhe, welche für die Kammerschotte z. B. von Einfluss ist, soll nicht in Betracht gezogen werden.

Bei der grossen Verschiedenheit von L/B ist es, trotz der im Sinne des Germanischen Lloyds angebrachten Verstärkungen, unwahrscheinlich, dass die Verbände bei allen Schiffen gleichmässig bis an die erlaubte Grenze beansprucht werden. Es wird in dem einen Schiff das Stahlmaterial womöglich überanstrengt, in dem anderen nicht genug belastet sein. Im ersten Fall ist das Schiffsgewicht zu gering, im zweiten zu gross. Eine solche Verschiedenheit ist aber im Interesse eines einwandfreien Vergleichs zu beseitigen und bei allen Schiffen annähernd gleiche Festigkeit herzustellen. Hierzu ist es nötig, zunächst die Schiffe auf ihre Festigkeit also auf ihren Widerstand gegen Deformation hin zu untersuchen.

Über die Beanspruchung und die Festigkeit der Schiffe ist viel verhandelt und geschrieben worden. Die diese Fragen behandelnden Litteraturstellen inhaltlich erschöpfend zu recapitulieren, um daran den Entwicklungsgang des Festigkeitsproblems zu zeigen, würde hier viel zu weit führen. Ein kurzer Überblick aber über die Resultate der wichtigeren Abhandlungen, welche in die äusserst komplizierten Vorgänge der Beanspruchung eines Schiffes in See Licht zu bringen suchen, erscheint jedoch zur richtigen Wahl der hier zu benutzenden Prüfungsmethode angebracht.

Die älteren Arbeiten von: Hoste¹⁾, Bouguer²⁾, Duhamel³⁾, Euler⁴⁾, Juan⁵⁾, Seppings⁶⁾, Young⁷⁾, Dupin⁸⁾, Annesley⁹⁾, Korth¹⁰⁾, Henwood¹¹⁾, Hedderwick¹²⁾, Creuze¹³⁾, Fincham¹⁴⁾, Murray¹⁵⁾, Prömmel¹⁶⁾ und Fréminville¹⁷⁾ sind für den

¹⁾ P. Paul Hoste, *Théorie de la construction des vaisseaux . . . etc.* Lyon 1697, Seite 94 und 142. Königl. Bibliothek Berlin Hz. 17545.

²⁾ Bouguer, *Traité du navire, de sa construction et de ses mouvemens.* Paris 1746, Seite 151, 153, 157, 159, 170. Dies ist ohne Frage das classische Werk der damaligen Epoche.

³⁾ Duhamel du Monceau, *Éléments de l'architecture navale . . . etc.* Paris 1758 übersetzt von C. G. D. Müller 1791, Seite 116 und 117.

⁴⁾ Leonhard Euler, *Théorie complète de la construction et de la manoeuvre de vaisseaux.* Paris 1776 übersetzt von Henry Watson, London 1790, Seite 11 und 14.

heutigen Stand des Schiffbaus zu veraltet, um ein Eingehen auf dieselben zu rechtfertigen. Ausserdem bewegen sich diese Autoren in ihren Erörterungen der Beanspruchung und der Festigkeit des Schiffskörpers mit wenigen Ausnahmen in allgemeinen Wendungen. Es ist jedoch sehr interessant zu verfolgen, wie sich mit der Zeit die heute zu Recht bestehenden Anschauungen über die Beanspruchung und Festigkeit bildeten.

Der um die Mitte der sechziger Jahre beginnende Übergang vom Holz- zum Eisenschiffbau drängte dazu, sich über die Festigkeit der eisernen Schiffskörper Klarheit zu verschaffen; einerseits, da jede Erfahrung fehlte, um sich Rechenschaft über ihre allgemeine Sicherheit im Betriebe abzulegen, andererseits, um das kostspieligere Material möglichst vorteilhaft auszunutzen.

Als Begründer der zur Zeit noch geltenden Berechnungsart der Spannungen im Schiffskörper ist wohl Rankine*) anzusehen. Er betrachtet das Schiff als rechteckigen hohlen Träger, welcher in der Mitte auf einem bewegungslosen Wellenberg ruht, an den äussersten Enden jedoch nicht unterstützt ist und giebt als grösstes Biegemoment $\text{Deplacement} \times \text{Länge}$ dividiert durch 20 an. Die Wellenlänge ist gleich der Schiffslänge. Für die nach der damals bereits

Fortsetzung der Noten von der vorhergehenden Seite:

⁵⁾ Georges Juan, Examen maritime, théorie et pratique . . . etc. 1771 übersetzt von Levêque, Nantes 1783. Eingehende und präzisere Behandlung der Festigkeitsfrage. Das Biegemoment wird angenähert. Seite 305 wird schon gesagt, dass die Beanspruchung wie die vierte Potenz der linearen Dimensionen, die Verbände (force des bois) aber nur mit der dritten Potenz wachsen. Je grösser die Schiffe werden, desto mehr muss verhältnismässig bei gleicher Beanspruchung die Breite steigen.

⁶⁾ Robert Seppings, On a new principle of constructing His Majesty's ships of war. Philosophical Transactions of the Royal society of London 1814, Seite 285. Königl. Bibliothek Ab. 3202.

⁷⁾ Thomas Young M. D. Remarks on the employment of oblique riders . . . etc. Philosophical Transactions of the Royal society of London 1814, Seite 303. Königl. Bibliothek Berlin Ab. 3202. Überraschend objective Beurteilung von Seppings Neuerungen.

⁸⁾ Dupin, Mémoires sur la marine et les ponts . . . etc. Paris 1818, Seite 354. Königl. Bibliothek Berlin Hz. 22645.

⁹⁾ Will. Annesley, A new system of naval architecture. London 1822, Seite 22, 23 u. 28.

¹⁰⁾ I. W. D. Korth, Die Schiffbaukunst . . . etc. Berlin 1826, Seite 82.

¹¹⁾ W. Henwood, On the means of preventing ships from arching. Papers on naval architecture . . . etc. Heft VII. London Januar 1829, Seite 273.

¹²⁾ Peter Hedderwick, A treatise on marine architecture . . . etc. Edinburgh 1830, Seite 169.

¹³⁾ Aug. F. B. Creuze, Treatise on the theory and practice of naval architecture. Edinburgh 1840, Seite 78.

¹⁴⁾ John Fincham, An outline of shipbuilding. London 1852, part II Seite 64.

¹⁵⁾ Andr. and Rob. Murray, Shipbuilding in iron and wood . . . etc. Edinburgh 1863. Eingehende Besprechung der Beanspruchung, jedoch ohne Zahlenwerte.

¹⁶⁾ Jul. Prömmel, Anleitung zum Schiffbau . . . etc. Hamburg 1864, Seite 41 u. 42.

¹⁷⁾ A. de Fréminville, Traité pratique de construction navale. Paris 1865, Seite 74, 305, 307, 309 u. 320.

*) In einem früher als 1865 vor der British Association of science gehaltenen Vortrag: On some of the strains of ships, und in „Shipbuilding, theoretical and practical“, London 1866.

bekanntem Formel: Spannung = $\frac{\text{Biegemoment} \times \text{Abstand d. Faser v. d. neutr. Achse}}{\text{Trägheitsmoment des Querschnitts}}$
 gefundene Beanspruchung des Materials empfiehlt er fünffache Sicherheit.

Fairbairn*) führt zur Vereinfachung der Trägheitsmomentberechnung einen dem Schiffsquerschnitt äquivalenten schematischen Träger ein.

Im Jahre 1869 machten Wm. White, der spätere Chefconstructeur der Englischen Marine und W. John unter Anleitung des damaligen Marine-constructeurs Reed die ersten genaueren Berechnungen über die Beanspruchungen des Schiffskörpers in stillem Wasser und auf Wellen.

Reed's**) und White's***) Veröffentlichungen über die dabei angewandte Methode und die daran geknüpften Bemerkungen sind im Grossen und Ganzen heute noch gültig.

Die bei der Berechnung der Festigkeit von Kriegsschiffen gewonnenen Resultate übertrug W. John¹⁾ auf die Handelsschiffe und setzte „nach reiflicher Überlegung“ für dieselben ein maximales Biegemoment von $\frac{\text{Depl.} \times L}{35}$ bei

einer beanspruchenden Welle, deren Höhe etwa 4 % ihrer Länge beträgt, fest. In einem späteren Vortrag²⁾ zeigt er, dass bei Raddampfern mit geringer Seitenhöhe in Folge der Häufung der Gewichte mittschiffs die Lage im Wellenthal die kritische ist. Bisher hatte man allgemein als grösste Beanspruchung diejenige auf dem Berg einer Welle von Schiffslänge angesehen.

Hiermit sind die grundlegenden allgemeinen Anschauungen erschöpft, und die später veröffentlichten Untersuchungen klären nur noch Einzelheiten und bauen die Theorie weiter aus.

So beschäftigt sich Purvis³⁾ mit dem Einfluss des Verschiebens bzw. Hinzufügens von Material im Hauptspant auf die Spannung.

Read und Jenkins⁴⁾ gehen zuerst gründlicher auf die Querschiffsbeanspruchungen namentlich an der Kimm ein und zeigen die Notwendigkeit verstärkter Spanten in den Maschinen- und Kesselräumen, in denen die Deckbalken häufig fortfallen müssen.

*) Wm. Fairbairn, Treatise on iron shipbuilding: its history and progress. London 1865.

**) E. I. Reed, On the unequal distribution of weight and support in ships and its effects in still water, in waves and in exceptional positions on shore. Philosophical Transactions of the Royal Society 1871, Vol. 161 part. II. Königl. Bibliothek Berlin Ab. 3202 und Naval Science Vol. I u. II. 1872-75. Bibliothek des Kaiserl. Patentamtes.

***) W. H. White, A manual of naval architecture. London 1877 enthält ein eingehendes Kapitel (mit Seite 258 beginnend) über die Beanspruchung, der ein Schiff ausgesetzt ist.

¹⁾ W. John, On the strength of iron ships. Transactions Inst. Nav. Arch. 1874.

²⁾ W. John, On the strains of iron ships. Transactions Inst. Nav. Arch. 1877.

³⁾ F. P. Purvis, On the effect of depth upon the strength of a girder to resist bending strains. Transactions Inst. Nav. Arch. 1878.

⁴⁾ T. C. Read und P. Jenkins, On the transverse strains of iron merchant vessels. Transactions Inst. Nav. Arch. 1882.

Smith¹⁾ sucht die befremdende Erscheinung, dass Schiffe, deren Spannung nach der üblichen Methode berechnet sehr hoch ausfiel, selbst nach Jahreff keine Zeichen von Schwäche im Verbande zeigten, durch die Verschiedenheit der Dichtigkeit des Wassers im Wellenberg und im Wellenthal zu erklären. Man rechnete also allgemein zu ungünstig. Da aber nach Smith'scher Methode bei den unvermeidlichen vereinfachenden Annahmen für die Rechnung und bei der Unsicherheit der Resultate an und für sich auch nur Vergleichswerte erzielt werden können, so lag kein Grund vor, von der einfacheren bisherigen Methode, also unter Annahme gleichförmiger Wasserdichtigkeit, abzugehen.

Elgar²⁾ untersuchte die durch die Rollbewegungen der Schiffe in See hervorgerufenen Spannungen im Schiffskörper näher. Die grösste Beanspruchung durch Torsion haben danach die Aussenhaut in der Nähe der neutralen Achse, die Kielplatten und die Deckbeplattungen mittschiffs auszuhalten. Hierauf muss bei der Dimensionierung der Verbände Rücksicht genommen werden.

Read³⁾ unternimmt als erster, den Einfluss der verticalen Bewegungen des Schiffs als Ganzes betrachtet im Seegang auf die Beanspruchung der Längsverbände zu bestimmen. In Folge des Steigens und Fallens wird von zwei Schiffen gleicher Hauptdimensionen das vollere weniger angestrengt als das schärfere. Ferner verkleinert die verticale Beschleunigung die Beanspruchung ein wenig auf dem Wellenberg, vergrössert dieselbe aber nicht unwesentlich in der Thallage.

Die Mehrbeanspruchung der scharfen Schiffe wird dadurch zum grossen Teile ausgeglichen, dass dieselben einen verhältnismässig grösseren Umfang am Hauptspant, also auch in der Regel mehr Material an dem gefährlichen Querschnitt haben als die vollen.

Nach Jenkins⁴⁾ Erklärung ist die wiederholt beobachtete Schwäche der Aussenhaut in der oberen Kimm durch die nicht genügend aufgenommenen horizontalen Scheerkräfte der Längsbeanspruchung verursacht. Die meistgefährdeten Stellen liegen in der Nähe der neutralen Achse auf etwa ein Viertel der Länge von vorn und achtern. Die Nietung ist daher hier besonders sorgfältig und kräftig auszuführen.

Durch Read und Stanbury⁵⁾ wird festgestellt, dass sich die Festigkeitsformeln, welche doch auf der Annahme basieren, dass das Material des Querschnitts zusammenhängend ist, ohne grosse Abweichungen auf den aus vielen

¹⁾ W. E. Smith, Hogging and sagging strains in a seaway as influenced by wave structure Transactions Inst. Nav. Arch. 1883.

²⁾ Francis Elgar, Notes upon the straining of ships caused by rolling. Proceedings of the Royal society 1886, Seite 22. Königl. Bibliothek Berlin Ab. 3250.

³⁾ T. C. Read, On the variation of the stresses on vessels at sea due to wave motion. Transactions Inst. Nav. Arch. 1890.

⁴⁾ Prof. P. Jenkins, On the strength of ships, with special reference to the distribution of shearing stress over a transverse section. Transactions Inst. Nav. Arch. 1890.

⁵⁾ T. C. Read und G. Stanbury, On the relation between stress and strain in the structure of vessels. Transactions Inst. Nav. Arch. 1894.

einzelnen Teilen zusammengebauten Schiffskörper angewandt werden können. Directe Versuche bewiesen, dass sich die Schiffe im allgemeinen so verbiegen, wie die Rechnung ergibt.

Kriloff¹⁾ versucht das bisher zur Berechnung der Spannung dienende, als statisch angenommene Biegemoment durch Berücksichtigung des Stampfens und der verticalen Oscillationen des Schiffs als Ganzes betrachtet der Wirklichkeit näher zu bringen. Seine Methode analysiert den Weg des Deplacementschwerpunkts eines rechtwinklig zu den Wellenkämmen fahrenden Schiffes und ist recht compliciert. Die gewonnenen Resultate zeigen, falls die Methode richtig ist, dass man bei dem alten Verfahren in Bezug auf die Beanspruchung sicher geht. Zur Erläuterung diene die folgende Tabelle. Der russische Kreuzer „Amiral Korniloff“ ist nach Kriloff berechnet, die übrigen Schiffe nach dem gewöhnlichen von Reed stammenden Verfahren.

Biegemom. =	Coefficient:		
	$\frac{\text{Depl.} \times L}{\text{Coefficient}}$	in ruhig. Wasser:	auf Wellenberg: im Wellenthal:
Amiral Korniloff	85	46	106
Minotaur ²⁾	88	28	53
Victoria und Albert	139	43	23
Bellerophon	176	48	43
Handeldampfer homogen belad. ³⁾	238	37	38
Spardeckdampfer	186	37 1/2	49 1/2
Transatl. Passagierdampfer	122	32	46

Setzt man nun das Biegemoment im ruhigen Wasser gleich 1, so sind die betreffenden Werte:

für	auf Wellenberg:	im Wellenthal:
Amiral Korniloff	1,85	0,80
Minotaur	3,14	1,65
Victoria und Albert	3,24	6,05
Bellerophon	3,67	4,10
Handeldampfer homogen beladen	4,05	3,89
Spardeckdampfer	4,95	3,75
Transatl. Passagierdampfer	3,81	2,65

Kriloff⁴⁾ setzt zwei Jahre später die practische Anwendung seiner Theorie eingehender auseinander und stellt bequemere Formeln in Aussicht, welche bisher jedoch noch nicht veröffentlicht sind.

¹⁾ A. Kriloff, A new theory of the pitching motion of ships on waves and of the stresses produced by this motion. Transactions Inst. Nav. Arch. 1896.

²⁾ Edward I. Reed, On the unequal distribution of weight etc. Philosophical Transactions of the Royal society 1871, Vol. 161 part. II.

³⁾ G. Bergström, On the structural strength of cargo steamers. Transactions North East Coast Institution of engineers and shipbuilders, 1888-89. Vol. V. Bibliothek des Kaiserl. Patentamts. Siehe auch Seite 178 die Tabelle von L. Piaud vom Bureau Veritas.

⁴⁾ A. Kriloff, On stresses, experienced by a ship in a seaway. Transactions Inst. Nav. Arch. 1898.

Die von C. Radermacher im I. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1900 veröffentlichte „Festigkeitsberechnung der Schiffe“ zeigt in detaillierter Weise die z. Zt. herrschende Methode, sich über diesen Punkt Klarheit zu verschaffen. Auf dynamische Untersuchungen wird dabei verzichtet. Berechnet wird nach Reed'schem Vorgange ohne Smith'sche Correcturen die bei statischem Gleichgewicht auftretenden verticalen Scheerkräfte und Biegemomente für die Lage des Schiffes im ruhigen Wasser, auf dem Wellenberg und im Wellenthal. Die Welle ist als Trochoide von Schiffslänge und einer Höhe = $\frac{L}{20} + 0,5$ m angenommen. Dann folgt die Bestimmung der neutralen Faserschicht und der darauf bezogenen Trägheitsmomente der Längsverbände durch die ganze Länge des Schiffes. Nun lassen sich die Druck- und Zugspannungen finden, sowie die gleichzeitig auftretenden horizontalen Schubkräfte.

Zum Schluss bemerkt der obige Verfasser, dass in der Wirklichkeit die Spannungsverhältnisse nicht mit den errechneten übereinstimmen können, weil in Folge der dynamischen Einflüsse die statischen Gleichgewichtslagen im Wellenberg und Wellenthal niemals eintreten. Im Seegang sammelt ein Schiff ununterbrochen lebendige Kraft an und giebt sie wieder ab. Die errechneten Resultate lassen also keine sicheren Schlüsse auf die wahren Festigkeitsverhältnisse der Schiffe zu.

Das Gesamtergebnis der bisherigen Bemühungen kann man dahin zusammenfassen, dass die genaue Feststellung der vielseitigen Beanspruchung eines Schiffes im Seegang ein noch ungelöstes Problem ist. Die mit dem Displacement nicht übereinstimmende Gewichtsverteilung des Schiffes übt selbst im stillen Wasser einen verbiegenden Einfluss sowohl längsschiffs als auch querschiffs aus und ruft in Verbindung mit dem localen Wasserdruck die complicirtesten Spannungen im Schiffskörper hervor. Diese Beanspruchungen lassen sich zwar unter gewissen Voraussetzungen annähernd berechnen, sind aber von unerheblichem Wert, da sie nicht die grössten in Betracht kommenden darstellen. Dampft ein Schiff im Seegang, so spielen ausserdem noch schnell wechselnde dynamische Kräfte hinein und die Verhältnisse werden so verwickelt, dass man bisher auf eine selbst nur angenäherte rechnerische Behandlung aller dabei eintretenden Beanspruchungen verzichten musste.

Die Wellen auf See sind derartig unregelmässig und schwer zu messen, wie die Verschiedenheit der veröffentlichten Dimensionen*) zeigt, dass man vereinfachende, mit der Wirklichkeit nicht übereinstimmende Annahmen für die Rechnung zu machen gezwungen ist. Die Bewegung der Wellen in sich ist

*) Siehe Edward I. Reed, Naval Science, Vol. II. Seite 99, 384 u. 387.

Ferner C. F. Steinhaus, Abhandlungen aus dem Gebiete des gesammten Schiffbauwesens. Hamburg 1888, Heft 2.

Émile Guyou, Théorie du navire. Paris 1887 u. 1894, Seite 280.
Engineering vom 27. September 1901, Seite 437.

noch unbewiesene Theorie, die von allen Seiten auf das Schiff wirkenden Kräfte beim Passieren derselben lassen sich daher nicht analysieren.

Die Beschleunigungen und Verzögerungen eines im Seegang stampfenden und zugleich rollenden Schiffs sind wegen der kaum festzustellenden dabei auftretenden Wasserwiderstände, wenn überhaupt, schwer auch nur annähernd zu finden. Dazu treten noch secundäre Beanspruchungen. Wird z. B. das Vorschiff durch den Anprall und das darauf folgende Eindringen in die Welle verzögert, so ist bei der Elasticität des ganzen Schiffskörpers ein Stauchen in der Längsachse die Folge. Fährt ferner das Schiff unter einem Winkel zu der allgemeinen Richtung der Wellenkämme, so ist es ausser den Hauptbiegemomenten und den durch das Rollen verursachten Torsionsmomenten noch weiteren Beanspruchungen dieser Art ausgesetzt, welche das Vorschiff gegen das Hinterschiff zu verdrehen streben. Diese und noch andere durch die schnell wechselnde unregelmässige Unterstützung hervorgerufenen Beanspruchungen lassen an Intensität und Richtung sich fortwährend ändernde Spannungen den Schiffskörper durchlaufen, welche sich vorläufig noch jeder mathematischen Behandlung entziehen.

Die selbst bei der einfachsten Betrachtungsweise unabweislichen Annahmen sind ohne experimentelle Begründung zweifelhaft und folglich die daraus abgeleiteten Resultate nur vergleichsweise aber nicht absolut brauchbar.

Für die Praxis übernehmen die Classificationsgesellschaften die Verantwortung, und daher ist die Beschäftigung mit der Frage der Festigkeit für den Schiffbauer, welcher die Masse vorgeschrieben erhält, nur ausnahmsweise dringend. Für die theoretische Untersuchung und die vorwärtsstrebende Wissenschaft sind aber einwandfreie Versuchsergebnisse von der grössten Bedeutung.

Nach dem Urteil der hervorragendsten Fachleute lässt sich wohl ein ziemlich richtiges allgemeines Bild von der Festigkeit eines Schiffs gewinnen für die mannigfachen Beanspruchungen, denen dasselbe im Seegang ausgesetzt ist, dagegen lassen sich z. Zt. nur unsichere im besten Falle der Wirklichkeit angenäherte Annahmen machen, und die danach berechneten Spannungen in dem Material der Verbände sind daher nur als relative Vergleichswerte anzusehen.

Aus den bisher erschienenen theoretischen Untersuchungen und den von Schiffen am häufigsten gezeigten Schwächen geht hervor, dass von allen periodisch wiederkehrenden Beanspruchungen die durch Biegung auf dem Wellenberg und ausnahmsweise (bei flachen Raddampfern) im Wellenthal hervorgerufenen am grössten sind.

Zur zahlenmässigen Berechnung denkt man sich das Schiff im Gleichgewicht von einem bewegungslosen Wellenberg unterstützt und sucht nach der allgemein bekannten Methode die statischen Biegemomente. Nach den Gesetzen der angewandten Mechanik ist dann an jedem Querschnitt:

$$\text{Biegemoment} = \frac{\text{Spannung} \times \text{Trägheitsmoment}}{\text{Faserabstand von der neutralen Achse}}$$

Das Biegemoment erreicht sein Maximum in der Regel mittschiffs. Im Querschnitt selbst steigt die Zug- beziehungsweise Druckspannung mit der Entfernung von der neutralen Achse. Die Spannungsziffer an der Oberkante des obersten durchlaufenden Scheergangs im Hauptspant bildet daher gewöhnlich den Massstab für die Festigkeit der Schiffe.

Da nun die Ermittlung des Biegemoments auf dem bekannten Wege für eine Reihe von Schiffen zu weit führen würde, so soll für die vorliegende Aufgabe ein zu dem jeweilig betrachteten Schiff möglichst passendes Biegemoment als Maximalbeanspruchung nach der Erfahrung gewählt werden. Die Spannungsziffer und damit das Kriterium für die richtige Bemessung des Schiffsgewichtes, worauf im Grunde diese ganze Untersuchung hinausläuft, ist dann ohne Schwierigkeiten zu finden.

Die Grösse des Biegemoments wird allgemein ausgedrückt durch: $\text{Displacement} \times \text{Länge}$ dividiert durch einen Coefficienten, welcher allerdings sehr stark variiert.

W. John¹⁾ hat als für Handelsschiffe passendes Biegemoment: $\text{Displacement} \times \text{Länge}$ dividiert durch 35 vorgeschlagen. Sein Rechnungsbeispiel ergibt auf dem Wellenberg mit vollen Kohlenbunkern $\frac{\text{Depl.} \times \text{L}}{44\frac{1}{2}}$ und mit leeren Bunkern $\frac{\text{Depl.} \times \text{L}}{38}$.

Biles²⁾ hält $\text{Displacement} \times \text{Länge}$ dividiert durch 35 für zu gering, ohne jedoch einen anderen nach seiner Meinung richtigeren Wert anzugeben.

Die von Denny³⁾ mitgeteilten Biegemomente bewegen sich meist erheblich über $\text{Displacement} \times \text{Schiffslänge}$ dividiert durch 35.

Die „Hütte“⁴⁾ giebt als brauchbaren Mittelwert $\frac{\text{Depl.} \times \text{L}}{30}$ an. Dieser Wert ist nach Croneau⁵⁾ auch in Frankreich gebräuchlich.

Da der Einfluss des verschiedenen Schärfegrades auf das Biegemoment, falls man dieses als Ausdruck für die vielartige Gesamtbeanspruchung ansieht, sich so ziemlich aufhebt, so sollen beide Schiffstypen durch dasselbe Biegemoment und zwar: $\frac{\text{Depl.} \times \text{L}}{30}$ auf ihre Festigkeit hin geprüft werden.

¹⁾ W. John, On the strength of iron ships. Transactions Inst. Nav. Arch. 1874.

²⁾ In der Discussion des Vortrages von T. C. Read und G. Stanbury: On the relation between stress and strain in the structure of vessels. Transactions Inst. Nav. Arch. 1874.

³⁾ A. Denny, Some notes on the strength of steamers. Transactions Inst. Nav. Arch. 1892.

⁴⁾ Taschenbuch der „Hütte“, 17. Auflage, Teil II, Seite 313.

⁵⁾ A. Croneau, Architecture navale. Paris 1894, Tome II, Seite 525.

Diese Beanspruchung setzt normal beladene Schiffe mit einem Wert von $\frac{\text{Displacement}}{\text{Inhalt bis H.D.}} = 0,6$ bis $0,7$ voraus. Verringert sich aber dieser Wert durch Wachsen des Reservedisplacements, so ändert sich auch die Beanspruchung insofern, als an den Enden das sich gleich bleibende Schiffsgewicht gegenüber der geringer werdenden Ladung mehr in die Wage fällt, während gleichzeitig die Unterstützung durch die zunehmende Schärfe sich noch mehr nach der Schiffsmitte zu concentriert. Also die Beanspruchung muss verhältnismässig wachsen.

Als Anhalt für diese Zunahme findet sich in einem Vortrage von Léon Vivet*) die folgende Tabelle:

„La Champagne“ L = 150 m

Displacement =	10 920 t	9 920 t	8 587 t	7 130 t
Depl. \times L =	1638 000 mt	1488 000 mt	1287 950 mt	1069 500 mt
Biegemoment =	48 020 mt	46 560 mt	45 100 mt	43 440 mt
$\frac{\text{Depl.} \times \text{L}}{\text{Biegemoment}} =$	34,1	32,0	28,6	24,6

„Rio Negro“ L = 106 m

Displacement =	5 800 t	5 196 t	4 900 t	4 090 t	2 570 t
Depl. \times L =	614 800 mt	550 776 mt	519 400 mt	433 540 mt	272 420 mt
Biegemoment =	16 320 mt	15 360 mt	15 000 mt	14 320 mt	12 080 mt
$\frac{\text{Depl.} \times \text{L}}{\text{Biegemoment}} =$	37,6	35,8	34,6	30,2	22,5

Nimmt man nun bei dem Schnelldampfer „La Champagne“ Displacement dividiert durch Inhalt bis zum Hauptdeck = $0,6$ und bei dem volleren Schiff „Rio Negro“ = $0,7$ an, so ergibt sich die folgende Tabelle, aus welcher das Wachsen des Werts $\frac{\text{Depl.} \times \text{L}}{\text{Coefficient}}$ mit dem Reservedisplacement hervorgeht.

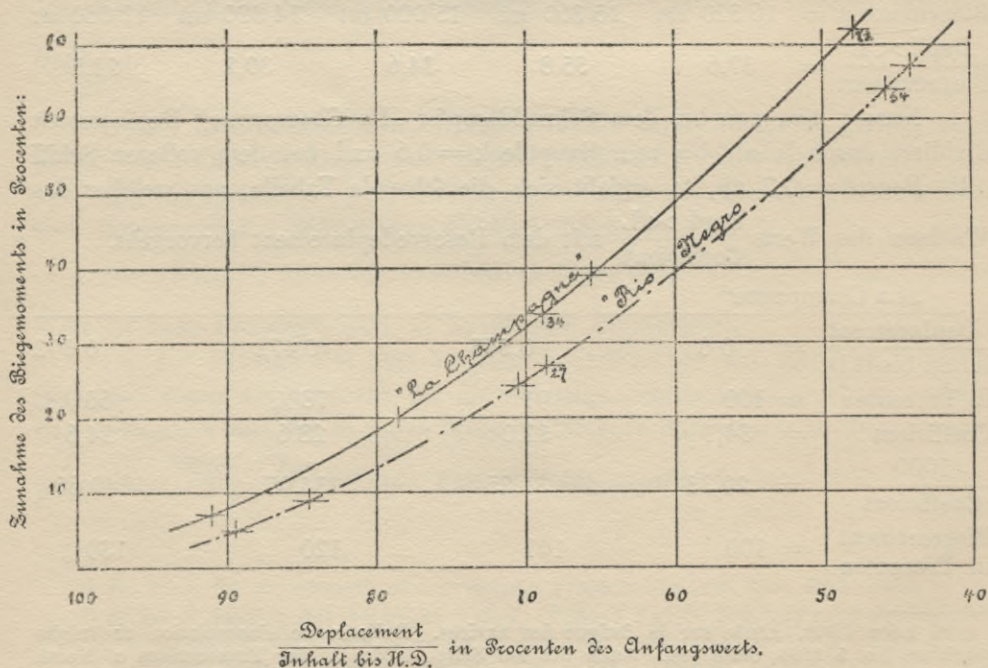
„La Champagne“

$\frac{\text{Displacement}}{\text{Inhalt bis H.D.}} =$	0,6	0,545	0,472	0,392
In Procenten =	100	91	78 $\frac{1}{2}$	65 $\frac{1}{2}$
Coefficient =	34,1	32,0	28,6	24,6
$\frac{1000}{\text{Coefficient}} =$	29,33	31,25	34,97	40,65
Biegemoment } in Procenten }	= 100	107	120	139

*) Léon Vivet, Étude sur la fatigue des navires. Bulletin de l'association technique maritime No. 5 1894, Seite 124. Auch die auf Seite 71 Vol. II der Transactions of North East Coast Institution of engineers and shipbuilders 1885-86 befindliche Tabelle zeigt dieselbe Erscheinung. (Bibliothek des Kaiserl. Patentamtes.)

„Rio Negro“						
Displacement	=	0,7	0,626	0,591	0,494	0,31
Inhalt bis H.D.	=	100	89½	84½	70½	44
Coefficient	=	37,6	35,8	34,6	30,2	22,5
1000	=	26,60	27,93	28,90	33,11	44,44
Biegemoment in Procenten	} =	100	105	109	124	167

Diese Biegemomente sind nun hierunter graphisch zusammengetragen, um die entsprechenden Werte für die vorliegenden Schiffe zu finden. Es wird dabei angenommen, dass die Zunahme der Biegemomente für den scharfen Typ, von seinem Anfangswert $\frac{\text{Displacement}}{\text{Inhalt bis H.D.}} = 0,69$ ausgehend, etwa so verläuft wie die nach den Daten für „La Champagne“ aufgetragene Curve und dass analog für das Wachsen des Biegemoments beim vollen Typ die „Rio-Negro“-Curve charakteristisch ist. Es ergibt sich, dass drei der gesuchten Werte nicht weit von den bekannten Punkten liegen, während der vierte Punkt durch Verlängern der Curve für „La Champagne“ gefunden werden musste und daher nicht den Grad von Genauigkeit wie die ersten drei besitzt.



Danach sind also die Coefficienten der massgebenden Biegemomente:

Für den scharfen Typ:

Schiffsbreite	=	20 m	30 m	40 m
Deplacement	=	0,69	0,475	0,33
Inhalt bis H.D.	=	100 %	134 %	172 %
Biegemoment in Procenten	=	30,0	22,4	17,4
Coefficient	=	30,0	22,4	17,4
Für den vollen Typ:				
Schiffsbreite	=	20 m	30 m	40 m
Deplacement	=	0,7	0,48	0,32
Inhalt bis H.D.	=	100 %	127 %	164 %
Biegemoment in Procenten	=	30,0	23,7	18,3
Coefficient	=	30,0	23,7	18,3

Die Biegemomente selbst stellen sich:

Bei „Deutschland“ auf: 156 213 mt

Beim scharfen Typ:	L = 200 m	L = 300 m	L = 400 m
B = 20 m	173 840 mt	391 140 mt	695 360 mt
B = 30 m	349 200 mt	785 800 mt	1 397 000 mt
B = 40 m	599 400 mt	1 349 000 mt	2 397 700 mt

Bei „Palatia“ auf: 62 347 mt

Beim vollen Typ:	L = 200 m	L = 300 m	L = 400 m
B = 20 m	200 900 mt	452 030 mt	803 600 mt
B = 30 m	381 500 mt	858 300 mt	1 525 800 mt
B = 40 m	658 700 mt	1 482 000 mt	2 634 700 mt

Nach Festsetzung der Beanspruchung fehlt zur Berechnung der Spannung das Trägheitsmoment des Hauptspants und der Faserabstand von der neutralen Achse.

Zur Auffindung dieser beiden Werte sind in die schematischen Hauptspante der betrachteten Schiffe die Verbandteile, wie sie der Gewichtsberechnung zu Grunde gelegen haben, eingetragen*).

Für die Berechnung der Trägheitsmomente sollen zur Ermöglichung eines directen Vergleichs folgende Grundsätze und Annahmen gleichmässig sowohl für die beiden Typschiffe, als auch für ihre Vergrösserungen Anwendung finden.

Das Promenadendeck soll nicht in Betracht kommen.

Die Holzdecks werden nicht mitgerechnet.

Die Abzüge für grösseres Reservedeplacement werden nicht berücksichtigt, indem angenommen wird, dass die ursprünglich verlangten Abmessungen der

*) Siehe Seite 22—26.

Verbände mittschiffs innegehalten werden, dagegen eine frühere bezw. schnellere Verjüngung nach den Enden zu eintritt.

Die Trägheitsmomente der einzelnen Verbandteile bezogen auf ihre eigenen Schwerachsen werden, da sie infolge ihrer verhältnismässig geringen Höhengausdehnung nicht ins Gewicht fallen, vernachlässigt.

Die Überlappungen der Bleche werden nicht berücksichtigt.

Die Nietlöcher werden voll gerechnet.

Nach einem Überschlag*) machen die Überlappungen etwa 70 bis 75% des Nietlochquerschnitts aus. Auf den Rest sollen die fortgelassenen individuellen Trägheitsmomente der Verbandteile in Anrechnung gebracht werden.

Zur Berücksichtigung der Öffnungen in den Decks soll ein Viertel der Deckbreite von der Deckbeplattung in Abzug gebracht werden, bei den unteren Decks mit besonders grossen Öffnungen die Hälfte der Schiffsbreite.

Die nicht gezeichnete Decksbucht wird insofern berücksichtigt, als für den Schwerpunkt der Deckbeplattung zu der Seitenhöhe zu addieren ist:

bei „Palatia“	0,16 m
bei „Deutschland“ und den Schiffen von 20 m Breite	$\frac{0,4}{2} = 0,2$ m
bei den Schiffen von 30 m Breite	$\frac{0,6}{2} = 0,3$ m
bei den Schiffen von 40 m Breite	$\frac{0,8}{2} = 0,4$ m

Das Orlopdeck hat keine Bucht.

Der Hauptdeckscheergang sowie die Kimmgänge werden nach $L/10 H'$ grösser als 1 in Rechnung gezogen, ebenso die Doppelungen des Flachkiels.

Die Breite der Doppelung des Flachkiels wird gleich der vollen Breite des Flachkiels gerechnet, also die Verminderung der Breite durch die Überlappungen der Kielgänge nicht berücksichtigt.

Beim Hauptdeckstringer ist die durch L/B grösser als 8 oder $L/10 H'$ grösser als 1 bedingte Verstärkung berechnet.

Durch die Verstärkungen sollen die Schwerpunkte des Hauptdeckstringers, des Hauptdeckscheergangs und der Kimmgänge keine Änderung erfahren.

Von den Unter- und Orlopdeckstringern müsste streng genommen nicht der Tabellenwert sondern nur der vom Spant nicht unterbrochene Teil gerechnet werden. Da diese Decks aber nahe an der neutralen Achse liegen, also geringen Einfluss haben und um für kleinere nicht berücksichtigte Verbandteile, wie z. B. die Unterzüge unter den Decks, zu compensieren, soll die volle Breite nach den Tafeln in Rechnung gestellt werden.

*) Bei einer Aussenhautplatte von z.B. 1250×26 mm Querschnitt beträgt bei doppelter Kettennietung der Längsnähte die fortgelassene Überlappung (30 mm Niete) rund 180 mm. Die durch die Nietlöcher wegfallende Strecke ist: $4 \times 30 = 120$ mm + 5×26 mm = 130, zusammen 250 mm. Es würden in diesem Falle also 72 % der durch die Nietlöcher verursachten Schwächung ausgeglichen werden.

Die Spannhöhe wird bei 20 m Breite zu 0,25 m, bei 30 m zu 0,4 m, und bei 40 m zu 0,5 m angenommen.

Der Schwerpunkt der Winkel soll zur Vereinfachung in der Spitze liegend angenommen werden.

Die Schwerpunkte der Stringer und Stringerwinkel werden an der Oberkante Deckbalken an Bord liegend angenommen, die Decksbucht und die Dicke der Stringer bleiben also unberücksichtigt.

Der Schwerpunkt der Kimmgänge, deren Contur in den schematischen Hauptspanten als Kreisbogen gezeichnet ist, soll davon ausgehend, dass beim Viertelkreis der Schwerpunkt auf 0,9 Radius vom Mittelpunkt liegt, geschätzt werden, ebenso der Schwerpunkt der kurzen Krümmung an der Tankdecke.

Der Flansch der Randplatte des Doppelbodens wird mit 10 % des Randplattenquerschnitts in die Rechnung eingestellt, auf den Schwerpunkt der Randplatte soll derselbe jedoch keinen Einfluss haben.

Der Querschnitt der Winkel wird auch in den Fällen, in welchen derselbe genau bekannt ist, durch Addition der Schenkellängen und Multiplication mit der Dicke gefunden. Der Unterschied gegen den wirklichen Querschnitt fällt hier nicht ins Gewicht.

Die so berechneten Trägheitsmomente ergeben sich wie folgt:

„Deutschland“ 85,7294 m⁴

Scharfer Typ:	L = 200 m	L = 300 m	L = 400 m
B = 20 m	84,2552 m ⁴	125,8620 m ⁴	174,2300 m ⁴
B = 30 m	292,3286 m ⁴	418,6218 m ⁴	555,7380 m ⁴
B = 40 m	950,0346 m ⁴	1285,5432 m ⁴	1727,8364 m ⁴

„Palatia“ 31,8780 m⁴

Voller Typ	L = 200 m	L = 300 m	L = 400 m
B = 20 m	82,2630 m ⁴	122,1984 m ²	171,7528 m ⁴
B = 30 m	301,3486 m ⁴	429,7464 m ⁴	568,0266 m ⁴
B = 40 m	1042,7970 m ⁴	1395,4428 m ⁴	1860,6782 m ⁴

Der Abstand der betrachteten Faser von der neutralen Achse stellt sich: Bei „Deutschland“ auf: 9,87 m

Beim scharfen Typ:	L = 200 m	L = 300 m	L = 400 m
B = 20 m	9,98 m	9,68 m	9,32 m
B = 30 m	13,78 m	13,45 m	13,09 m
B = 40 m	18,75 m	18,60 m	18,26 m

Bei „Palatia“ auf: 7,95 m

Beim vollen Typ:	L = 200 m	L = 300 m	L = 400 m
B = 20 m	9,66 m	9,35 m	9,13 m
B = 30 m	13,79 m	13,50 m	13,16 m
B = 40 m	19,23 m	19,15 m	18,84 m

Die Spannung beträgt demnach an der Oberkante Sturmdeckscheergang:
für „Deutschland“ 18 kg/qmm

Für den scharfen Typ:	L = 200 m	L = 300 m	L = 400 m
B = 20 m	20,6 kg/qmm	30,1	37,2
B = 30 m	16,5	25,2	32,9
B = 40 m	11,8	19,5	25,3

für „Palatia“ 15,5 kg/qmm

Für den vollen Typ:	L = 200 m	L = 300 m	L = 400 m
B = 20 m	23,6 kg/qmm	34,6	42,7
B = 30 m	17,5	27,0	35,3
B = 40 m	12,1	20,3	26,7

Diese bei allen Schiffen gleichartig berechneten Spannungsziffern sollen den Massstab der Festigkeit bilden. Um nun für die Gewichtsfeststellung eine Norm für den zu machenden Ausgleich zu haben, soll die für „Deutschland“ errechnete Spannungsziffer von 18,0 kg für die 200 m langen Schiffe gelten. Nimmt man die mittlere Festigkeit des Materials mit 45 kg/qmm an, so würde dies 2 $\frac{1}{2}$ -fache Sicherheit gegen Bruch geben. Die 300 m und 400 m langen Schiffe werden aber nach der allgemeinen Ansicht der Fachwelt in See noch etwas weniger als die 200 m langen beansprucht, und soll daher für die 300 m Schiffe als Normalwert 21,5 kg und für die 400 m Schiffe 25 kg Spannung für die Rechnung erlaubt sein. Diese Spannungen geben 2,1- beziehungsweise 1,8fache Sicherheit*).

In der Gewichtsberechnung soll nun die Correctur für die Festigkeit in folgender Weise gemacht werden: Übersteigt die Spannungsziffer der Längsverbände in den im Sinne der Vorschriften des Germanischen Lloyds entworfenen Hauptspanten die Normalwerte, so soll das Gewicht der Längsverbände um die Hälfte des Verhältnisses der Spannungen vermehrt werden. Die Längsverbände können mit diesem in zweckmässiger Weise zu verteilenden Material auf halber Schiffslänge im Verhältnis der Überschreitung verstärkt werden. Unter Längsverbänden, deren Gewicht durch die Festigkeitsverhältnisse zu regulieren ist, sollen nur die Längsverbände erster Ordnung, deren Stösse in der Gewichtsberechnung durch doppelte Stossbleche gedeckt sind, verstanden werden, also: die Aussenhaut, der Mittelträger des Doppelbodens, die Stringer und die Beplattung des Hauptdecks.

Das disponible Material wird in der Hauptsache in der oberen Gurtung des als Träger angesehenen Schiffs verwandt werden. Es wird dann leicht der Fall eintreten, dass die Bezeichnung „Sturmdeckschiff“ nicht mehr zutrifft. Da hier nur das Gewicht interessiert, so soll auf die Verteilung des hinzuzufügenden Baumaterials und die Veränderung der Schiffsbezeichnungen nicht weiter eingegangen werden.

*) Wellen von 300 und 400 m Länge haben nicht mehr die Höhe, um Schiffe ihrer Länge normal zu beanspruchen.

Ist die errechnete Spannungsziffer geringer als der für die betreffende Schiffslänge festgesetzte Normalwert, so könnten die Längsverbände auf der ganzen Schiffslänge entsprechend vermindert werden. Da jedoch jede Erfahrung mit derartig grossen Schiffen fehlt und die letzten Riesenbauten, wie bekannt sein dürfte, die vom Germanischen Lloyd vorgeschriebenen Verbandstärken nicht unerheblich überschreiten, ferner die Längsverbände noch anderen als Längsbeanspruchungen ausgesetzt sind, so soll die Verringerung des Gewichts, also die Verschwächung, um sicher zu gehen, nur um die Hälfte des Verhältnisses der Spannungen stattfinden.

Es ergeben sich daher folgende Werte der Verstärkung (+) und der Schwächung (−) der Längsverbände:

Scharfer Typ:	L = 200 m	L = 300 m	L = 400 m
B = 20 m	+0,072	+0,200	+0,245
B = 30 m	−0,042	+0,086	+0,158
B = 40 m	−0,172	−0,046	+0,007
Voller Typ:			
B = 20 m	+0,155	+0,305	+0,355
B = 30 m	−0,014	+0,128	+0,207
B = 40 m	−0,163	−0,028	+0,035

In der umstehend folgenden Tabelle sind nun die nach einzelnen Verbänden u.s.w. detaillierten Gewichte der fertig ausgerüsteten Schiffskörper enthalten. Die Endresultate sind auf Seite 62 und 63 sowohl nach der Länge und Breite der Schiffe geordnet als auch in Procenten des Displacements ausgedrückt graphisch zusammengestellt.

Zur Feststellung des Gewichts der Maschinen- und Kesselanlagen, sowie der Kohlen ist die Kenntnis der bezüglichen indicirten Pferdestärken erwünscht.

Die Geschwindigkeit soll für den scharfen Typ 23 Knoten, wie bei „Deutschland“ betragen. Für den vollen Typ soll der Tendenz der neueren Frachtdampfer folgend die Geschwindigkeit der „Palatia“ von 12,8 Knoten auf 15 erhöht werden. Es ist eine bekannte Thatsache, dass mit der Maschinenkraft, also der Geschwindigkeit, die Regelmässigkeit der Reisedauer, welche einen wichtigen Factor der Rentabilität bildet, zunimmt.

Von der Ermittlung des Schiffswiderstandes durch Modellschleppversuche, welche zweifellos den zuverlässigsten Aufschluss geben, muss hier abgesehen werden; auch sind dem Verfasser nicht genügend von derartigen Versuchen herrührende Daten bekannt, um die 19 vorliegenden Schiffe mit gleicher Genauigkeit behandeln zu können.

Zusammenstellung der Gewichte der Verbände:

Scharfer Typ:	Aussen- haut	Doppel- boden	Quer- spanten	Stringer	Deck- beplattung	Deck- balken
	t	t	t	t	t	t
„Deutschland“						
202×20,42×13,41	2180	1110	1034	1084	942	1188
200×20×13,6 m	2118	1114	1059	1068	903	1067
300×20×13,6 m	4441	2209	1469	2744	1680	1488
400×20×13,6 m	8043	3546	1833	5386	2816	1845
200×30×19,8 m	3499	1961	1839	1972	1743	3268
300×30×19,8 m	7215	3928	2512	4487	3492	4472
400×30×19,8 m	12453	6438	3092	8191	6010	5483
200×40×28,5 m	5928	3091	3077	3376	2935	7402
300×40×28,5 m	12280	6471	4072	7674	5502	9797
400×40×28,5 m	21993	11250	4854	14072	9511	11666

Voller Typ:

„Palatia“

140×15,85×10,67	1027	391	538	408	454	465
150×20×13,6 m	1446	603	888	607	671	793
200×20×13,6 m	2232	929	1121	1128	992	1009
300×20×13,6 m	4586	1860	1562	2824	1964	1395
400×20×13,6 m	8276	3137	1931	5507	3324	1725
200×30×20,3 m	3680	1775	1968	2033	2032	3281
300×30×20,3 m	7480	3570	2688	4596	4060	4487
400×30×20,3 m	13073	5801	3312	8366	6964	5510
200×40×29,8 m	6278	2821	3308	3633	3991	8773
300×40×29,8 m	13008	5898	4304	8231	7501	11587
400×40×29,8 m	23180	10159	5233	15071	12796	13816

Es bieten sich nun zum Vergleich untereinander drei Methoden, den Widerstand des Schiffs bzw. die Anzahl der indicierten Pferdestärken zur Überwindung desselben aus den Hauptdimensionen zu finden:

1. Nach Displacement $\frac{2}{3}$,
2. Nach der Formel von Afonasiëff,
3. Unter Benutzung der von E. Tennyson D'Eyncourt gegebenen Curven.

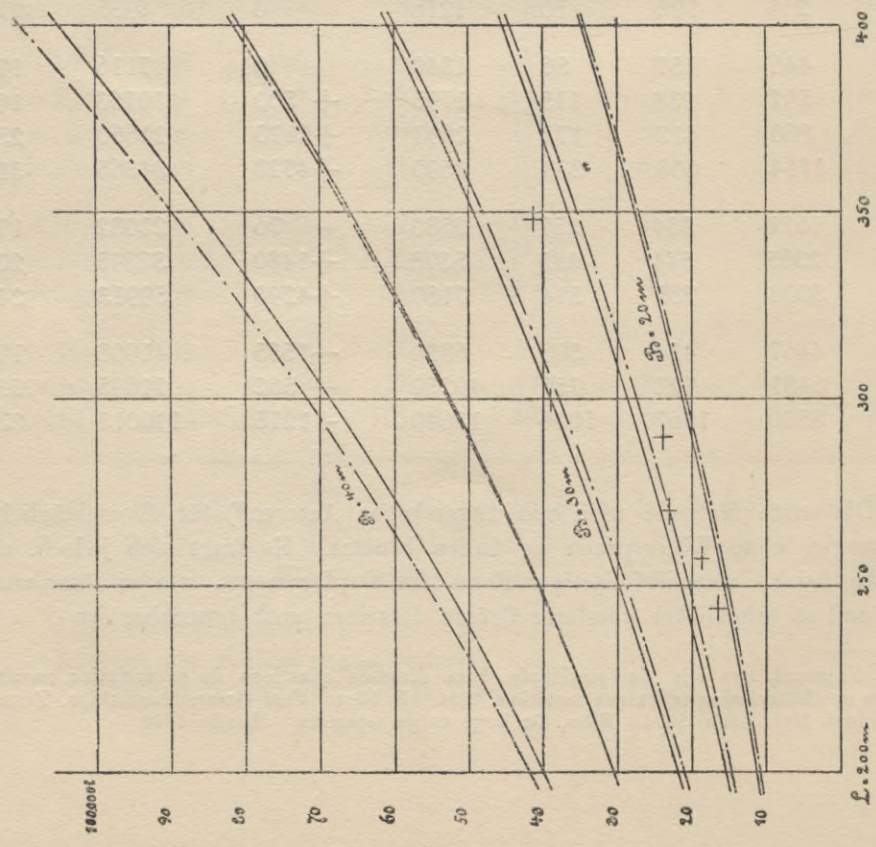
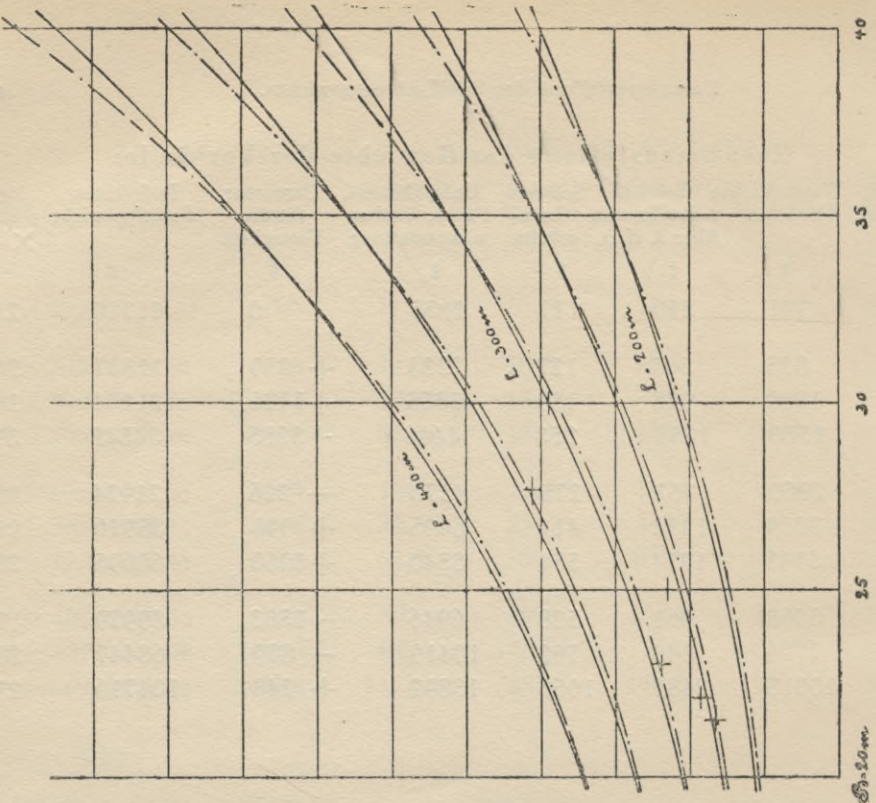
Zusammenstellung der Gewichte der Verbände:

Deck- stützen	Wasserdichte Schotte	Schotte u. Aufbauten über d. H.D.	Schwere Guss- stücke	Holz, Cement, Farbe, Ausbau u. Ausstattung	Correctur für die Festigkeit	Definitives Schiffsgewicht	kg p. cbm L×B×H
t	t	t	t	t	t	t	
99	791	510	117	2655	0	11710	212
100	825	503	127	2223	+ 230	11337	209
145	1200	928	189	3335	+1426	21254	260
186	1550	1353	253	4446	+3285	34542	318
511	2060	752	275	4270	— 226	21924	184
745	3019	1232	414	6405	+ 995	38916	218
960	3943	1774	551	8540	+3260	60695	256
2000	5268	961	528	6946	—1533	39979	176
2900	7776	1643	792	10419	— 879	68447	200
3730	10018	2431	1056	13892	+ 243	104716	230
40	260	106	50	1216	0	4955	210
85	446	151	86	1340	0	7116	175
112	592	238	115	1795	+ 500	10763	198
161	860	413	172	2693	+2170	20660	253
208	1114	603	230	3590	+4720	34365	316
597	1621	334	257	3580	— 76	21082	173
870	2365	544	385	5370	+1480	37895	208
1130	3008	785	514	7160	+4290	59913	246
2425	4467	424	503	6820	—1535	41908	176
3540	6481	722	755	10230	— 562	71695	200
4270	8500	1067	1006	13640	+1275	110013	231

Die erste Methode wird von angesehenen Autoren*) für überschlägliche Rechnungen ohne Widerspruch zu finden benutzt. Es fragt sich jedoch, ob dieselbe bei so verschiedenartiger Form des Displacements, wie sie hier vorliegt, und so erheblicher absoluter Grösse desselben noch brauchbar ist.

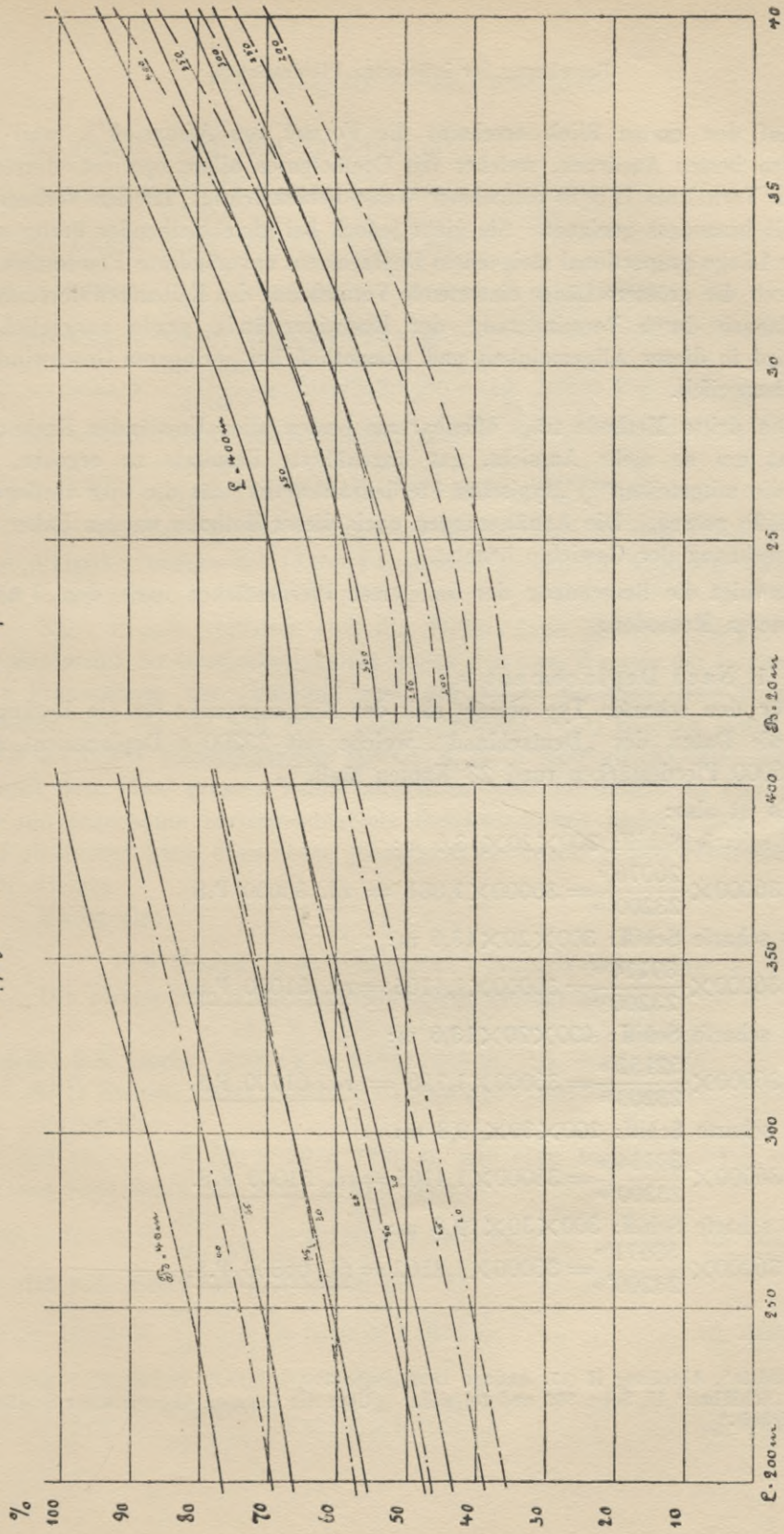
*) Normand, Des lois de similitude dans diverses questions de construction navale. Bulletin de l'association technique maritime 1894. F. Elgar, Fast Ocean Steamships. Transactions Inst. Nav. Arch. 1894. Biles, On large cargo steamers. ebenda 1900.

Schiffsgewicht, fertig ausgerüstet:



scharf ————— voll —————

Schiffsgewicht in Prozenten des Displacements:



Auf den ersten Blick erscheint die Formel von AfonasiEFF*), weil sie wohl den besten Ausdruck, welcher mit Coefficienten allein operiert, darstellt und das Verhältnis L/B in einfachster Weise berücksichtigt, für den vorliegenden Fall besonders geeignet. Sie giebt jedoch bei gleichbleibender Breite und mit der Länge proportional steigendem Displacement unveränderte Pferdestärken. Die durch die grössere Länge eintretende Vermehrung des Reibungswiderstandes wird danach durch Verminderung der Restwiderstände grade ausgeglichen. Dies wird in dieser Allgemeinheit und namentlich bei geringeren Geschwindigkeiten bezweifelt.

Die dritte Methode trägt offenbar am besten allen Umständen Rechnung und hat um so mehr Aussicht, gut angenäherte Resultate zu ergeben, je besser die mitgeteilten**) „typischen Pferdekraftkurven“ für die hier vorliegenden Schiffe passen. Die Annäherungen nach dieser Methode werden daher bei der Berechnung der Gewichte benutzt.

Es folgt die Berechnung der indicierten Pferdestärken nach den 3 oben bezeichneten Methoden:

1. Nach Displacement $^{2/3}$.

Für den scharfen Typ ergibt sich der Ausgangspunkt für die Rechnung durch die Daten der „Deutschland“, welche mit 23200 t Displacement und rund 36000 Pferdestärken rund 23 Knoten läuft.

Es ist also:

für das scharfe Schiff: $200 \times 20 \times 13,6$ m:

$$\text{P.S.} = 36000 \times \frac{26076^{2/3}}{23200^{2/3}} = 36000 \times 1,081 = \underline{\text{rd. 39000 P.S.}}$$

für das scharfe Schiff: $300 \times 20 \times 13,6$ m:

$$\text{P.S.} = 36000 \times \frac{39114^{2/3}}{23200^{2/3}} = 36000 \times 1,4165 = \underline{\text{rd. 51000 P.S.}}$$

für das scharfe Schiff: $400 \times 20 \times 13,6$ m:

$$\text{P.S.} = 36000 \times \frac{52152^{2/3}}{23200^{2/3}} = 36000 \times 1,716 = \underline{\text{rd. 61700 P.S.}}$$

für das scharfe Schiff: $200 \times 30 \times 19,8$ m:

$$\text{P.S.} = 36000 \times \frac{39114^{2/3}}{23200^{2/3}} = 36000 \times 1,4165 = \underline{\text{rd. 51000 P.S.}}$$

für das scharfe Schiff: $300 \times 30 \times 19,8$ m:

$$\text{P.S.} = 36000 \times \frac{58671^{2/3}}{23200^{2/3}} = 36000 \times 1,8562 = \underline{\text{rd. 66800 P.S.}}$$

*) „Hütte“, Abteilung II (17. Auflage 1899) Seite 320.

**) „Schiffbau“ II, Seite 862 und folgende. „Über die Grenzen ökonomischer Schiffsgeschwindigkeit.“

für das scharfe Schiff: $400 \times 30 \times 19,8$ m:

$$\text{P.S.} = 36000 \times \frac{78228^{2/3}}{23200^{2/3}} = 36000 \times 2,2486 = \text{rd. } \underline{80900 \text{ P.S.}}$$

für das scharfe Schiff: $200 \times 40 \times 28,5$ m:

$$\text{P.S.} = 36000 \times \frac{52152^{2/3}}{23200^{2/3}} = 36000 \times 1,7160 = \text{rd. } \underline{61700 \text{ P.S.}}$$

für das scharfe Schiff: $300 \times 40 \times 28,5$ m:

$$\text{P.S.} = 36000 \times \frac{78228^{2/3}}{23200^{2/3}} = 36000 \times 2,2486 = \text{rd. } \underline{80900 \text{ P.S.}}$$

für das scharfe Schiff: $400 \times 40 \times 28,5$ m:

$$\text{P.S.} = 36000 \times \frac{104304^{2/3}}{23200^{2/3}} = 36000 \times 2,724 = \text{rd. } \underline{98000 \text{ P.S.}}$$

Zur Feststellung der indicierten Pferdestärken für den vollen Typ wird von „Palatia“, welche bei 13360 t Displacement und rd. 4200 P.S. 12,8 Knoten läuft, ausgegangen.

Nach Froude verhalten sich die Widerstände ähnlicher Körper wie die Displacements für Geschwindigkeiten gleich den 6ten Wurzeln der Displacements. Die Proportionen der „Palatia“ und des vollen Schiffes: $200 \times 20 \times 13,6$ m stimmen nun bis auf L/B (8,85 beziehungsweise 10,0) ziemlich genau überein (T/B = 0,505 beziehungsweise 0,500; δ, β, α sind gleich), also kann man obigen Satz ohne grossen Fehler anwenden, und die indicierten Pferdestärken für die sogenannte correspondierende Geschwindigkeit finden. Der Übergang auf 15 Knoten kann dann genau genug nach der dritten Potenz der Geschwindigkeit erfolgen.

Es ist also:

$$12,8 \text{ Knoten: } x = \sqrt[6]{13360 \text{ t}} : \sqrt[6]{30135 \text{ t}} = 1 : 1,145$$

Die correspondierende Geschwindigkeit beträgt also:

$$12,8 \times 1,145 = 14,656 = \text{rd. } 14,7 \text{ Knoten}$$

und die P.S. hierfür: $4200 : x = 13360 : 30135$, P.S. = rd. 9500,

und für 15 Knoten: $9500 : x = 14,7^3 : 15^3 = 3176 : 3375$ mithin P.S. = rd. 10100

Es ist also:

für das volle Schiff $200 \times 20 \times 13,6$ m, wie eben berechnet: P.S. = 10100

für das volle Schiff $300 \times 20 \times 13,6$ m:

$$\text{P.S.} = 10100 \times \frac{45203^{2/3}}{30135^{2/3}} = 10100 \times 1,3104 = \dots \text{rd. } \underline{13235 \text{ P.S.}}$$

für das volle Schiff $400 \times 20 \times 13,6$ m:

$$\text{P.S.} = 10100 \times \frac{60270^{2/3}}{30135^{2/3}} = 10100 \times 1,5874 = \dots \text{rd. } \underline{16032 \text{ P.S.}}$$

für das volle Schiff $200 \times 30 \times 20,3$ m:

$$\text{P.S.} = 10100 \times \frac{45203^{2/3}}{30135^{2/3}} = 10100 \times 1,3104 = \dots \text{rd. } \underline{13235 \text{ P.S.}}$$

für das volle Schiff $300 \times 30 \times 20,3$ m:

$$\text{P.S.} = 10100 \times \frac{67804^{2/3}}{30135^{2/3}} = 10100 \times 1,7171 = \dots \text{ rd. } \underline{17342 \text{ P.S.}}$$

für das volle Schiff $400 \times 30 \times 20,3$ m:

$$\text{P.S.} = 10100 \times \frac{90405^{2/3}}{30135^{2/3}} = 10100 \times 2,0801 = \dots \text{ rd. } \underline{21009 \text{ P.S.}}$$

für das volle Schiff $200 \times 40 \times 29,8$ m:

$$\text{P.S.} = 10100 \times \frac{60270^{2/3}}{30135^{2/3}} = 10100 \times 1,5874 = \dots \text{ rd. } \underline{16032 \text{ P.S.}}$$

für das volle Schiff $300 \times 40 \times 29,8$ m:

$$\text{P.S.} = 10100 \times \frac{90405^{2/3}}{30135^{2/3}} = 10100 \times 2,0801 = \dots \text{ rd. } \underline{21009 \text{ P.S.}}$$

für das volle Schiff $400 \times 40 \times 29,8$ m:

$$\text{P.S.} = 10100 \times \frac{120540^{2/3}}{30135^{2/3}} = 10100 \times 2,5198 = \dots \text{ rd. } \underline{25450 \text{ P.S.}}$$

2. Nach der Formel von AfonasiEFF.

Die in dem Taschenbuch der „Hütte“ II, 17. Auflage Seite 320 verzeichnete von Tromp*) abgeänderte Formel lautet:

$$\text{Indicierte Pferdestärke} = \frac{v^{3,6}}{C} \times \sqrt[3]{\frac{\text{Depl.}^2 \times B}{L^2}}$$

Hierin soll C = 118 bis 138 betragen.

Nun ist für „Deutschland“:

$$C = \frac{23^{3,6}}{36000} \times \sqrt[3]{\frac{23200^2 \times 20,42}{202^2}} = 143,2 = \underline{\text{rd. } 143}$$

und für „Palatia“

$$C = \frac{12 \cdot 8^{3,6}}{4200} \times \sqrt[3]{\frac{13360^2 \times 15,85}{140^2}} = 120,92 = \underline{\text{rd. } 121}$$

Da nun für Schiffe, welche die beiden Typschiffe an Grösse übertreffen, der Coefficient C voraussichtlich noch etwas steigt, so soll

für den scharfen Typ C = 145 und

für den vollen Typ C = 125 festgesetzt werden.

Scharfes Schiff $200 \times 20 \times 13,6$ m:

$$\text{P.S.} = \frac{23^{3,6}}{145} \times \sqrt[3]{\frac{26076^2 \times 20}{200^2}} = \dots \underline{38430}$$

Scharfes Schiff $300 \times 20 \times 13,6$ m

und $400 \times 20 \times 13,6$ m

*) T. H. A. Tromp, Moyen de juger de la valeur des essais des navires de guerre. Rotterdam 1897.

Da $\frac{26076}{200} = \frac{39114}{300} = \frac{52152}{400}$ und sich sonst nichts in der Formel ändert, so ist für die beiden Schiffe ebenfalls $\text{P.S.} = 38430$

Scharfes Schiff $200 \times 30 \times 19,8$ m:

$$\text{P.S.} = \frac{23^{3,6}}{145} \times \sqrt[3]{\frac{39114^2 \times 30}{200^2}} = \dots \dots \dots \underline{57645}$$

Ebenso für 300 und 400 m Länge.

Scharfes Schiff $200 \times 40 \times 28,5$ m:

$$\text{P.S.} = \frac{23^{3,6}}{145} \times \sqrt[3]{\frac{52152^2 \times 40}{200^2}} = \dots \dots \dots \underline{76860}$$

Ebenso für 300 und 400 m Länge.

Volles Schiff $200 \times 20 \times 13,6$ m:

$$\text{P.S.} = \frac{15^{3,6}}{125} \times \sqrt[3]{\frac{30135^2 \times 20}{200^2}} = \dots \dots \dots \underline{10537}$$

Ebenso für 300 und 400 m Länge.

Volles Schiff $200 \times 30 \times 20,3$ m:

$$\text{P.S.} = \frac{15^{3,6}}{125} \times \sqrt[3]{\frac{45203^2 \times 30}{200^2}} = \dots \dots \dots \underline{15806}$$

Ebenso für 300 und 400 m Länge

Volles Schiff $200 \times 40 \times 29,8$ m:

$$\text{P.S.} = \frac{15^{3,6}}{125} \times \sqrt[3]{\frac{60270^2 \times 40}{200^2}} = \dots \dots \dots \underline{21074}$$

Ebenso für 300 und 400 m Länge.

3. Nach den Curven von E. Tennyson D'Eyncourt.

Es wird angenommen, dass die veröffentlichten „typischen Pferdekraftkurven“ und die Angaben über die Grenzgeschwindigkeit in der Abhandlung des obigen Verfassers auf die vorliegenden Schiffe anwendbar sind. Die Schiffe haben sämtlich ein volles Hauptspant ($\beta = 0,94$) und ein so schlankes Vor- und Hinterschiff, wie der Völligkeitsgrad ($\delta = 0,636$ und $0,735$) zulässt.

Die sogenannten Grenzgeschwindigkeiten, über welche hinaus die Pferdestärken unverhältnismässig schnell wachsen, sind für $\delta = 0,5$:

für 200 m Länge = $\sqrt{656 \text{ Fuss}^*)}$ = rd. 25,6 Knoten

für 300 m Länge = $\sqrt{984 \text{ Fuss}}$ = rd. 31,4 Knoten

für 400 m Länge = $\sqrt{1312 \text{ Fuss}}$ = rd. 36,2 Knoten.

Der scharfe Typ hat nun ein $\delta = 0,636$ also sind die obigen Grenzge-

*) Alle Angaben in Fussen und Zollen in dieser Abhandlung sind englische Masse.

schwindigkeiten nach Diagramm I, Seite 864 („Schiffbau“ II) mit 0,8 zu multiplizieren, um auf die vorliegenden Schiffe zu passen.

Es betragen demnach die Grenzgeschwindigkeiten:

$$\text{für } L = 200 \text{ m} \dots 25,6 \times 0,8 = \text{rd. } 20,5 \text{ Knoten}$$

$$\text{für } L = 300 \text{ m} \dots 31,4 \times 0,8 = \text{rd. } 25,1 \text{ Knoten}$$

$$\text{für } L = 400 \text{ m} \dots 36,2 \times 0,8 = \text{rd. } 29,0 \text{ Knoten,}$$

welche gegenüber den angenommenen 23 Knoten eine Differenz:

$$\text{bei } L = 200 \text{ m von } +12 \text{ ‰}$$

$$\text{bei } L = 300 \text{ m von } -8\frac{1}{2} \text{ ‰}$$

$$\text{bei } L = 400 \text{ m von } -20\frac{1}{2} \text{ ‰ ergeben.}$$

Diagramm II zeigt das Verhältnis des Reibungswiderstands zum Restwiderstand. Danach beträgt der Restwiderstand, wenn der Reibungswiderstand = 1 gesetzt wird,

$$\text{bei } L = 200 \text{ m und } 112 \text{ ‰ der Grenzgeschwindigkeit} = 1,0$$

$$\text{bei } L = 300 \text{ m und } 91\frac{1}{2} \text{ ‰} \quad \text{,,} \quad = 0,345$$

$$\text{bei } L = 400 \text{ m und } 79\frac{1}{2} \text{ ‰} \quad \text{,,} \quad = 0,2$$

Der Reibungswiderstand lässt sich annähernd feststellen nach der bekannten Froude'schen Formel:

$$\text{Reibungswiderstand} = \gamma \times O \times v^m \times f$$

Hierin ist $\gamma = 1,025$ für Seewasser.

Die benetzte Oberfläche O findet sich ziemlich zuverlässig nach der Mumford-Denny'schen Formel*):

$$O = L \times B \times \delta + 1,7 \times L \times T$$

v = Schiffsgeschwindigkeit in m pro Secunde

$$m = 1,829 \text{ rd. } 1,83$$

Für 23 Knoten ist $v = 23 \times 0,5144 = 11,8312 \text{ m/Sec.}$

$$\text{und } v^m = 11,8312^{1,83} = 91,97 \text{ m/Sec.}$$

Für 15 Knoten ist $v = 15 \times 0,5144 = 7,7160 \text{ m/Sec.}$

$$\text{und } v^m = 7,7160^{1,83} = 42,065 \text{ m/Sec.}$$

Für 12,8 Knoten ist $v = 12,8 \times 0,5144 = 6,5843 \text{ m/Sec.}$

$$\text{und } v^m = 6,5843^{1,83} = 31,465 \text{ m/Sec.}$$

f = Reibungcoefficient ist graphisch geschätzt

$$\text{bei } L = 200 \text{ m auf } 0,1445$$

$$\text{bei } L = 300 \text{ m auf } 0,1438$$

$$\text{bei } L = 400 \text{ m auf } 0,1430$$

Da der ganze Unterschied jedoch nur etwa 1 ‰ beträgt, so soll f bei allen Schiffen von 200 m Länge aufwärts = 0,144 angesetzt werden.

*) Archibald Denny, On a rapid method of calculating wetted surfaces. Transactions Inst. Nav. Arch. 1895.

Es erübrigt noch, das Verhältnis der „effectiven Pferdestärken“ zu den indicierten festzusetzen.

Für „Deutschland“ ist nun:

$$\begin{aligned} \text{die benetzte Oberfläche} &= 202 \times 20,42 \times 0,636 + 1,7 \times 202 \times 8,63 \\ &= \quad \quad 2620 \quad \quad + \quad \quad 2960 \\ &= \text{rd. } 5580 \text{ qm} \end{aligned}$$

und der Reibungswiderstand:

$$5580 \times 1,025 \times 91,97 \times 0,144 = \text{rd. } 75700 \text{ kg.}$$

Da nun die Geschwindigkeit der „Deutschland“ die Grenzggeschwindigkeit um etwa 12 % überschreitet, so ist der Reibungswiderstand gleich dem Restwiderstand oder gleich der Hälfte des Gesamtwiderstandes.

Mithin ist das Güteverhältnis:

$$\frac{75700 \times 11,83}{75 \times \frac{36000}{2}} = \text{rd. } 0,66$$

Da nun kein Grund vorliegt, bei den vorliegenden scharfen Schiffen ein anderes Verhältnis anzunehmen, wenn es auch hoch erscheint, so soll dasselbe beibehalten werden.

Die Ermittlung des Maschinen-, Kessel- und Kohlegewichts schliesst sich der Bequemlichkeit wegen unmittelbar an die Berechnung der indicierten Pferdestärken an.

Das Gewicht der Maschinen- und Kesselanlage der „Deutschland“ ist:
bei gewöhnlicher Leistung von 33000 P.S. rund 171 kg pro P.S.
bei maximaler Leistung von 36000 P.S. rund 157 kg pro P.S.

Es wird nun die Möglichkeit angenommen, die in Betracht kommenden sehr grossen Anlagen für die berechnete Maximalleistung mit rund 160 kg pro indicierte Pferdestärke sachgemäss auszuführen.

Beim vollen Typ, welcher keine so hohen Anforderungen an die Maschinenanlage stellt, soll das Gewicht der Gesamtanlage mit 180 kg pro P.S. (bei „Palatia“ 192 kg) berechnet werden.

Zur Feststellung des Kohlegewichts sollen beim scharfen Typ 7 Tage Reisedauer (ca. 3900 Seemeilen) und 0,8 kg pro Stunde und P.S. gerechnet werden, da diese Schiffe nur in der New-Yorker Fahrt Aussicht auf dauernde Rentabilität haben können. Aus demselben Grunde erhält der volle Typ Kohlen für 12 Tage (ca. 4300 Seemeilen). In den Zahlen sind die Kohlen für die Hilfsmaschinen und die übliche Reserve berücksichtigt.

Hiernach berechnet sich der Kohlenvorrat pro Pferdestärke:
für den scharfen Typ auf $7 \times 24 \times 0,0008 = 0,1344 \text{ t}$ und
für den vollen Typ auf $12 \times 24 \times 0,0008 = 0,2304 \text{ t}$

Das Maschinen- und Kohlegewicht stellt sich also, wie folgt:

Scharfes Schiff $200 \times 20 \times 13,6$ m:

$$\text{Benetzte Oberfläche} = 200 \times 20 \times 0,636 + 1,7 \times 200 \times 10 = \text{rd. } 5944 \text{ qm}$$

$$\text{Reibungswiderstand} = 5944 \times 1,025 \times 91,97 \times 0,144 = \text{rd. } 80700 \text{ kg}$$

$$\text{Reibungs P.S.} = \frac{80700 \times 11,83}{75 \times 0,66} = \text{rd. } 19300, \text{ also P.S.} = 38600$$

$$\text{Maschinengewicht} = 38600 \times 0,16 = 6180$$

$$\text{Kohlegewicht} = 38600 \times 0,1344 = 5200$$

11380 t

Scharfes Schiff $300 \times 20 \times 13,6$ m:

Da sich die benetzten Oberflächen bei sonst gleichen Verhältnissen wie die Längen verhalten, so auch die zur Überwindung des Reibungswiderstandes nötigen Pferdestärken:

Es ist also: 19300

$$+ \frac{1}{2} \quad 9650$$

28950 P.S. für Reibung

$$+ \text{Reibungs-P.S.} \times 0,345 = 9950 \text{ P.S. für Restwiderstand}$$

$$\text{also Gesamt P.S.} = 38900$$

$$\text{Maschinengewicht} = 38900 \times 0,16 = 6230$$

$$\text{Kohlegewicht} = 38900 \times 0,1344 = 5240$$

11470 t

Scharfes Schiff $400 \times 20 \times 13,6$ m:

Analog ist 19300

$$+ 1 \quad 19300$$

38600 P.S. für Reibung

$$+ \text{Reibungs P.S.} \times 0,2 = 7720 \text{ P.S. für Restwiderstand}$$

$$\text{also Gesamt P.S.} = 46320$$

$$\text{Maschinengewicht} = 46320 \times 0,16 = 7410$$

$$\text{Kohlegewicht} = 46320 \times 0,1344 = 6240$$

13650 t

Scharfes Schiff $200 \times 30 \times 19,8$ m:

$$\text{Benetzte Oberfläche} = 200 \times 30 \times 0,636 + 1,7 \times 200 \times 10 = \text{rd. } 7216 \text{ qm}$$

$$\text{Reibungswiderstand:} = 7216 \times 1,025 \times 91,97 \times 0,144 = \text{rd. } 97800 \text{ kg}$$

$$\text{Reibungs-P.S.} = \frac{97800 \times 11,83}{75 \times 0,66} = \text{rd. } 23500 \text{ also Gesamt P.S.} = 47000$$

$$\text{Maschinengewicht} = 47000 \times 0,16 = 7520$$

$$\text{Kohlegewicht} = 47000 \times 0,1344 = 6330$$

13850 t

Scharfes Schiff 300 × 30 × 19,8 m:

Wie vorher ist:	23500
+ 1/2	11750
	<u>35250 P.S. für Reibung</u>
+ 0,345	12200 P.S. für Restwiderstand

also Gesamt P.S. = 47450

$$\text{Maschinengewicht} = 47450 \times 0,16 = 7590$$

$$\text{Kohलगewicht} = 47450 \times 0,1344 = 6390$$

13980 t

Scharfes Schiff 400 × 30 × 19,8 m:

Analog ist:	23500
+ 1	23500
	<u>47000 P.S. für Reibung</u>
+ 0,2	9400 P.S. für Restwiderstand

also Gesamt P.S. = 56400

$$\text{Maschinengewicht} = 56400 \times 0,16 = 9030$$

$$\text{Kohलगewicht} = 56400 \times 0,1344 = 7590$$

16620 t

Scharfes Schiff 200 × 40 × 28,5 m:

$$\text{Benetzte Oberfläche} = 200 \times 40 \times 0,636 + 1,7 \times 200 \times 10 = \text{rd. } 8488 \text{ qm}$$

$$\text{Reibungswiderstand} = 8488 \times 1,025 \times 91,97 \times 0,144 = \text{rd. } 115000 \text{ kg}$$

$$\text{Reibungs P.S.} = \frac{115000 \times 11,83}{75 \times 0,66} = \text{rd. } 27500 \text{ also Gesamt P.S.} = 55000$$

$$\text{Maschinengewicht} = 55000 \times 0,16 = 8800$$

$$\text{Kohलगewicht} = 55000 \times 0,1344 = 7400$$

16200 t

Scharfes Schiff 300 × 40 × 28,5 m:

Wie früher ist:	27500
+ 1/2	13750
	<u>41250 P.S. für Reibung</u>
+ 0,345	14200 P.S. für Restwiderstand

also Gesamt P.S. = 55450

$$\text{Maschinengewicht} = 55450 \times 0,16 = 8870$$

$$\text{Kohलगewicht} = 55450 \times 0,1344 = 7460$$

16330 t

Scharfes Schiff 400 × 40 × 28,5 m:

Analog ist:	27500
+ 1	27500
	<u>55000 P.S. für Reibung</u>
+ 0,2	11000 P.S. für Restwiderstand

also Gesamt P.S. = 66000

$$\begin{array}{rcl} \text{Maschinengewicht} & = & 66000 \times 0,16 = 10570 \\ \text{Kohlengewicht} & = & 66000 \times 0,1344 = 8880 \\ & & \hline & & 19450 \text{ t} \end{array}$$

Für den vollen Typ sind die Grenzggeschwindigkeiten für $\delta = 0,5$ nach dem Diagramm I auf Seite 864 („Schiffbau“ II) mit 0,61 zu multiplicieren, um auf diejenigen für ein $\delta = 0,735$ zu kommen.

Es stellen sich demnach die Grenzggeschwindigkeiten für die vorliegenden vollen Schiffe bei

$$L = 200 \text{ m auf } 15,3 \text{ Knoten}$$

$$L = 300 \text{ m auf } 19,2 \text{ Knoten}$$

$$L = 400 \text{ m auf } 22,1 \text{ Knoten und zeigen eine Ver-}$$

schiedenheit gegenüber der gewählten Geschwindigkeit von 15 Knoten

$$\text{bei } L = 200 \text{ m von } -2\%$$

$$\text{„ } L = 300 \text{ m von } -22\%$$

$$\text{„ } L = 400 \text{ m von } -32\%$$

Nach Diagramm II ergibt sich der Restwiderstand ausgedrückt durch den Reibungswiderstand bei

$$L = 200 \text{ m zu } 0,47$$

$$L = 300 \text{ m zu } 0,178$$

$$L = 400 \text{ m zu } 0,152$$

Das Verhältnis der effectiven Pferdestärken zu den indicierten errechnet sich nach dem Typschiff „Palatia“ wie folgt:

$$\text{Benetzte Oberfläche} = 140 \times 15,85 \times 0,735 + 1,7 \times 140 \times 8 = 3530 \text{ qm}$$

$$\text{Reibungswiderstand} = 3530 \times 1,025 \times 31,465 \times 0,146 = \text{rd. } 16600 \text{ kg}$$

$$\text{Nun ist: } L = 140 \text{ m} = \text{rd. } 459 \text{ Fuss.}$$

$$\text{Die Grenzggeschwindigkeit für } \delta = 0,5 \text{ beträgt } \sqrt{459} = 21,42 \text{ Knoten}$$

$$\text{„ „ „ } \delta = 0,735 \text{ ist gleich } 21,42 \times 0,61 = 13,066 \\ \text{rd. } 13,07 \text{ Knoten.}$$

Die wirkliche Geschwindigkeit von 12,8 Knoten ist also rd. 2% geringer als die Grenzggeschwindigkeit, also beträgt der Restwiderstand 0,47 des Reibungswiderstands.

Zur Überwindung des Reibungswiderstands werden also von den 4200 Gesamtpferdestärken rund 2200 aufgewandt. Es ist demnach:

$$\frac{16600 \times 6,584}{75 \times 2200} = 0,663 = \text{rd. } 0,66$$

Das Verhältnis von 0,66 der Nutzleistung zur indicierten scheint daher auch für den vollen Typ passend zu sein. Jedenfalls kann ein hoher Wirkungsgrad der Maschinen- und Kesselanlage erzielt werden, da es sich auch hier um ganz respectable Leistungen handelt.

Volles Schiff $200 \times 20 \times 13,6 \text{ m}$:

$$\text{Benetzte Oberfläche} = 200 \times 20 \times 0,735 + 1,7 \times 200 \times 10 = \text{rd. } 6340 \text{ qm}$$

$$\text{Reibungswiderstand} = 6340 \times 1,025 \times 42,065 \times 0,144 = \text{rd. } 39300 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} \text{Reibungs P.S.} &= \frac{39300 \times 7,716}{75 \times 0,66} = 6140 \\ &+ 6140 \times 0,47 = 2890 \text{ P.S. für Restwiderstand} \\ \text{also Gesamt P.S.} &= 9030 \\ \text{Maschinengewicht} &= 9030 \times 0,18 = 1625 \\ \text{Kohlgewicht} &= 9030 \times 0,2304 = 2080 \\ &\underline{\hspace{10em}} \\ &3705 \text{ t} \end{aligned}$$

Volles Schiff $300 \times 20 \times 13,6$ m:

$$\begin{aligned} \text{Die Oberfläche ist } 50\% \text{ grösser als vorher, also auch die Reibungsarbeit,} \\ \text{mithin} &= 6140 \\ &+ \frac{1}{2} \quad 3070 \\ &\quad 9210 \text{ P.S. für Reibung} \\ &+ 0,178 \quad 1640 \text{ P.S. für Restwiderstand} \\ \text{also Gesamt P.S.} &= 10850 \\ \text{Maschinengewicht} &= 10850 \times 0,18 = 1955 \\ \text{Kohlgewicht} &= 10850 \times 0,2304 = 2500 \\ &\underline{\hspace{10em}} \\ &4455 \text{ t} \end{aligned}$$

Volles Schiff $400 \times 20 \times 13,6$ m:

$$\begin{aligned} \text{Analog ist} &6140 \\ &+ 1 \quad 6140 \\ &\quad 12280 \text{ P.S. für Reibung} \\ &+ 0,152 \quad 1870 \text{ P.S. für Restwiderstand} \\ \text{also Gesamt P.S.} &= 14150 \\ \text{Maschinengewicht} &= 14150 \times 0,18 = 2550 \\ \text{Kohlgewicht} &= 14150 \times 0,2304 = 3270 \\ &\underline{\hspace{10em}} \\ &5820 \text{ t} \end{aligned}$$

Volles Schiff $200 \times 30 \times 20,3$ m:

$$\begin{aligned} \text{Benetzte Oberfläche} &= 200 \times 30 \times 0,735 + 1,7 \times 200 \times 10 = \text{rd. } 7810 \text{ qm} \\ \text{Reibungswiderstand} &= 7810 \times 1,025 \times 42,065 \times 0,144 = \text{rd. } 48400 \text{ kg} \\ \text{Reibungs P.S.} &= \frac{48400 \times 7,716}{75 \times 0,66} = 7530 \\ &+ 0,47 \quad 3540 \text{ P.S. für Restwiderstand} \\ \text{also Gesamt P.S.} &= 11070 \\ \text{Maschinengewicht} &= 11070 \times 0,18 = 1995 \\ \text{Kohlgewicht} &= 11070 \times 0,2304 = 2550 \\ &\underline{\hspace{10em}} \\ &4545 \text{ t} \end{aligned}$$

Volles Schiff $300 \times 30 \times 20,3$ m:

$$\begin{aligned} \text{Es ist:} &7530 \\ &+ \frac{1}{2} \quad 3765 \\ &\quad 11295 \text{ P.S. für Reibung} \\ &+ 0,178 \quad 2010 \text{ P.S. für Restwiderstand} \\ &\underline{\hspace{10em}} \end{aligned}$$

Gesamt P.S. = 13305

$$\text{Maschinengewicht} = 13305 \times 0,18 = 2400$$

$$\text{Kohlengewicht} = 13305 \times 0,2304 = 3070$$

 5470 t

 Volles Schiff 400 × 30 × 20,3 m:

$$\text{Analog: } 7530$$

$$+ 1 \quad 7530$$

$$\underline{15060 \text{ P.S. für Reibung}}$$

$$+ 0,152 \quad 2295 \text{ P.S. für Restwiderstand}$$

also Gesamt P.S. = 17355

$$\text{Maschinengewicht} = 17355 \times 0,18 = 3130$$

$$\text{Kohlengewicht} = 17355 \times 0,2304 = 4000$$

 7130 t

 Volles Schiff 200 × 40 × 29,8 m:

$$\text{Benetzte Oberfläche} = 200 \times 40 \times 0,735 + 1,7 \times 200 \times 10 = \text{rd. } 9280 \text{ qm}$$

$$\text{Reibungswiderstand} = 9280 \times 1,025 \times 42,065 \times 0,144 = \text{rd. } 57700 \text{ kg}$$

$$\text{Reibungs P.S.} = \frac{57700 \times 7,716}{75 \times 0,66} = \text{rd. } 9000$$

$$+ 0,47 \quad 4230 \text{ P.S. für Restwiderstand}$$

also Gesamt P.S. = 13230

$$\text{Maschinengewicht} = 13230 \times 0,18 = 2390$$

$$\text{Kohlengewicht} = 13230 \times 0,2304 = 3050$$

 5440 t

 Volles Schiff 300 × 40 × 29,8 m:

$$\text{Es ist wie vorher: } 9000$$

$$+ \frac{1}{2} \quad 4500$$

$$\underline{13500 \text{ P.S. für Reibung}}$$

$$+ 0,178 \quad 2405 \text{ P.S. für Restwiderstand}$$

also Gesamt P.S. = 15905

$$\text{Maschinengewicht} = 15905 \times 0,18 = 2870$$

$$\text{Kohlengewicht} = 15905 \times 0,2304 = 3660$$

 6530 t

 Volles Schiff 400 × 40 × 29,8 m:

$$\text{Analog ist: } 9000$$

$$+ 1 \quad 9000$$

$$\underline{18000 \text{ P.S. für Reibung}}$$

$$+ 0,152 \quad 2740 \text{ P.S. für Restwiderstand}$$

also Gesamt P.S. = 20740

$$\text{Maschinengewicht} = 20740 \times 0,18 = 3740$$

$$\text{Kohlengewicht} = 20740 \times 0,2304 = 4770$$

 8510 t

Für die später kommenden Vergleiche ist es von Interesse, die Anzahl der indicierten Pferdestärken und das Maschinen-, Kessel- und Kohlegewicht der „Palatia“ zu kennen, welche dieses Schiff für eine Geschwindigkeit von 15 Knoten haben müsste.

Geht man nach der dritten Potenz der Geschwindigkeit, so ist:

$$12,8^3 : 15^3 = 2097 : 3375 = 4200 \text{ P.S.} : 6800 \text{ P.S.}$$

Nach der Methode von Eyncourt ist die Grenzgeschwindigkeit für 140 m Länge bei $\delta = 0,735$ gleich 13,07 Knoten. Für die 15 % grössere Geschwindigkeit von 15 Knoten verhält sich nach den Curven:

$$\text{Reibungsarbeit zur Restarbeit} = 100 : 128$$

$$\text{Reibungswiderstand} = 3530 \text{ qm} \times 1,025 \times 42,065 \times 0,146 = \text{rd. } 22200 \text{ kg}$$

$$\text{Reibungs P.S.} = \frac{22200 \times 7,716}{75 \times 0,66} = 3460$$

$$+ 3460 \times 1,28 = 4420 \text{ P.S. für Restwiderstand}$$

$$\text{also Gesamt P.S.} = 7880$$

$$\text{Maschinengewicht} = 7880 \times 0,18 = 1420$$

$$\text{Kohlegewicht} = 7880 \times 0,2304 = 1810$$

$$\underline{\underline{3230 \text{ t}}}$$

Es stellte sich ferner als wünschenswert heraus, die Pferdestärke sowie das Maschinen- und Kohlegewicht für das volle Schiff $150 \times 20 \times 13,6$ m zu kennen.

Nach Eyncourts Methode ist: 150 m = 492 Fuss, also Grenzgeschwindigkeit für $\delta = 0,5$ gleich $\sqrt{492} = 22,18$ Knoten. Für $\delta = 0,735$ beträgt also die Grenzgeschwindigkeit $22,18 \times 0,61 = \text{rd. } 13,5$ Knoten. Die angenommene Geschwindigkeit von 15 Knoten ist also 11 % grösser. Nach den Curven verhält sich die Reibungsarbeit zur Restarbeit wie 100 zu 92.

$$\text{Benetzte Oberfläche} = L \times B \times \delta + 1,7 \times L \times T = 4755 \text{ qm}$$

$$\text{Reibungswiderstand} = 4755 \times 1,025 \times 42,065 \times 0,146 = \text{rd. } 30000 \text{ kg}$$

$$\text{Reibungs P.S.} = \frac{30000 \times 7,716}{75 \times 0,66} = \text{rd. } 4680$$

$$+ 0,92 = 4300 \text{ für Restwiderstand}$$

$$\text{also Gesamt P.S. } 8980$$

$$\text{Maschinengewicht} = 8980 \times 0,18 = 1615$$

$$\text{Kohlegewicht} = 8980 \times 0,2304 = 2070$$

$$\underline{\underline{3685 \text{ t}}}$$

Schliesslich sind noch die Berechnungen der Pferdestärken u.s.w. für die beiden vollen Schiffe: $168 \times 20 \times 13,6$ und $115 \times 20 \times 13,6$ m zu machen.

$168 \text{ m} = 551 \text{ Fuss}$, also Grenzgeschwindigkeit bei $\delta = 0,5$ gleich $\sqrt{551} = \text{rd. } 23,47 \text{ Knoten}$. Für $\delta = 0,735$ ist die Grenzgeschwindigkeit $= 23,47 \times 0,61 = \text{rd. } 14,3 \text{ Knoten}$. Die hier vorgesehene Geschwindigkeit von 15 Knoten ist also 5 % grösser. Nach den Curven verhält sich die Reibungsarbeit zur Restarbeit wie 100 zu 63. Die benetzte Oberfläche ist 5330 qm.

Reibungswiderstand $= 5330 \times 1,025 \times 42,065 \times 0,145 = \text{rd. } 33400 \text{ kg}$

$$\text{Reibungs P.S.} = \frac{33400 \times 7,716}{75 \times 0,66} = \text{rd. } 5210$$

$$+ 0,63 = 3290 \text{ für Restwiderstand}$$

$$\text{also Gesamt P.S.} = 8500$$

$$\text{Maschinengewicht} = 8500 \times 0,18 = 1530$$

$$\text{Kohlengewicht} = 8500 \times 0,2304 = 1960$$

$$\underline{\underline{3490 \text{ t}}}$$

$115 \text{ m} = 377 \text{ Fuss}$, also Grenzgeschwindigkeit $\sqrt{377} = 19,42 \text{ Knoten}$, für $\delta = 0,735$ ist die Grenzgeschwindigkeit $= 19,42 \times 0,61 = 11,8 \text{ Knoten}$. Diese Geschwindigkeit wird von der festgesetzten von 15 Knoten um 27 % übertroffen. Hierfür ist die Reibungsarbeit zur Restarbeit nach den Curven wie 100 zu 195. Die benetzte Oberfläche beträgt 3650 qm.

Reibungswiderstand $= 3650 \times 1,025 \times 42,065 \times 0,146 = \text{rd. } 23000 \text{ kg}$

$$\text{Reibungs P.S.} = \frac{23000 \times 7,716}{75 \times 0,66} = \text{rd. } 3590$$

$$+ 1,95 = 7000 \text{ für Restwiderstand}$$

$$\text{also Gesamt P.S.} = 10590$$

$$\text{Maschinengewicht} = 10590 \times 0,18 = 1900$$

$$\text{Kohlengewicht} = 10590 \times 0,2304 = 2440$$

$$\underline{\underline{4340 \text{ t}}}$$

In der folgenden Tabelle sind die Pferdestärken nach den drei besprochenen Methoden, die Gewichte der Maschinenanlagen und der Kohlenvorräte sowie die Pferdestärken pro Tonne Displacement zusammengestellt.

Die vorstehenden Werte sowie die Gewichte der Maschinenanlagen und Kohlen in Procenten der dazugehörigen Displacements sind auf den Seiten 78, 79 und 82 graphisch zusammengestellt.

Scharfer Typ: 23 Knoten	Indicierte Pferdestärken			Gewichte			P.S. pro Tonne Depl.
	nach Depl. ^{2/3}	nach Afonasieff	nach Eyncourt	der Masch. u. Kessel t	der Kohlen t	Zu- sammen t	
„Deutschland“ 202×20,42×13,41 m	36000	36000	36000	5650	4400	10050	1,55
200×20×13,6	39000	38430	38600	6180	5200	11380	1,48
300×20×13,6	51000	38430	38900	6230	5240	11470	0,994
400×20×13,6	61700	38430	46320	7410	6240	13650	0,888
200×30×19,8	51000	57645	47000	7520	6330	13850	1,20
300×30×19,8	66800	57645	47450	7590	6390	13980	0,808
400×30×19,8	80900	57645	56400	9030	7590	16620	0,721
200×40×28,5	61700	76860	55000	8800	7400	16200	1,056
300×40×28,5	80900	76860	55450	8870	7460	16330	0,708
400×40×28,5	98000	76860	66000	10570	8880	19450	0,633

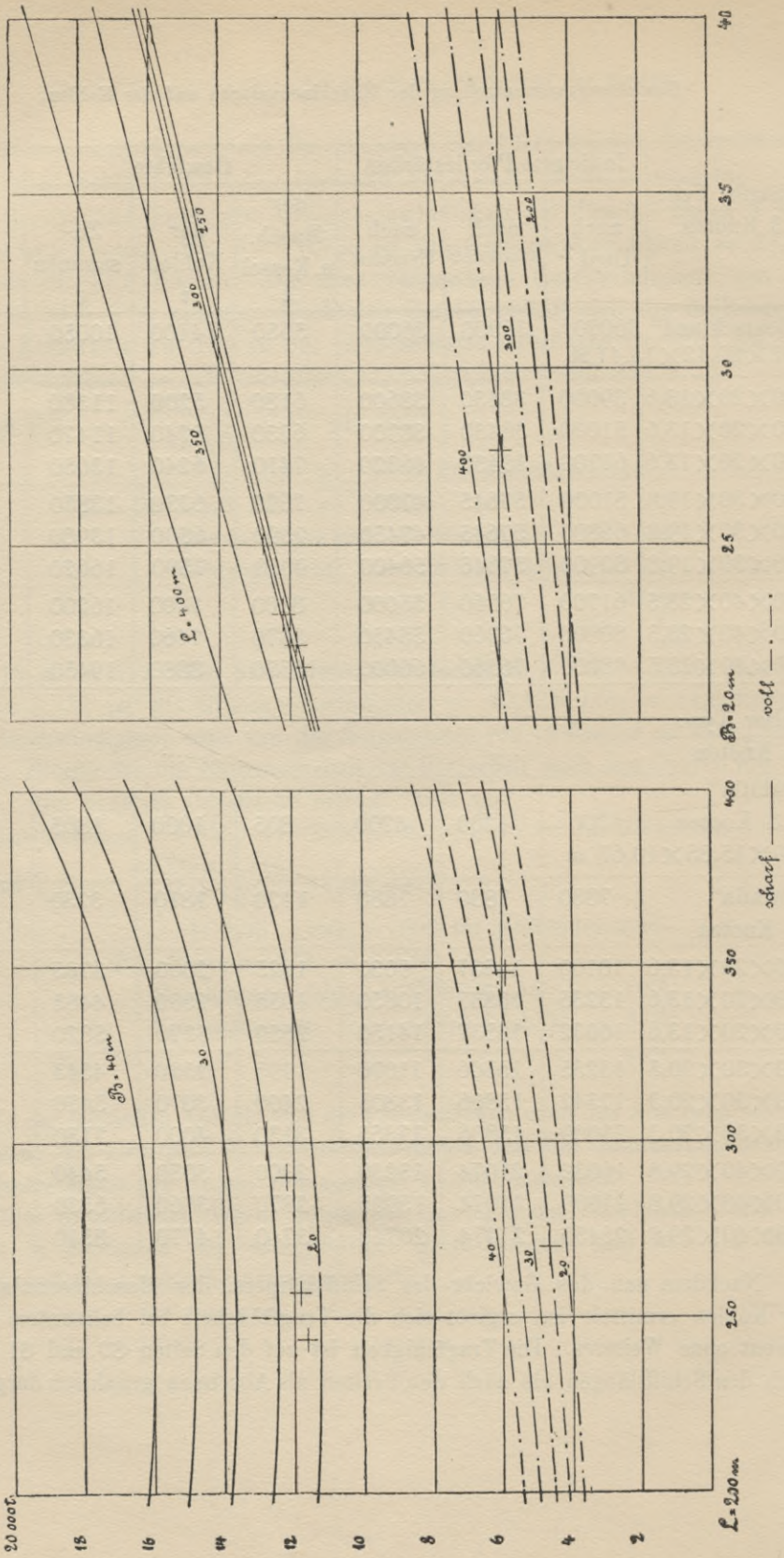
Voller Typ:

15 Knoten

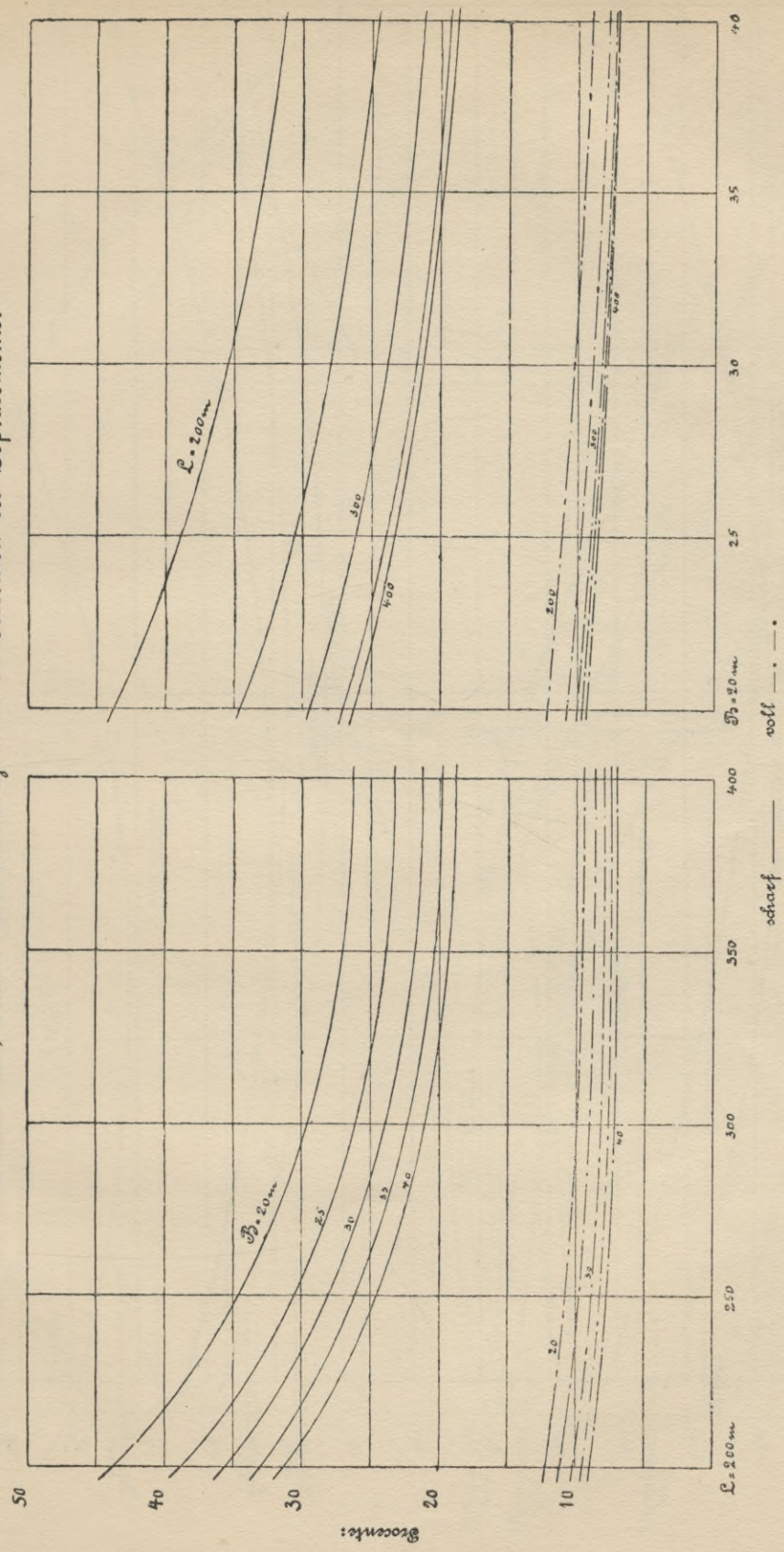
„Palatia“ 12,8 Knoten 140×15,85×10,67 m	4200	4200	4200	805	1000	1805	0,314
„Palatia“ 15 Knoten	7880	7880	7880	1420	1810	3230	0,590
200×20×13,6	10100	10537	9030	1625	2080	3705	0,300
300×20×13,6	13235	10537	10850	1955	2500	4455	0,240
400×20×13,6	16032	10537	14150	2550	3270	5820	0,235
200×30×20,3	13235	15806	11070	1995	2550	4545	0,245
300×30×20,3	17342	15806	13305	2400	3070	5470	0,196
400×30×20,3	21009	15806	17355	3130	4000	7130	0,192
200×40×29,8	16032	21074	13230	2390	3050	5440	0,220
300×40×29,8	21009	21074	15905	2870	3660	6530	0,176
400×40×29,8	25450	21074	20740	3740	4770	8510	0,172

Nachdem nun das Gewicht des Schiffskörpers, der Maschinenanlage und der Kohlen ermittelt ist, ergibt sich die Tragfähigkeit bei bekanntem Displacement ohne Weiteres. Die Tragfähigkeit ist auf den Seiten 80 und 81 sowohl nach den Schiffslängen als auch den Breiten als Abschnitte graphisch dargestellt.

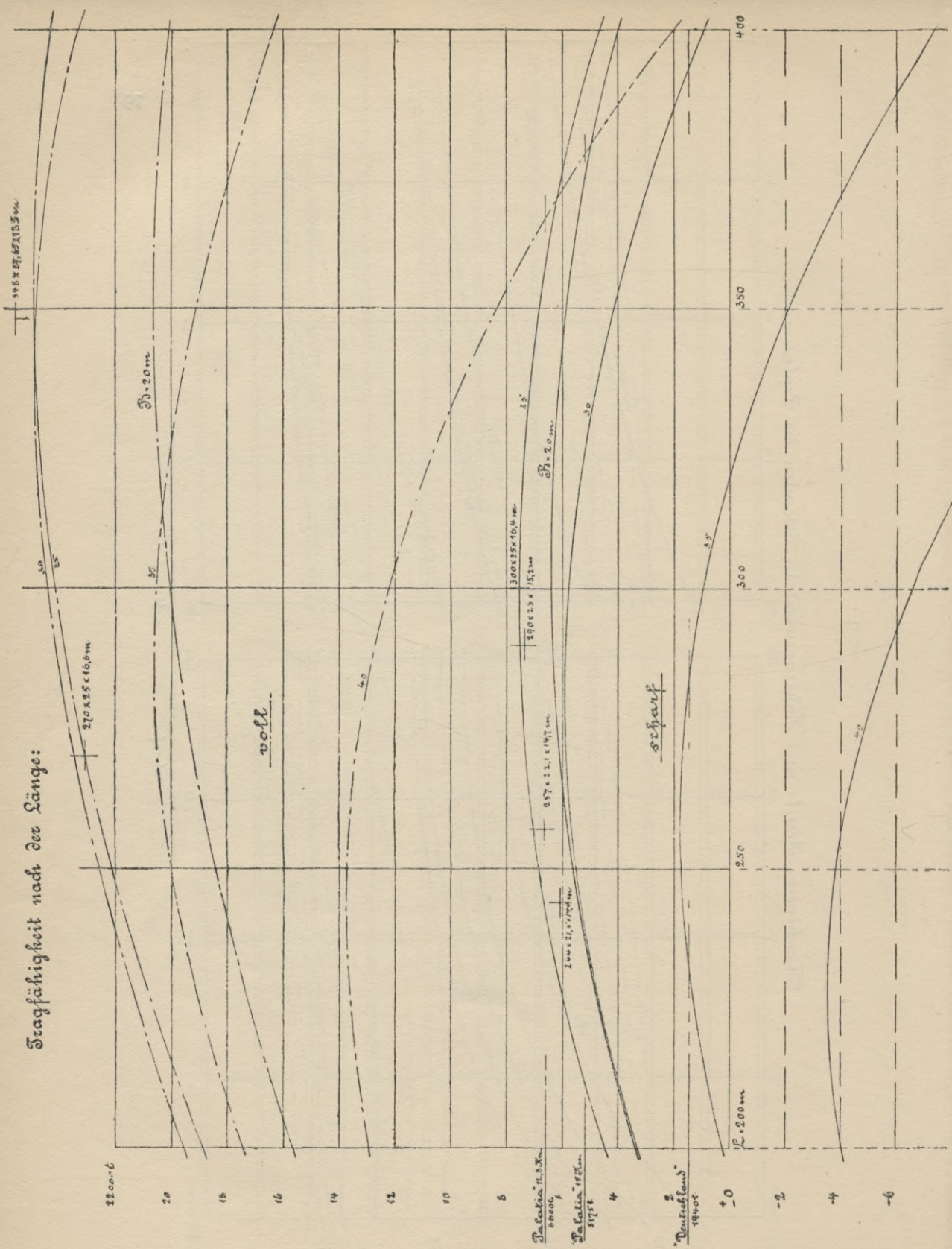
Gewichte der Maschinen, Kessel und Kohlen:



Maschinen-, Kessel- und Kohlegewicht in Prozenten des Displacements:



Tragfähigkeit nach der Länge:



22 voll

20

18

16

14

12

10

8

Reinheitsgrad
19405

Reinheitsgrad
19405

Reinheitsgrad
19405

+0

-2

-4

-6

16 x 200 mm

1250

300

350

400

270 x 25 x 16,6 mm

$\bar{D} = 20 \text{ mm}$

voll

40

257 x 22,1 x 19,7 mm

300 x 25 x 16,6 mm

300 x 25 x 16,6 mm

15

$\bar{D} = 20 \text{ mm}$

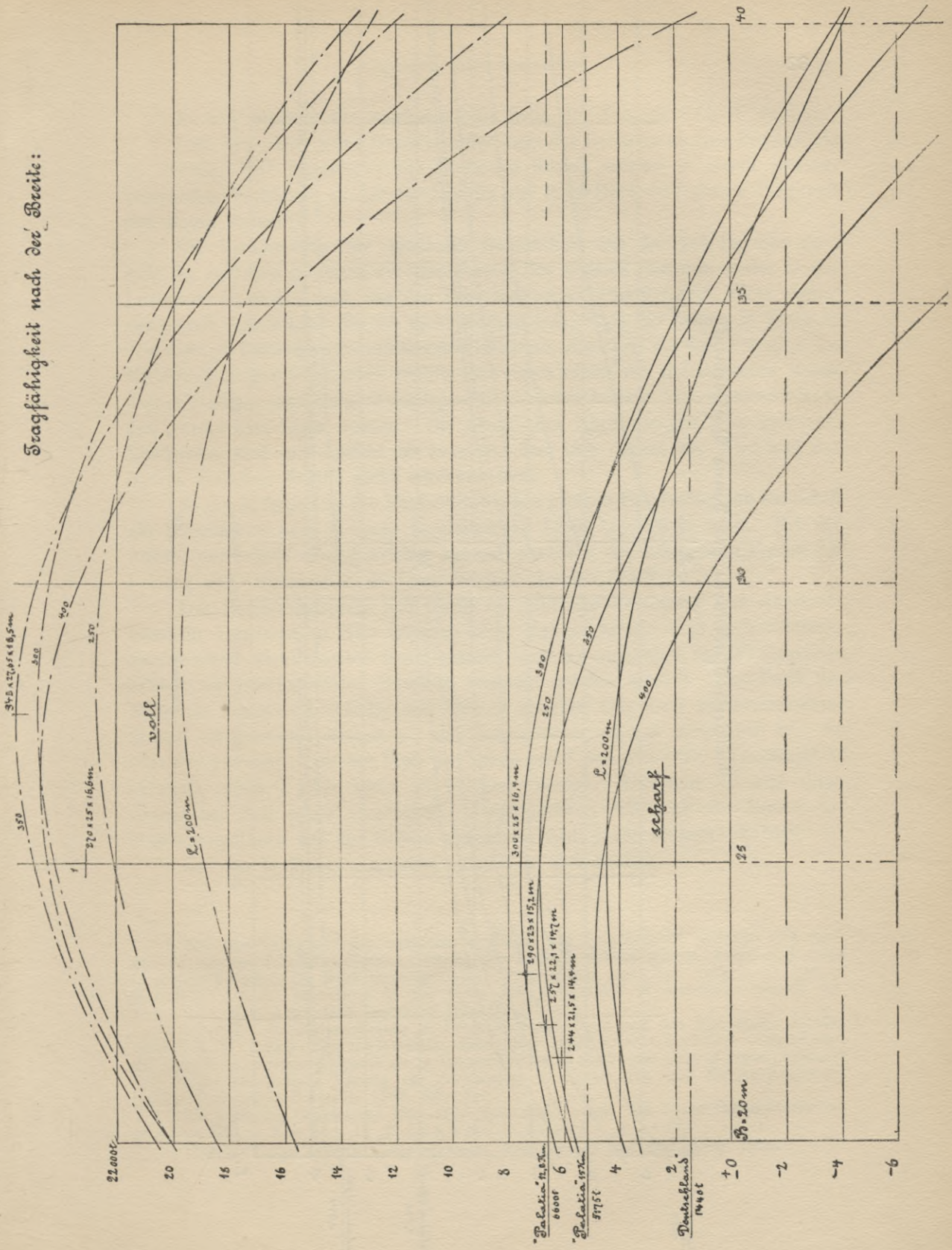
30

schief

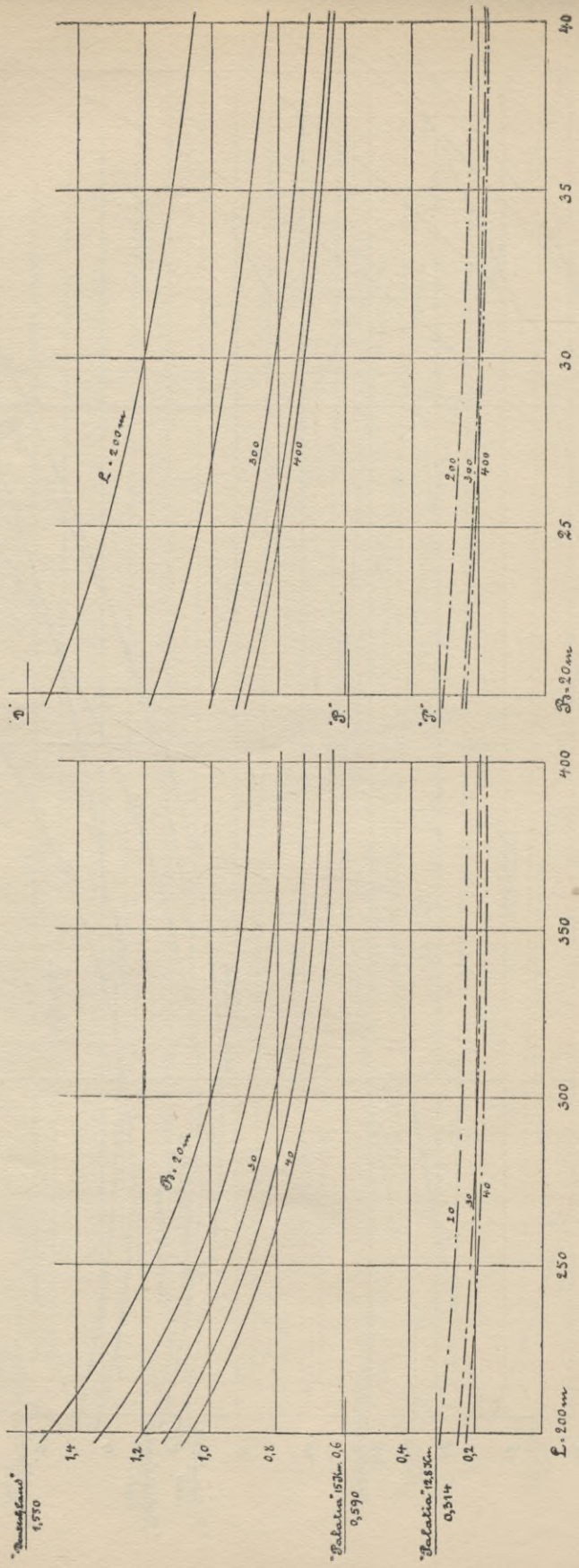
15

40

Tragfähigkeit nach der Breite:



Indicierte Steifstärkte pro Tonne Displacement:



scharf voll

Es soll nunmehr die kaufmännische Seite des Themas erörtert werden.

Dem Bau eines jeden Handelsschiffes liegt der Gedanke an eine Rentabilität zu Grunde. Die einmaligen und laufenden Kosten müssen in einem gewinnbringenden Verhältnis zu der für Ladung und Passagiere verfügbaren Tragkraft und Raum stehen.¹⁾

Die Veränderung der absoluten Rentabilität mit der Schiffsgrösse lässt sich, da zuverlässige Daten zur Berechnung der meisten Factoren weder in der Litteratur zu finden noch von den Interessenten zu erhalten sind, nicht einmal annähernd feststellen. Es ist nicht anzunehmen, dass die beiden in Betracht kommenden Deutschen Schifffahrtsgesellschaften, nachdem sie dem Verfasser die Mitteilung einiger technischen Details verweigert haben, ihr Betriebsconto, durch dessen Studium man einige Anhaltspunkte gewinnen könnte, einem aussenstehenden Dritten klar legen werden. Die öffentlichen Abrechnungen aller grösseren Rhedereien sind mit Absicht so angelegt, dass sich daraus der Wert und der Nutzen einzelner Schiffe nicht erkennen lässt.

Es macht ferner für die Rentabilität einen grossen Unterschied, ob ein Schiff als Einzelfahrer oder in einer regelmässigen Linie beschäftigt wird. Mit der Anzahl der Schiffe eines Betriebes nehmen natürlich die allgemeinen Kosten der Leitung und Organisation an Land für das einzelne Schiff ab.

Der Herstellungspreis und damit die jährliche Verzinsung und Abschreibung für verminderten Wert ist auch nicht einigermaßen genau zu bestimmen. Erschwerend wirkt hierbei der Umstand, dass an ein Schiff als Welthandelsartikel ein internationaler Massstab angelegt werden muss.²⁾ Der Preis des Materials fluctuiert beständig und hält zu gleicher Zeit auch nicht annähernd überall ein gewisses Niveau.³⁾ Die Arbeitslöhne nehmen allmählich zu. Es ist zwar bekannt, dass der Preis pro Tonne Schiff von etwa 6000 t Tragfähigkeit aufwärts steigt,⁴⁾ aber nicht in welchem Tempo. Vielleicht hat sich diese Grenze zur Zeit schon verschoben. Auch darüber, wie sich die Preise der Maschinenanlagen mit der Grösse verändern, fehlt jeder genauere Anhalt.

Bei den laufenden Ausgaben verhält es sich ähnlich.

¹⁾ Mit dem Verhältnis des benutzbaren Raums zur Tragfähigkeit, welches sich nach dem durchschnittlichen specifischen Gewicht der Ladung richten müsste, haben sich Biles in seinem Vortrage: *On large cargo steamers*. Transactions Inst. Nav. Arch. 1900, und B. Martell in: *On the alterations in the types and proportions of mercantile vessels etc.* Trans. Inst. Nav. Arch. 1892 eingehend beschäftigt.

²⁾ Über die Herstellungskosten in Deutschland, England und den Vereinigten Staaten siehe Geo. W. Dickie: *Can the American shipbuilder under present conditions compete with the British and German shipbuilders in the production of the largest class of ocean passenger and freight steamships?* Vortrag vor der Society of Naval Arch. and Marine Engineers. Marine Engineering December 1900, Seite 510.

³⁾ Nach Marine Engineering Dec. 1899. Seite 258 kostete die Tonne Stahlmaterial zu derselben Zeit in New York 18 £ 8 s 6 d und in England 7 £ 8 s 6d.

⁴⁾ Hunter: *Large Atlantic Cargo Steamers*. Transactions Inst. Nav. Arch. 1899.

Die Assecuranz ist schwer zu ermitteln. Die Rhedereien tragen gewöhnlich einen bedeutenden Teil des Schiffswerts in Selbstversicherung und vereinigen sich womöglich noch zu grösseren Verbänden, um das Risiko zu verkleinern. Wie sich die Raten bei den Versicherungsgesellschaften im Einzelfall stellen würden, ist zur Zeit wohl selbst von den Beteiligten nicht mit Bestimmtheit zu sagen.

Bei den Hafengebühren sind allgemeine Sätze kaum aufzustellen. Dieselben sind in fast allen Häfen verschieden*), und richten sich nach allerlei Neben Umständen. Ihre Veränderung mit der Schiffsgrösse festzustellen macht erhebliche Schwierigkeiten. Ebenso diejenige der Abgaben für die Lotsen und Befeuerung der Küsten, der Staatssteuern u.s.w. Die grossen Linien treffen gewöhnlich für die Anlageplätze ihrer Schiffe, Benutzung der Uferkrane, der Lagerräume etc. besondere Abmachungen mit den Eigentümern, aus denen sich die Kosten für ein bestimmtes Schiff nicht herauschälen lassen.

Die Gehälter der Officiere und die Löhnung der Mannschaften**) lassen sich wohl durchschnittlich feststellen, aber da es keine Bestimmungen und sichere Anhalte für die Stärke der Besatzung giebt, (auf den grösseren Schiffen eines neuen Typs wird die zweckmässige Grösse der Mannschaft gewöhnlich practisch ausprobiert) so schwebt diese Frage wieder in der Luft. Es lässt sich schwer bestimmen, wieviel Personal zum gesicherten Betrieb so grosser Schiffe grade notwendig ist, und wie die Anzahl mit der Schiffsgrösse wächst.

Bei den Einnahmen für die Passagierbeförderung lässt sich ohne Kenntnis der betreffenden Conten nichts Sicheres feststellen, geschweige denn eine Skala für in der Grösse zunehmende Schiffe entwerfen. Bekannt sind im besten Falle die Gesamtzahl der auf allen Linien einer Gesellschaft beförderten Passagiere und die Passagepreise für die einzelnen Classen; aber ohne die wirkliche Einnahmesumme lässt sich keine annähernde Annahme machen.

Die Frachtraten sind einem stetigen Wechsel unterworfen. Ausserdem lässt sich ein richtiges Durchschnittsverhältnis der einzelnen zu befördernden Güterkategorien zu einander schwer finden. Die Ladung setzt sich z. B. auf der New-Yorker Fahrt zu verschiedenen Jahreszeiten auch verschieden zusammen. Für die Stapelartikel werden häufig besondere Abschlüsse über grosse Parteen, die sich auf eine Reihe von Schiffen verteilen, gemacht. Also man tappt auch hier im Dunkeln. Schliesslich müssten noch die Commission für die Frachtvermittler, die Stempelabgaben, die Kosten des Ladens und Löschens ermittelt werden, um an den Nettobetrag der verdienten Fracht zu kommen.

Auch die Kohlenpreise schwanken beständig. Daher nützt es auch nicht viel, wenn man das gebrauchte Kohlenquantum ziemlich genau feststellen kann,

*) Siehe z. B. Hansa, Deutsche Nautische Zeitschrift, Hamburg. No. 24. 1901. „Quai, Dock- und Hafengebühren verschiedener Nordeuropäischer Häfen“.

**) Siehe z. B. Wages paid seamen of various nationalities at foreign ports. Marine Engineering, Juni 1900.

sobald die Anzahl der Reisen pro Jahr, mit andern Worten also die zum Laden und Löschen nötige Zeit bekannt ist. Hier stossen wir auf eine neue Schwierigkeit, nämlich die Bestimmung der zum Laden und Löschen nötigen Zeit im Verhältnis zur Schiffsgrösse. Diese Frage ist in ökonomischer Hinsicht von vitaler Bedeutung. W. H. Hunter*), der Chefingenieur des Manchester Seekanals, hat berechnet, dass die laufenden Kosten für ein Schiff von ca. 10000 t Tragfähigkeit täglich etwa 2000 M betragen und bei Mehrgebrauch von je einem Tag im Hafen auf 12 Rundreisen im Jahr über $2\frac{1}{2}\%$ des Anlagekapitals verloren geht. Selbst wenn die Zeiten für das Laden und Löschen der verschiedenen Gattungen von Ladungen für ein bestimmtes Schiff bekannt wären, so müsste noch der längere Weg, den die Ladung bei grösseren Schiffen machen muss, um aus dem Raum auf den Quai zu gelangen und die Anzahl, Grösse und Lage der Luken berücksichtigt werden. Die Leistungsfähigkeit der Lade- und Löscheinrichtungen**) sind ferner von zunehmender Bedeutung, je mehr ein Schiff wächst. Bei kürzerer Reisedauer kann allein deswegen ein kleineres Schiff trotz unlimitiert vorhandener Ladung und seiner unvermeidlichen Nachteile einem grösseren gegenüber vorteilhafter sein als dieses. Bei den Schnelldampfern tritt an Stelle der Zeit für das Laden und Löschen der Frachtgüter diejenige für das Einnehmen der Bunkerkohlen.

Es kommen noch weitere schwer festzustellende Factoren für die absolute Rentabilität in Betracht, die von grossem Einfluss sind, so z. B. die Kosten der Instandhaltung, der unvermeidlichen Reparaturen und der notwendigen Ergänzung von Inventar. Hier trägt natürlich gute sachgemässe Ausführung von vornherein erheblich zur Einschränkung der Unkosten bei.

Man könnte ja unter Zugrundelegung von allerlei Annahmen und Ausschaltung gewisser Kosten eine angenäherte absolute Rentabilitätsberechnung machen. Dieselbe würde aber wenig Wert besitzen und daher soll darauf verzichtet werden.

Verlässt man nun das Gebiet der Mark und Pfennige und betrachtet die Rentabilität der Vergrösserungen im Verhältnis unter einander und zu den Typschiffen, also relativ, so bieten die gezeichneten Curven bereits einige interessante Resultate. Wohl verstanden gelten alle Gewichtsangaben u.s.w. für einen Tiefgang von 10 m.

Aus den Curven des Schiffsgewichts auf Seite 62 und 63 geht deutlich hervor, dass bei beiden Typen das Schiffsgewicht verhältnismässig schneller bei zunehmender Breite als zunehmender Länge wächst. Dies hat seinen Grund in dem Wachsen der Seitenhöhe mit der Schiffsbreite aus Stabilitätsrücksichten

*) W. H. Hunter: The discharging and reloading of large steamers. The Engineer, 9. Juni 1899, Seite 564.

**) Die Liegezeit der Dampfer kann vielleicht durch weitere Ausbildung der im Prometheus No. 614, 1901, Seite 671 beschriebenen Laderampe (siehe auch Traveling ramps for unloading vessels. Marine Engineering October 1898, Seite 27.) oder durch ähnliche mechanische Hilfsmittel erheblich vermindert werden. Für Getreide sind die bezüglichen Einrichtungen bereits in hohem Grade entwickelt.

und in der Vermehrung der Decks mit ihren Einrichtungen. Das Schiffsgewicht des vollen Typs steigt ausserdem noch etwas schneller als das des scharfen. Also ist es im Allgemeinen für die Tragfähigkeit bei gleichbleibendem Tiefgange trotz der Verstärkungen der Längsverbände vorteilhafter, die Schiffe zu verlängern.

Das Gewicht der Maschinenanlagen und Kohlen (auf Seite 78 graphisch dargestellt) des scharfen Typs hat etwa bei 250 m Länge ein Minimum. Dies ist erklärlich, da die Geschwindigkeit von 23 Knoten die Grenzgeschwindigkeit für 200 m übersteigt, also Schiffe von letzterer Länge einen unverhältnismässigen Kraftbedarf zur Erreichung der vorgenommenen Geschwindigkeit haben. Im Allgemeinen steigert sich anfangs das Gewicht bei beiden Typen schneller mit zunehmender Breite, im weiteren Verlauf gewinnt jedoch die Zunahme mit der Länge die Oberhand. Die Curven für den vollen Typ haben bei den Anfangswerten das Minimum bereits hinter sich und steigen regelmässig an.

In Procenten des Displacements ausgedrückt, (Seite 79) fallen die Gewichte der Maschinenanlagen und der Kohlen anfangs schnell, dann immer langsamer, und zwar ist das Fallen bei zunehmender Länge intensiver als bei zunehmender Breite. Die Tendenz ist bei beiden Schiffstypen dieselbe, prägt sich jedoch beim scharfen Typ deutlicher aus.

Die Curven der indicierten Pferdestärken pro Tonne Displacement (Seite 82) bieten bereits den directen Vergleich mit den Typschiffen. Es zeigt sich, dass alle Schiffe über 200 m Länge und 20 m Breite bei 10 m Tiefgang in dieser Beziehung beiden Typschiffen überlegen sind. Allgemein nimmt die indicierte Pferdestärke pro Tonne Displacement mit wachsender Länge schneller ab, als mit wachsender Breite. Es ist jedoch abzusehen, dass sich dieses Verhältnis später umkehrt.

Die graphische Darstellung der Tragfähigkeit (Seite 80 und Seite 81) zeigt bei der Verlängerung ein langsames Steigen und nach Überwindung der Maxima ein langsames Fallen, als bei der Verbreiterung. Die Maxima der Curven bewegen sich nach links auf die Anfangswerte ($L = 200$ m und $B = 20$ m) zu. Die Stellung der Typschiffe zeigt, dass zur Zeit das Maximum der Tragfähigkeit noch lange nicht erreicht ist.

Das interessanteste Resultat dürfte sein, dass die Tragfähigkeit des vollen 15 Knotenschiffs auf dem Nordatlantic mit rund 25600 t und die des 23 Knotenschiffs mit rund 7520 t ihr Maximum erreicht, dass es also zwecklos ist, über die Hauptdimensionen dieser Schiffe, welche mit den übrigen charakteristischen Daten in der Schlusstabelle zusammengestellt sind, hinauszugehen.

Die Zahlen und Curven gelten natürlich nur so lange, als erstens kein erheblich leistungsfähigeres Material als der heutige Flussstahl zum Bau verwendet wird, ferner keine bedeutend festeren, also leichteren Verbindungen der einzelnen Bauteile als die gebräuchlichen Nietungen benutzt werden, und schliesslich das Maschinengewicht pro Pferdestärke und das Gewicht der Kohle pro

Arbeitseinheit nicht sinkt*). In der Gewichtszumessung der Schiffskörper sind jedoch gewisse Fortschritte bereits berücksichtigt, sodass die Zahlen und Curven nicht zu schnell veralten werden.

Über die relative Tragkraft geben die Curven der Tragfähigkeit pro t Displacement (Seite 88) Auskunft und zeigen wie günstig „Palatia“ bei 12,8 Knoten in dieser Beziehung steht. Sie sinken im Allgemeinen schneller bei der Verbreiterung als bei der Verlängerung. Die Möglichkeit, die Verhältniszahl der „Deutschland“ (0,062) und der „Palatia“ bei 15 Knoten (0,3875) zu übertreffen, hat einen weiten Spielraum.

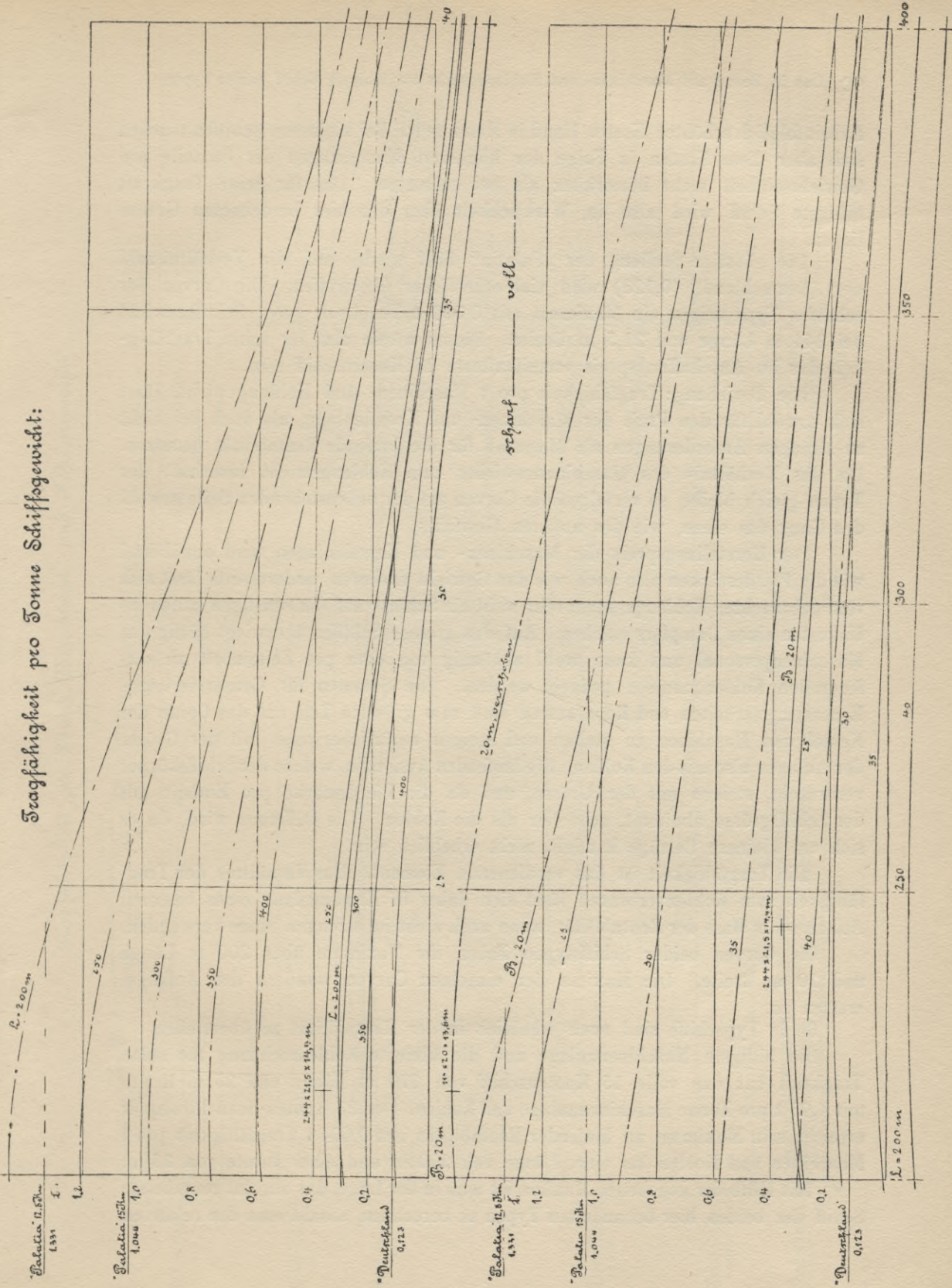
Der scharfe Typ hat sein Maximum von Tragfähigkeit pro Tonne Displacement und zwar von 0,179 bei 257 m Länge und 22,1 m Breite.

Da bis zu 200 m für die Länge des vollen Typs kein Maximum vorhanden ist, die Curven jedoch nicht weit unter 200 m Länge ein solches erwarten lassen, so wurde ein weiterer Punkt auf der 20 m Breiten-Curve wünschenswert und für das Schiff $150 \times 20 \times 13,6$ m berechnet. Das Breitenmaximum liegt bei 20 m. Die verlängerte 20 m Curve, welche der einheitlichen Blattgrösse wegen verschoben in das bereits vorhandene Ordinatenfeld der Zeichnung eingetragen ist, zeigt das relativ tragfähigste volle Schiff mit 0,527 t Tragkraft pro t Displacement bei 168 m Länge. Die Details siehe am Schluss.

Das Verhältnis der Tragfähigkeit pro t Schiffsgewicht kann man als allgemeinen Massstab für den Herstellungspreis des Schiffskörpers betrachten, wenn man davon absieht, dass der Preis mit der Schiffsgrösse z. Z. steigt. Man kann aber andererseits annehmen, dass die Kosten des Materials durch Verbesserungen in der Herstellung sinken, der Bau durch noch reichlichere Verwendung von Hilfsmaschinen beschleunigt und verbilligt wird, und die Einrichtungen der Werften sich den vergrösserten Verhältnissen so anpassen, dass der Preis pro t Schiff nur noch unerheblich mit der Schiffsgrösse zunimmt. Betrachten wir die Curven auf Seite 89 unter diesem Gesichtspunkt, so nimmt der Preis der vollen Schiffe über 200 m Länge und 20 m Breite stetig zu. Das Breitenmaximum liegt bei 20 m. Das Längenmaximum ergibt sich durch Verlängerung der 20 m Breitencurve rückwärts durch den Punkt des Schiffs $150 \times 20 \times 13,6$ m. Die Curve ist auch hier verschoben in das Ordinatenfeld gezeichnet. Danach ist das volle Schiff mit dem Maximum von Tragkraft für das Schiffsgewicht 115 m lang. Hierzu muss jedoch bemerkt werden, dass das Leichtbauen also Gewichtsparen mit besonders guter und auch vermehrter

*) Über den mutmasslichen Einfluss der Einführung eines specifisch leichteren oder festeren Schiffbaumaterials hat Biles einen Vortrag: „On nickel steel and aluminium as materials for ship construction“ vor der Institution of Civil Engineers gehalten, über welchen eingehend in „Stahl und Eisen“ vom 15. September 1897 und in Marine Engineering October 1897 und Januar 1898 referiert ist. Siehe auch zu diesem Thema: M. Hauser: Influence économique de la légereté dans la construction des navires. Bulletin de l'association technique maritime. Vol. I, 1890 und H. Sellentin: Die Verwendung des Aluminiums im Schiffbau, Octoberheft des „Schiffbau“ 1899.

Tragfähigkeit pro Tonne Schiffsgewicht:



stumpf voll

20 m, verfahren

L = 200 m

35

30

25

20

15

10

5

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

200

150

100

50

0

400

350

300

250

Arbeit folglich erhöhten Kosten Hand in Hand geht. Bei kleineren Schiffen machen sich aber diese Kosten in Folge der kleineren Abmessungen der Bauteile pro Gewichtseinheit mehr bemerkbar als bei grösseren. Das für seine Tragkraft billigste Schiff wird also in Wirklichkeit über der hier berechneten Grenze liegen.

Die günstige Stellung der „Palatia“ fällt wieder auf, die Verhältniszahl der „Deutschland“ (0,123) wird viel erheblicher übertroffen. Die Curven des scharfen Typs zeigen ein Maximum mit 0,369 t Tragkraft pro t Schiffsgewicht bei 244 m Länge und 21,5 m Breite. Dieses würde also für seine Tragfähigkeit das im Anschaffungspreis vorteilhafteste 23 Knotenschiff sein.

Die Beziehung: Tragfähigkeit pro t Maschinen- und Kohlegewicht, lässt sich sowohl für den Preis der Maschinen- und Kesselanlage, als auch bei nicht zu strengen Anforderungen als Massstab für die laufende Rentabilität benutzen. Da das Verhältnis des Maschinengewichts zum Kohlegewicht innerhalb der Typen gleich bleibt, so verfolgen die Curven auf der nebenstehenden Seite sowohl den Gang des einen, wie des anderen Gewichts.

Der Herstellungspreis der Maschinen- und Kesselanlagen wird annähernd wie die Pferdestärken also auch wie das Gewicht variieren, andererseits lässt sich vom gebrauchten Kohlenquantum sehr wohl ein Schluss auf die sonstigen laufenden Unkosten eines Dampfers machen. Auf den grossen Schiffen überwiegt häufig das Maschinenpersonal und kann wohl abhängig von dem pro Zeiteinheit zu verfeuernden Kohlenquantum gedacht werden. Die Summen für Conservierungs-, Erneuerungsarbeiten und Reparaturen sind zum grössten Teil auf das Conto der Kessel und Maschinen zu stellen und steigen natürlicherweise mit der Grösse der Anlagen also mit den Kohlen. Die laufenden Ausgaben, welche der Schiffskörper verursacht, steigen mit der Grösse, und da die Pferdestärke pro Einheit mit der Schiffsgrösse abnimmt, schneller als die Kohlen. Die Differenz wird, da es sich um kleinere Beträge handelt, nicht erheblich sein.

Die Tragfähigkeit ist das verdienende Element. Das Verhältnis der Tragfähigkeit zum Kohlenverbrauch lässt sich daher in Ermangelung eines besseren Anhaltes als Mass der Rentabilität, wenn auch nicht im strengen Sinne verwenden.

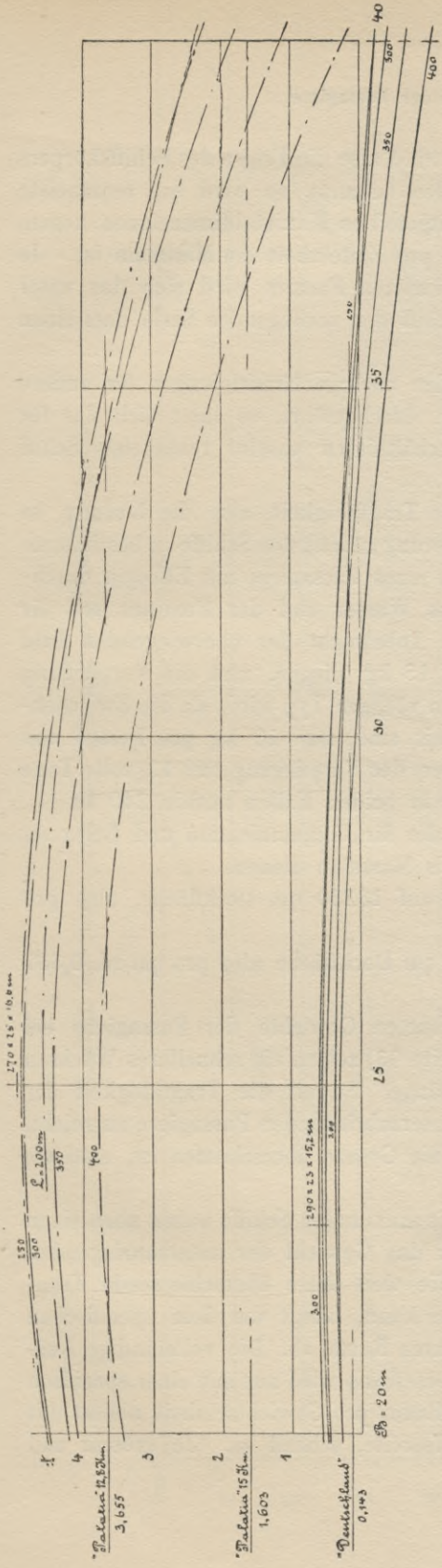
Die Curven beider Schiffstypen haben ihr Maximum über 200 m Länge und 20 m Breite. Die Maxima der einzelnen Curven wandern den Anfangswerten zu.

Beide Typschiffe sind noch erheblich in der Rentabilität zu übertreffen.

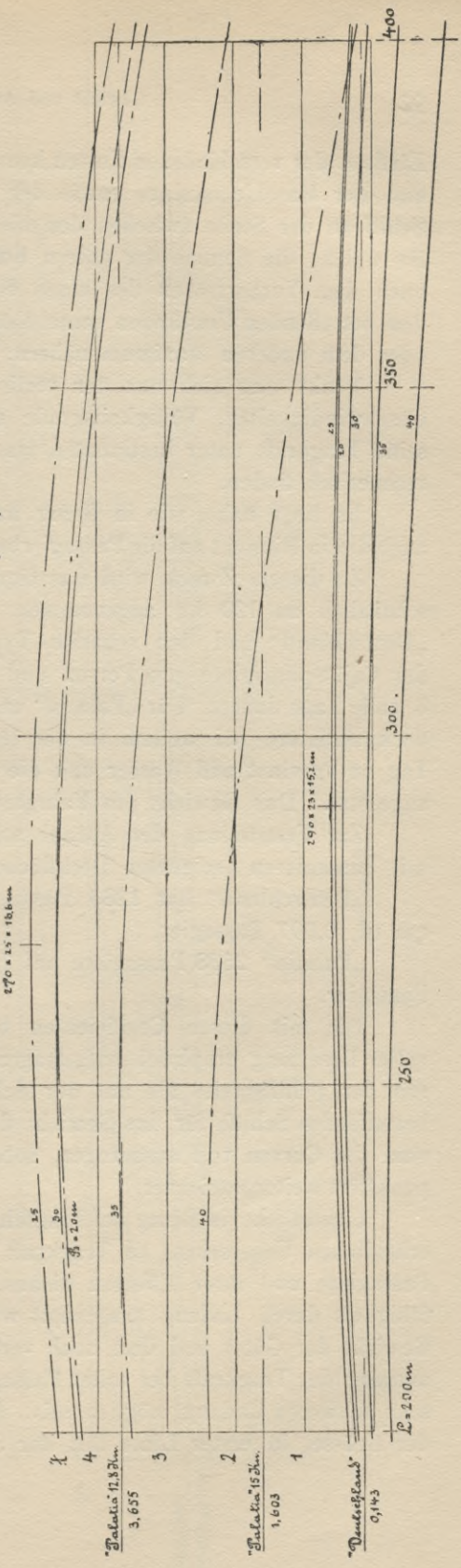
Die billigste Maschinenanlage und die kleinste Kohlenrechnung für seine Tragkraft hat das volle 15 Knotenschiff von 270 m Länge und 25 m Breite mit 4,93 t pro Tonne Maschinenanlage und Kohlen. Der 23 Knoten-Schnelldampfer erreicht sein Maximum an laufender Rentabilität mit 0,604 t Tragfähigkeit pro t Maschinen und Kohlen bei einer Länge von 290 m und einer Breite von 23 m.

Mit Hilfe der gegebenen Maxima ist man in der Lage, das absolut rentabelste Schiff der beiden hier behandelten Typen zu berechnen, sobald man den relativen

Tragfähigkeit pro Tonne Maschinen- und Kohlenengewicht:



schärf — woll



Einfluss der verschiedenen Kosten kennt. Sind also die Preise des Schiffskörpers und der Maschinenanlage sowie der Kohlen bekannt, so wird das rentabelste Schiff an der Stelle zwischen den hier mitgeteilten Maximaldimensionen liegen, für welche die Summe der obigen Kosten pro Zeiteinheit ein Minimum ist. Je nach dem Vorherrschen des einen oder anderen Factors wird sich das unter den betreffenden Umständen rentabelste Schiff der vorliegenden Serie dem einen oder dem anderen Maximum nähern.

Denkt man sich nun den vorliegenden analoge Ermittlungen für andere Geschwindigkeiten, Völligkeitsgrade u.s.w. durchgeführt, so lässt sich das für seine Tragkraft unter bestimmten Marktverhältnissen absolut rentabelste Schiff rechnerisch finden.

Es liegt nahe, wie in Bezug auf die Tragfähigkeit, also die Ladung, so auch die in Hinsicht auf die Passagierbeförderung günstigsten Schiffe zu bestimmen.

Zu diesem Zweck wird das Gewicht eines Passagiers mit Effecten durchschnittlich zu 120 kg angenommen. Das Wasser und der Proviant soll für „Deutschland“ und den scharfen Typ in Anbetracht der überwiegenden Zahl der Cajütspassagiere pro Person und Tag 15 kg wiegen, und die Verpflegung 8 volle Tage dauern. Für „Palatia“ und den völligen Typ wird, da die Zwischendeckpassagiere bei weitem in der Mehrheit sind, nur 10 kg pro Person und Tag an Proviant und Wasser und die Dauer der Verpflegung auf 12 volle Tage angesetzt. Das Gewicht pro Fahrgast ist in beiden Fällen mithin 240 kg.

Zur Feststellung der Anzahl sollen die für Communication und Belegung mit Passagieren geeigneten Deckflächen als Massstab dienen.

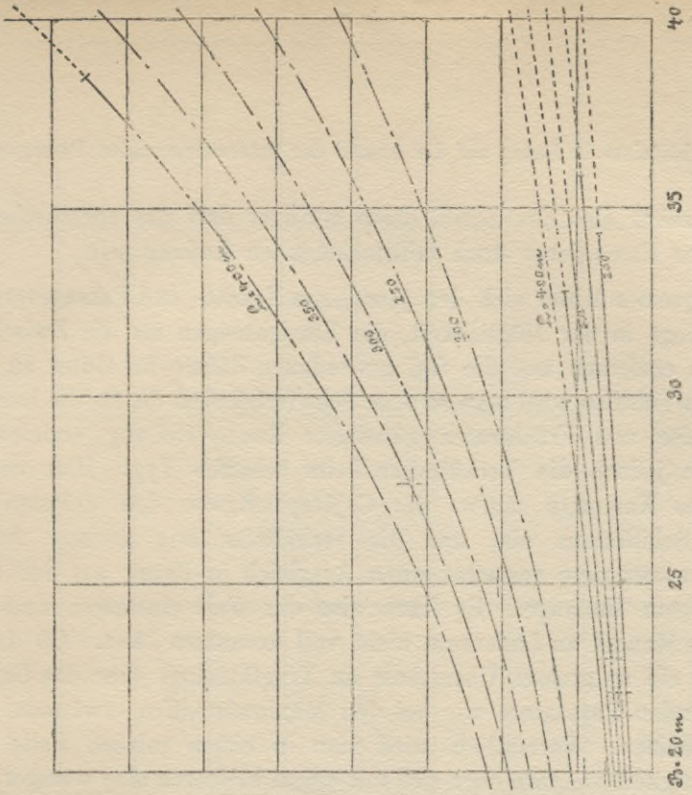
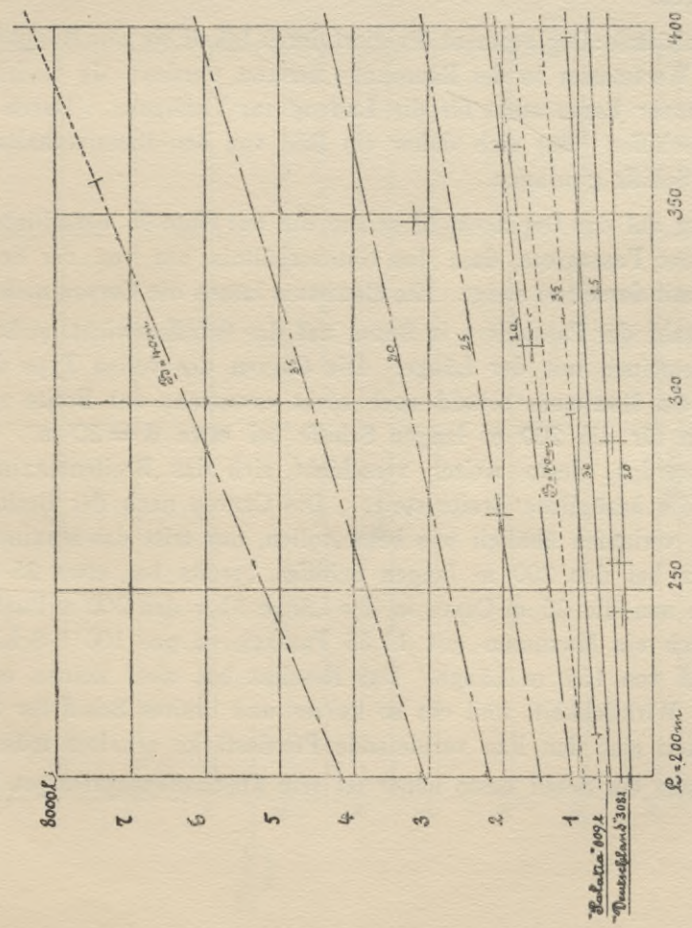
„Deutschland“ hat 1283 Passagiere auf 13230 qm Deckfläche, also pro qm rd. 0,097 Passagier,

„Palatia“ 2538 Passagiere auf 7539 qm Deckfläche also pro qm rd. 0,337 Passagier.

Die mit diesen Coefficienten berechneten Gewichte der Passagiere bei voller Besetzung graphisch aufgetragen (Seite 93) zeigen ein schnelleres Wachsen mit der Schiffsbreite als mit der Schiffslänge. Soweit die Tragfähigkeit der betreffenden Schiffe für das Gewicht der unterzubringenden Passagiere ausreicht, sind die Curven voll ausgezogen, sobald die Grenze überschritten ist, sind sie punktiert weitergezeichnet.

Sämmtliche in Bezug auf Tragfähigkeit maximalen Schiffe haben noch einen erheblichen Ueberschuss an Tragkraft über das Gewicht der unterzubringenden Passagiere und ihrer Effecten hinaus. Wie weit diese überschüssende Tragfähigkeit durch Ladung ausgenutzt werden kann, hängt von dem specifischen Gewicht der Güter und dem noch verfügbaren Raum ab. Die vollständige Ausnutzung der Tragkraft bei voller Passagierbesetzung wird nur mit einer specifisch sehr schweren Ladung möglich sein. Der Raum pro Gewichtseinheit nimmt mit der Grösse, in erster Linie mit der Schiffsbreite, schnell zu. Je grösser und

Gewicht der Sandgitter, des Wassers und des Siliciums:



scharf voll

namentlich breiter also das Schiff, desto geringer darf das spezifische Gewicht der ausser den Passagieren noch mitzunehmenden Ladung sein.

Ein bequemes Mittel sich den jeweiligen Fracht- und Passageverhältnissen anzupassen liegt in der Möglichkeit, die Einrichtungen für die Zwischendeckspassagiere zu entfernen und die frei gewordenen Räume für Güter zu benutzen. Auf den vollen Schiffen wird man so ohne Schwierigkeiten die für die herrschenden Überfahrtspreise und Frachtraten günstigste Raumverteilung erzielen können. Anders liegen jedoch die Verhältnisse beim scharfen Typ. Hier nehmen die festeingebauten Kammern u.s.w. der Cajütspassagiere den grössten Teil des verfügbaren Schiffraums ein, und die verhältnismässig geringe Anzahl der Zwischendeckspassagiere gestattet einen Ausgleich in Bezug auf den Laderaum nur in geringem Umfange. Es kann also der Fall eintreten, dass sich die Tragkraft aus Mangel an Laderaum nicht voll ausnutzen lässt. Ob daher beim scharfen Typ ein so grosser Überschuss an Tragfähigkeit über das Gewicht der unterzubringenden Passagiere wie bei den Maximalschiffen erwünscht ist, kann fraglich erscheinen. Vermutlich wird man in einem solchen Falle entweder die Geschwindigkeit steigern oder sich mit einem kleineren also weniger günstigen Schiff begnügen.

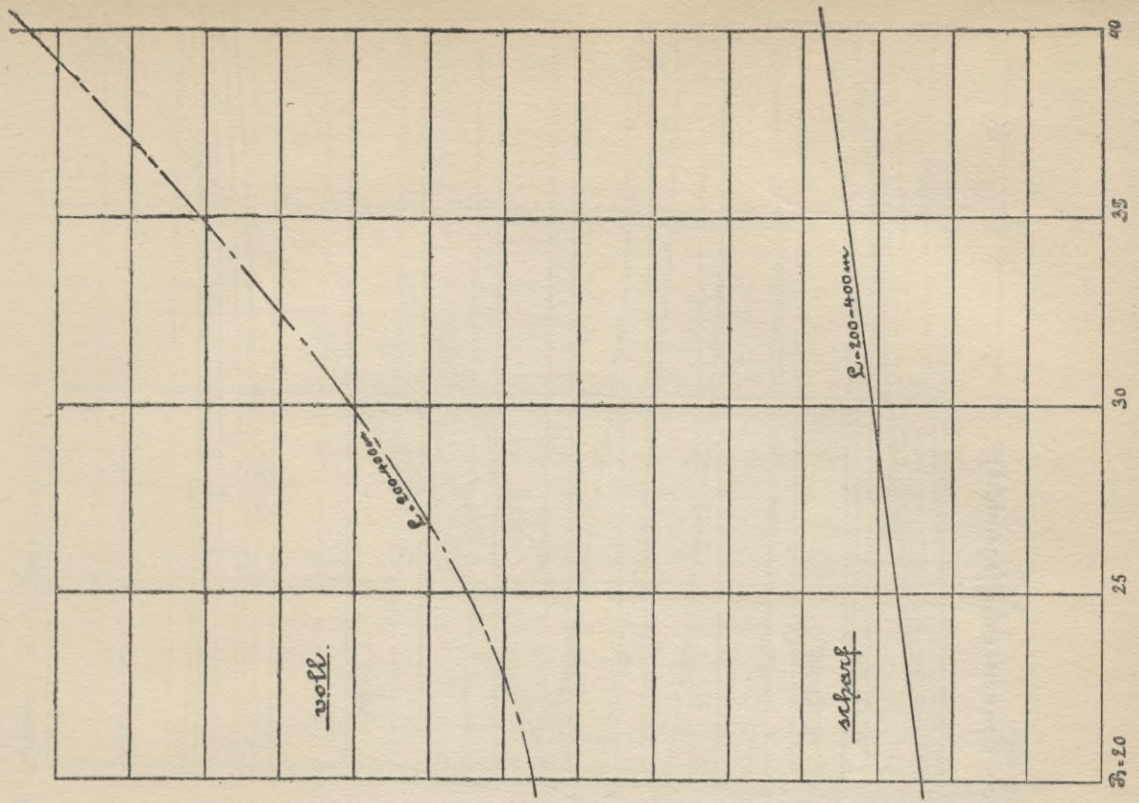
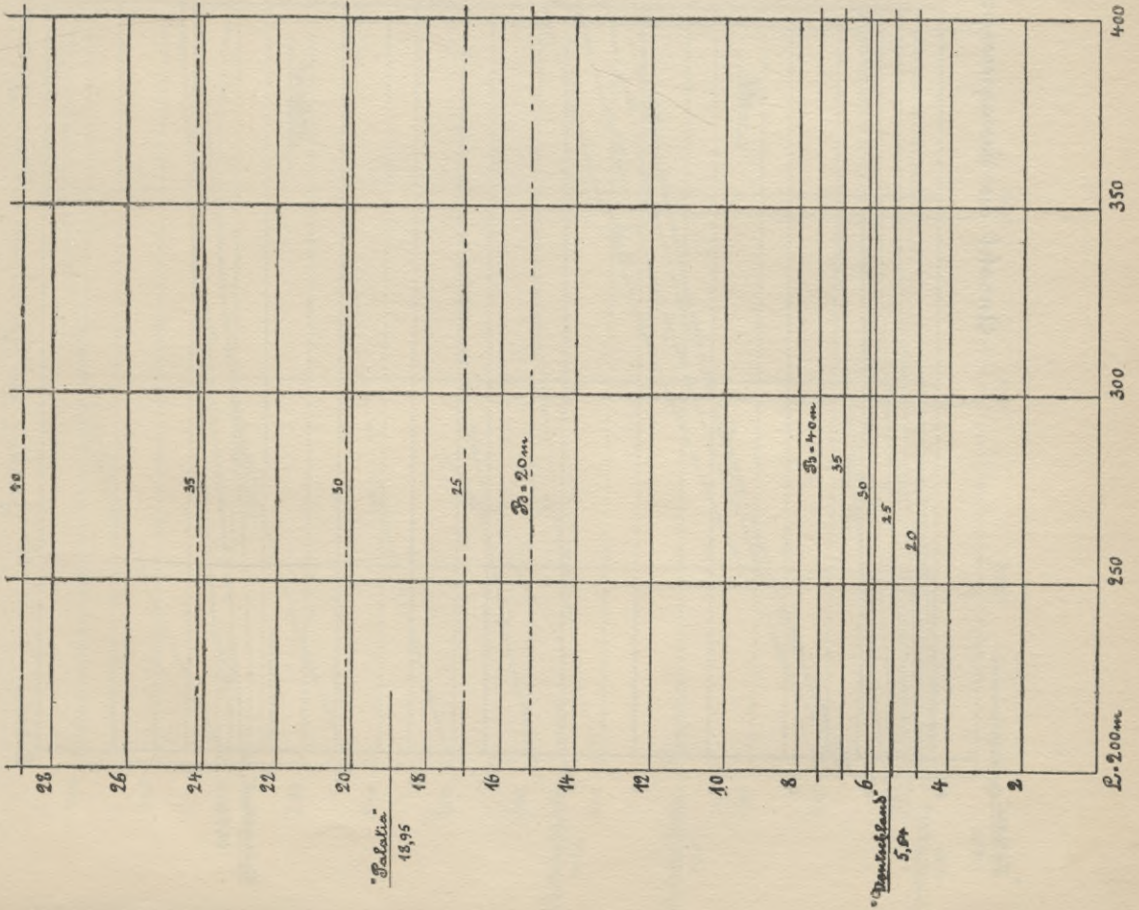
Das Verhältnis: Displacement dividiert durch Inhalt bis zum Hauptdeck, kann als relativer Wertmesser in der Raumfrage benutzt werden. Je niedriger dieser Wert, desto mehr Raum steht für die Ladung zur Verfügung. Durch Vergleich mit den Typschiffen lässt sich daher ein Bild von den Raumverhältnissen des betreffenden Schiffs gewinnen.

In Bezug auf das Displacement zeigen die auf Seite 95 befindlichen Curven der Anzahl der Passagiere, dass das Güteverhältnis nur von der Schiffsbreite abhängt und mit derselben steigt. Ein Maximum lassen die Curven nicht absehen.

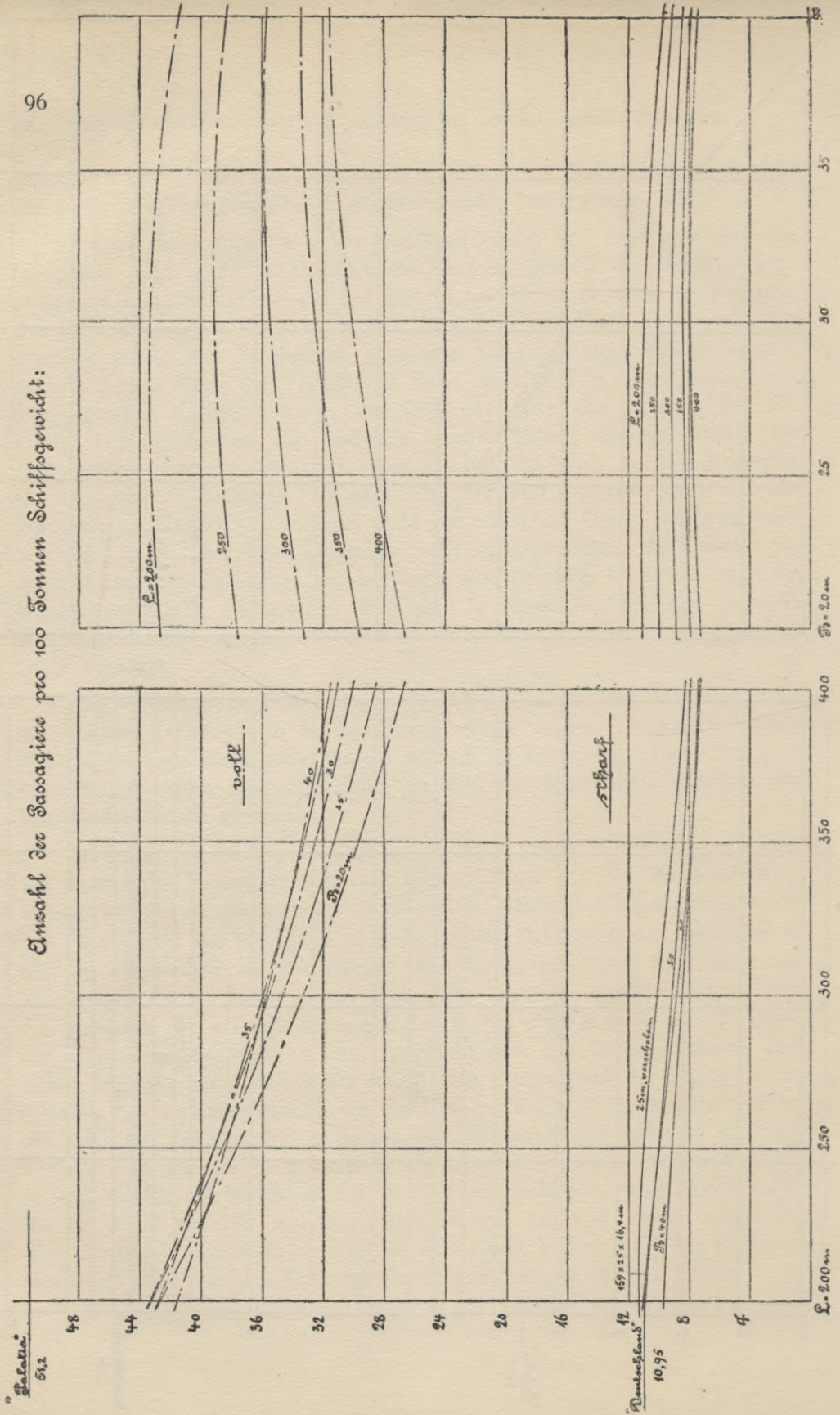
Die Anzahl der Passagiere in Bezug auf das Schiffsgewicht, siehe Seite 96 fällt im allgemeinen mit der Länge. Die Curven des vollen Typs der Länge nach lassen ein Maximum sobald noch nicht erwarten; der Breite nach liegt das Maximum für die 200 m langen Schiffe bei etwa $B = 30$ m. Je länger die Schiffe werden, desto weiter verschiebt sich das Breitenmaximum nach rechts, also die bezügliche Breite steigt. Die Curven nach der Breite für den scharfen Typ verlaufen ähnlich wie beim vollen, nur tritt das Maximum früher ein und zwar bei den 200 m langen Schiffen bereits bei etwa 25 m Breite. Verfolgt man nun die 25 m Curve in der Länge über den 200 m Punkt zurück, so ergibt sich ein Maximum mit 11,35 Passagieren pro 100 t Schiffsgewicht für das Schiff von 159 m Länge. Das Resultat hat aber keinen erheblichen Wert für die Wirklichkeit, weil ein so kurzes und breites Schiff für 23 Knoten Geschwindigkeit eine den Bau verbietende Pferdestärke erhalten müsste.

Je grösser ein Schiff desto höher ist sein Anschaffungspreis pro Passagier.

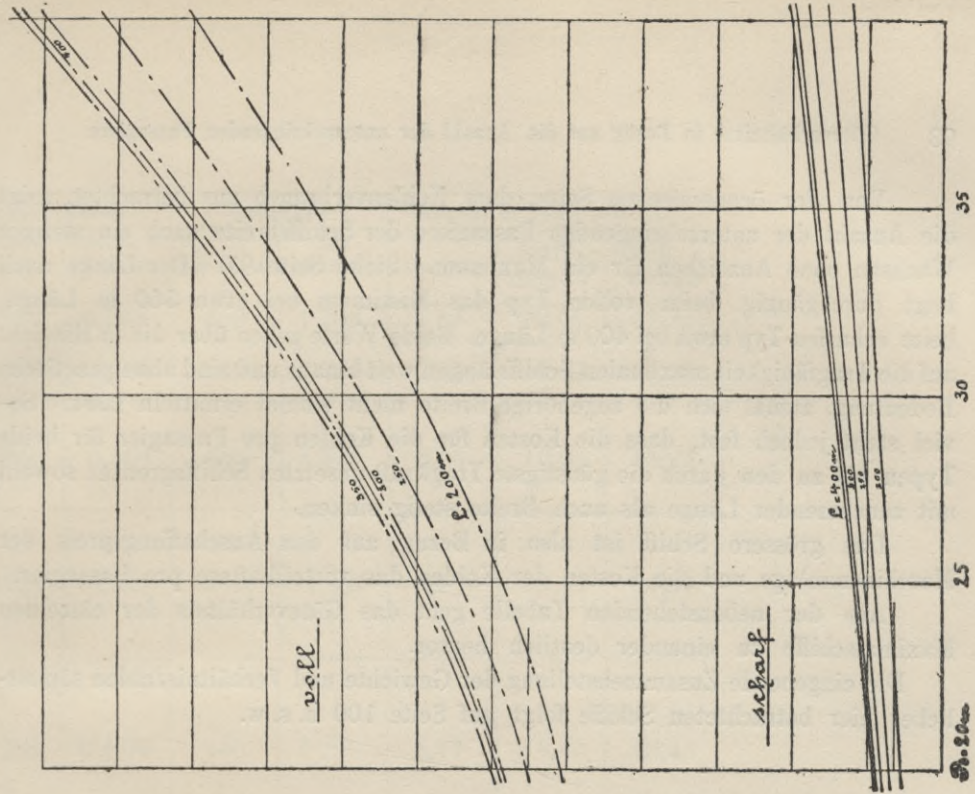
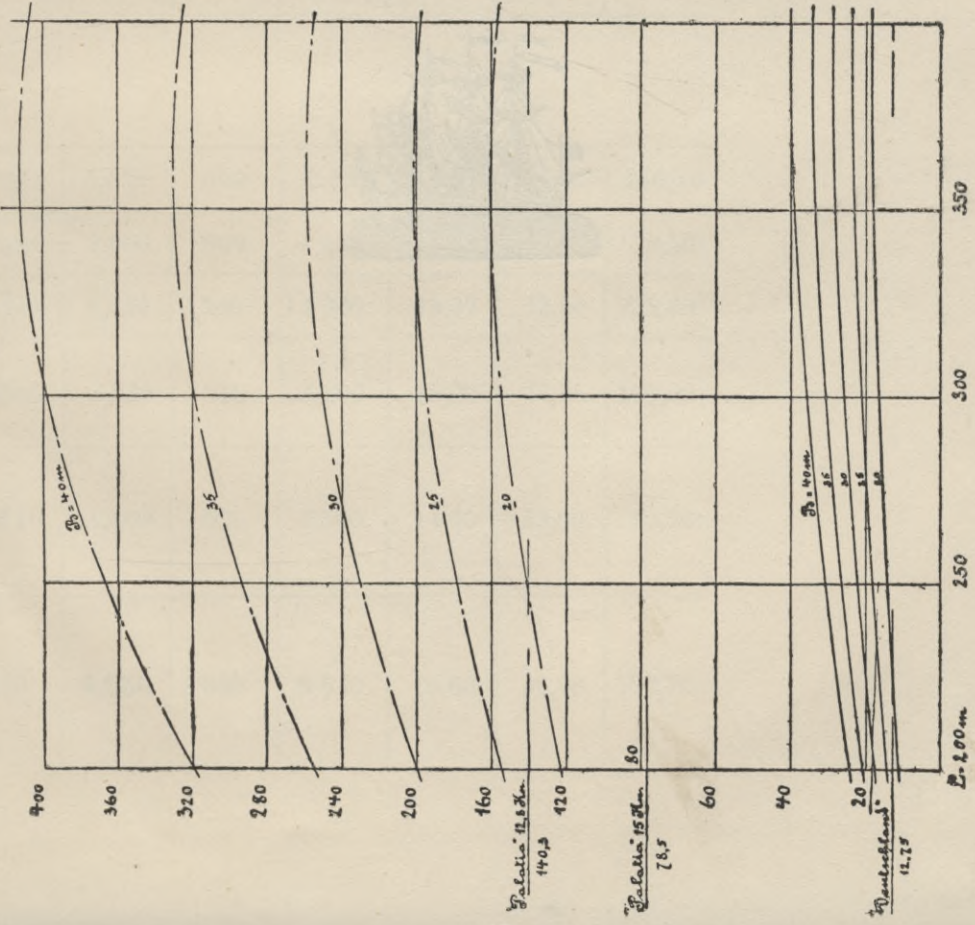
Einwirkung der Wasserdampf pro 100 Sonnen Displacement:



Anzahl der Passagiere pro 100 Tonnen Schiffsgewicht:



Anzahl der Sägezähne pro 100 Tonnen Maschinen- und Kohlengewicht:



Von der öconomischen Seite, dem Kohlenverbrauch aus betrachtet, zeigt die Anzahl der unterzubringenden Passagiere der Schiffsbreite nach ein stetiges Wachsen ohne Anzeichen für ein Maximum. Siehe Seite 97. Der Länge nach liegt durchgängig beim vollen Typ das Maximum bei etwa 360 m Länge, beim scharfen Typ etwa bei 400 m Länge. Beide Werte gehen über die in Hinsicht auf die Tragfähigkeit maximalen Schiffslängen weit hinaus und sind ohne practische Bedeutung, zumal sich die zugehörige Breite nicht einmal ermitteln lässt. So viel steht jedoch fest, dass die Kosten für die Kohlen pro Passagier für beide Typen bis zu den durch die günstigste Tragkraft gesetzten Schiffsgrenzen sowohl mit zunehmender Länge als auch Breite stetig sinken.

Das grössere Schiff ist also in Bezug auf den Anschaffungspreis der Maschinenanlage und die Kosten der Kohlen das vorteilhaftere pro Passagier.

Aus der nebenstehenden Tabelle geht das Güteverhältnis der einzelnen Maximalschiffe zu einander deutlich hervor.

Die eingehende Zusammenstellung der Gewichte und Verhältniszahlen sämtlicher hier betrachteten Schiffe folgt auf Seite 100 u. s. w.



Zusammenstellung der Resultate.

Scharfer Typ: 23 Knoten 3900 Seemeilen	Länge m	Breite m	L/B	Höhe m	Tief- gang m	Deplac. divid. d. Inhalt bis H.D.	L×B×H cbm	Schiffs- gewicht t	kg pro cbm L×B×H kg	Gewicht d. Masch. u. Kohlen t	Trag- fähigkeit t	Deplac. t	Indizierte Pferde- stärken P.S.	P.S. pro Tonne d. Deplac. P.S.	in % des Deplacements			Tragfähigkeit pro Tonne			Passagiere		Anzahl d. Pass. pro 100 t				
															Schiffs- körper %	Maschin. u. Kohlen %	Trag- fähigkeit %	Deplac. t	Schiffs- gewicht t	Masch. u. Kohlen t	Gewicht t	Anzahl	Deplac.	Schiffs- gewicht	Masch. u. Kohlen		
„Deutschland“	202	20,42	9,89	13,41	8,63	0,605	55 300	11 710	212	10 050	1 440	23 200	36 000	1,55	50 ¹ / ₂	43 ¹ / ₄	6 ¹ / ₄	0,0622	0,123	0,143	308	1 283	5,54	10,95	12,75		
Absolut tragfähig- stes Schiff	300	25	12	16,4	10	0,573	123 000	28 600	232	12 780	7 513	48 893	43 400	0,888	58 ¹ / ₂	26	15 ¹ / ₂	0,154	0,263	0,588	650	2 710	5,55	9,47	21,15		
In Bezug auf das Deplacement tragfähigstes Schiff	257	22,1	11,6	14,7	10	0,639	83 492	18 640	223	11 760	6 626	37 026	40 000	1,08	50 ¹ / ₄	31 ³ / ₄	18	0,179	0,356	0,564	450	1 875	5,06	10,05	15,93		
In Bezug auf den Anschaffungspreis des Schiffskörpers tragfähigstes Schiff	244	21,5	11,35	14,4	10	0,653	75 542	16 500	218	11 610	6 089	34 199	39 500	1,155	48 ¹ / ₄	34	17 ³ / ₄	0,178	0,569	0,525	400	1 670	4,89	10,13	14,39		
In Bezug auf den Anschaffungspreis der Maschinen- anlage und den Kohlenverbrauch tragfähigstes Schiff	290	23	12,6	15,2	10	0,619	101 384	23 920	236	12 200	7 362	43 482	41 500	0,955	55	28	17	0,169	0,308	0,604	540	2 250	5,17	9,42	18,43		
Voller Typ:																											
15 Knoten 4300 Seemeilen																											
„Palatia“ 12,8 Knoten	140	15,85	8,85	10,67	8	0,71	23 700	4 955	210	1 805	6 600	13 360	4 200	0,314	37	13 ¹ / ₂	49 ¹ / ₂	0,494	1,331	3,655	609	2 538	18,95	51,20	140,30		
„Palatia“ 15 Knoten	140	15,85	8,85	10,67	8	0,71	23 700	4 955	210	3 230	5 175	13 360	7 880	0,590	37	24 ¹ / ₄	38 ³ / ₄	0,3875	1,044	1,603	609	2 538	18,95	51,20	78,50		
Absolut tragfähig- stes Schiff	348	27,65	12,6	18,5	10	0,512	178 007	41 000	230	5 900	25 591	72 491	14 400	0,199	56 ¹ / ₂	8	35 ¹ / ₂	0,354	0,624	4,330	3 200	13 300	18,37	32,50	225,80		
In Bezug auf das Deplacement tragfähigstes Schiff	168	20	8,4	13,6	10	0,70	45 700	8 523	187	3 490	13 300	25 313	8 500	0,336	33 ¹ / ₂	13 ³ / ₄	52 ³ / ₄	0,527	1,560	3,820	910	3 800	15,00	44,55	109,00		
In Bezug auf den Anschaffungspreis des Schiffskörpers tragfähigstes Schiff	115	20	5,75	13,6	10	0,70	31 350	4 800	153	4 340	8 188	17 328	10 590	0,611	27 ³ / ₄	25	47 ¹ / ₄	0,473	1,710	1,890	620	2 590	14,90	53,90	59,70		
In Bezug auf den Anschaffungspreis der Maschinen- anlage und den Kohlenverbrauch tragfähigstes Schiff	270	25	10,8	16,6	10	0,572	112 050	23 100	206	4 680	23 073	50 853	11 400	0,225	45 ¹ / ₂	9 ¹ / ₄	45 ¹ / ₄	0,453	1,00	4,950	2 050	8 540	16,80	36,98	182,70		

Tabellarische Zusammenstellung
der Gewichte und Verhältniszahlen
der betrachteten Schiffe
sowie der Abmessungen,
der Verjüngung
und der Zuschlagsprocente
für die Verbände.

Scharfer Typ:	Deplacement t	Schiffsgewicht t	Schiffsgewicht in % d. Depl. %	Masch. u. Kohlen- gewicht t	Masch. u. Kohleng. i. % d. Depl. %	Trag- fähigkeit t
23 Knoten.						
„Deutschland“ 202×20,42×13,41m	23200	11710	50 ¹ / ₂	10050	43 ³ / ₄	1440
200×20×13,6 m	26076	11337	43 ¹ / ₂	11380	43 ³ / ₄	3359
250×20×13,6 m	32595	15750	48 ¹ / ₄	11250	34 ¹ / ₂	5595
300×20×13,6 m	39114	21254	54 ¹ / ₄	11470	29 ¹ / ₂	6390
350×20×13,6 m	45633	27590	60 ¹ / ₂	12230	26 ³ / ₄	5813
400×20×13,6 m	52152	34542	66 ¹ / ₄	13650	26 ¹ / ₄	3960
200×25×16,4 m	32595	15500	47 ¹ / ₂	12630	38 ³ / ₄	4465
250×25×16,4 m	40744	21400	52 ¹ / ₂	12470	30 ¹ / ₂	6874
300×25×16,4 m	48893	28600	58 ¹ / ₂	12780	26	7513
350×25×16,4 m	57041	36600	64	13650	24	6791
400×25×16,4 m	65190	45400	69 ³ / ₄	15170	23 ¹ / ₄	4620
200×30×19,8 m	39114	21924	56	13850	35 ¹ / ₂	3340
250×30×19,8 m	48893	29700	60 ³ / ₄	13660	28	5533
300×30×19,8 m	58671	38916	66 ¹ / ₂	13980	23 ³ / ₄	5775
350×30×19,8 m	68450	49400	72 ¹ / ₄	14920	21 ³ / ₄	4130
400×30×19,8 m	78228	60695	77 ¹ / ₂	16620	21 ¹ / ₄	913
200×35×23,8 m	45633	30400	66 ¹ / ₂	15020	33	213
250×35×23,8 m	57041	40500	71	14800	26	1741
300×35×23,8 m	68450	52300	76 ¹ / ₄	15170	22 ¹ / ₄	980
350×35×23,8 m	79873	65800	82 ¹ / ₂	16200	20 ¹ / ₄	— 2127
400×35×23,8 m	91266	80600	88 ¹ / ₄	18090	19 ³ / ₄	— 7424
200×40×28,5 m	52152	39979	76 ³ / ₄	16200	31 ¹ / ₄	— 4027
250×40×28,5 m	65190	53000	81 ¹ / ₄	16000	24 ¹ / ₂	— 3810
300×40×28,5 m	78228	68447	87 ¹ / ₂	16330	21	— 6549
350×40×28,5 m	91266	86100	94 ¹ / ₄	17450	19 ¹ / ₄	— 12284
400×40×28,5 m	104304	104716	100 ¹ / ₄	19450	18 ³ / ₄	— 19862

Trag- fähigk. in % d. Depl. %	Tragfähigkeit pro Tonne			Gewicht d. Pass. m. Eff. u. Prv. t	Anzahl d. Pass. bei vollbes. Schiff	Anzahl der Pass. pro 100 t		
	Deplac. t	Schiffsgewicht t	Masch. u. Kohlen t			Deplac.	Schiffsgewicht	Masch. u. Kohlen
6 ¹ / ₄	0,0622	0,123	0,143	308	1283	5,54	10,95	12,75
12 ³ / ₄	0,129	0,296	0,295	300	1250	4,80	11,1	10,99
17 ¹ / ₄	0,172	0,355	0,497	375	1562	4,80	9,9	13,9
16 ¹ / ₄	0,163	0,302	0,557	450	1875	4,80	8,8	16,3
12 ³ / ₄	0,127	0,211	0,474	525	2187	4,80	7,9	17,87
7 ¹ / ₂	0,076	0,115	0,290	600	2500	4,80	7,3	18,3
13 ³ / ₄	0,137	0,288	0,353	430	1792	5,49	11,3	14,19
17	0,169	0,322	0,552	538	2240	5,49	10,5	17,93
15 ¹ / ₂	0,154	0,263	0,588	645	2688	5,49	9,1	21,0
12	0,119	0,186	0,496	753	3136	5,49	8,2	22,9
7	0,071	0,102	0,305	860	3584	5,49	7,7	23,65
8 ¹ / ₂	0,0853	0,153	0,241	576	2400	6,14	10,9	17,3
11 ¹ / ₄	0,113	0,186	0,405	720	3000	6,14	10,1	21,95
9 ³ / ₄	0,0985	0,149	0,413	864	3600	6,14	9,2	25,75
6	0,0604	0,084	0,277	1008	4200	6,14	8,5	28,15
1 ¹ / ₄	0,0117	0,015	0,055	1152	4800	6,14	7,9	28,9
1 ¹ / ₂	0,0047	0,007	0,014	747	3112	6,82	10,5	20,7
3	0,0305	0,043	0,118	934	3890	6,82	9,7	26,3
1 ¹ / ₂	0,0143	0,0188	0,065	1121	4668	6,82	8,9	30,8
— 2 ³ / ₄	— 0,0266	— 0,0323	— 0,131	1308	5446	6,82	8,3	33,55
— 8	— 0,0813	— 0,0921	— 0,411	1495	6224	6,82	7,8	34,5
— 8	— 0,0769	— 0,100	— 0,247	936	3900	7,48	9,7	24,05
— 5 ³ / ₄	— 0,0585	— 0,072	— 0,238	1170	4875	7,48	9,2	30,7
— 8 ¹ / ₂	— 0,0837	— 0,096	— 0,400	1404	5850	7,48	8,5	35,8
— 13 ¹ / ₂	— 0,134	— 0,1425	— 0,704	1638	6825	7,48	7,9	39,15
— 19	— 0,190	— 0,190	— 1,020	1872	7800	7,48	7,4	40,1

Voller Typ:	Deplacement t	Schiffsgewicht. t	Schiffsgewicht in % d. Depl. %	Masch.- u. Kohlengewicht t	Masch. u. Kohleng. i % d. Depl. %	Tragfähigkeit t
15 Knoten						
„Palatia“ 12,8 Knoten 140×15,85×10,67m	13360	4955	37	1805	13 ¹ / ₂	6600
„Palatia“ 15 Knoten	13360	4955	37	3230	24 ¹ / ₄	5175
150×20×13,6 m	22601	7116	31 ¹ / ₂	3685	16 ¹ / ₄	11800
200×20×13,6 m	30135	10763	35 ³ / ₄	3705	12 ¹ / ₄	15667
250×20×13,6 m	37669	15200	40 ¹ / ₂	4050	10 ³ / ₄	18419
300×20×13,6 m	45203	20660	45 ³ / ₄	4455	10	20088
350×20×13,6 m	52737	27100	51 ¹ / ₂	5030	9 ¹ / ₂	20607
400×20×13,6 m	60270	34365	57 ¹ / ₄	5820	9 ¹ / ₂	20085
200×25×16,6 m	37669	14700	39	4120	11	18849
250×25×16,6 m	47085	20500	43 ¹ / ₂	4520	9 ³ / ₄	22065
300×25×16,6 m	56504	27350	48 ¹ / ₂	4980	9	24174
350×25×16,6 m	65920	35400	53 ³ / ₄	5610	8 ¹ / ₂	24910
400×25×16,6 m	75338	44400	59	6500	8 ¹ / ₂	24438
200×30×20,3 m	45203	21082	46 ¹ / ₂	4545	10 ¹ / ₄	19576
250×30×20,3 m	56504	29000	51 ¹ / ₄	4950	8 ³ / ₄	22554
300×30×20,3 m	67804	37895	56	5470	8	24439
350×30×20,3 m	79105	48000	60 ¹ / ₂	6220	8	24885
400×30×20,3 m	90405	59913	66 ¹ / ₄	7130	8	23362
200×35×24,6 m	52737	30300	57 ¹ / ₂	4980	9 ¹ / ₂	17457
250×35×24,6 m	65920	40500	61 ¹ / ₂	5420	8 ¹ / ₄	20000
300×35×24,6 m	79105	52600	66 ¹ / ₂	6000	7 ¹ / ₂	20505
350×35×24,6 m	92288	66300	71 ³ / ₄	6800	7 ¹ / ₂	19188
400×35×24,6 m	105473	81300	77	7850	7 ¹ / ₂	16323
200×40×29,8 m	60270	41908	69 ¹ / ₂	5440	9	12922
250×40×29,8 m	75338	55700	74	5930	7 ³ / ₄	13708
300×40×29,8 m	90405	71695	79 ¹ / ₄	6530	7 ¹ / ₄	12180
350×40×29,8 m	105473	89700	85	7420	7	8353
400×40×29,8 m	120540	110013	91 ¹ / ₄	8510	7	2017

Tragfähigkeit in % d. Depl. %	Tragfähigkeit pro Tonne			Gewicht d. Pass. m. Eff. u. Prv. t	Anzahl d. Pass. b. vollbes. Schiff	Anzahl der Pass. pro 100 t		
	Deplac. t	Schiffsgewicht. t	Masch. u. Kohlen. t			Deplac.	Schiffsgewicht	Masch. u. Kohlen
49 ¹ / ₂	0,494	1,331	3,655	609	2538	18,95	51,2	140,3
38 ³ / ₄	0,3875	1,044	1,603	609	2538	18,95	51,2	78,5
52 ¹ / ₄	0,523	1,660	3,21	824	3435	15,2	48,2	93,2
52	0,520	1,455	4,23	1099	4580	15,2	42,7	123,7
48 ³ / ₄	0,488	1,210	4,55	1374	5725	15,2	37,7	141,5
44 ¹ / ₄	0,443	0,972	4,50	1648	6870	15,2	33,3	154,3
39	0,390	0,760	4,10	1923	8015	15,2	29,7	159,3
33 ¹ / ₄	0,3325	0,585	3,45	2198	9160	15,2	26,7	157,3
50	0,500	1,282	4,70	1530	6375	16,9	43,2	154,8
46 ³ / ₄	0,468	1,078	4,88	1912	7969	16,9	38,7	177,5
42 ¹ / ₂	0,426	0,885	4,85	2295	9562	16,9	34,7	194,5
37 ³ / ₄	0,378	0,704	4,44	2677	11156	16,9	31,3	201,5
32 ¹ / ₂	0,324	0,550	3,76	3060	12750	16,9	28,6	198,5
43 ¹ / ₄	0,432	0,930	4,31	2184	9100	20,15	43,3	200,5
40	0,399	0,778	4,56	2730	11375	20,15	39,2	230,0
36	0,360	0,645	4,46	3276	13650	20,15	35,5	250,0
31 ¹ / ₂	0,314	0,518	4,00	3822	15925	20,15	32,5	256,5
25 ³ / ₄	0,258	0,390	3,27	4368	18200	20,15	30,4	255,5
33	0,331	0,577	3,51	3040	12666	24,0	42,8	255,5
30 ¹ / ₄	0,303	0,494	3,69	3800	15832	24,0	39,2	294,0
26	0,260	0,390	3,42	4560	18999	24,0	36,0	319,0
20 ³ / ₄	0,208	0,290	2,82	5320	22165	24,0	33,3	330,0
15 ¹ / ₂	0,155	0,201	2,08	6080	25333	24,0	31,2	326,0
21 ¹ / ₂	0,215	0,309	2,38	4164	17350	28,8	41,5	319,5
18 ¹ / ₄	0,182	0,247	2,31	5205	21687	28,8	38,4	366,0
13 ¹ / ₂	0,135	0,170	1,87	6246	26025	28,8	35,7	398,0
8	0,079	0,093	1,125	7287	30362	28,8	33,4	411,0
1 ³ / ₄	0,017	0,0183	0,236	8328	34700	28,8	31,6	407,5

Tabellarische Zusammenstellung der Abmessungen u.s.w. für die Verbände.

QL	Breite und Dicke des Sturmdeck- Scheergangs	Dicke des St. D. Seiten- gangs	Breite und Dicke des Hauptdeck- scheergangs	Dicke der Seiten- gänge	Verjüng- d. Aussen- haut zw. St. D. vom H. D. u. H. D. in abwärts in Gewichts- procenten	Verjüng- d. Aussen- haut zw. St. D. vom H. D. u. H. D. in abwärts in Gewichts- procenten	Dicke der Boden- gänge	Dicke der Kielgänge	Breite und Dicke des Flachkiels	Dicke der Doppel- lungen des Flach- kiels.	Höhe und Dicke des Mittelträgers des Doppel- bodens	Dicke der Seiten- träger
	m × mm	mm	m × mm	mm	o/o	o/o	mm	mm	m × mm	mm	m × mm	mm
5000	1,17 × 14 ¹ / ₂	13	1,17 × 23 ¹ / ₂	21 ¹ / ₂	4	7 ¹ / ₂	22	23	1,09 × 27 ¹ / ₂	23	1,35 × 18	14 ¹ / ₂
6000	1,20 × 15 ¹ / ₂	14	1,20 × 25 ¹ / ₂	23	4	7 ³ / ₄	23 ¹ / ₂	25	1,11 × 30	25	1,42 × 19 ¹ / ₂	16
7000	1,22 × 16	15	1,22 × 27 ¹ / ₂	25	4	8	25 ¹ / ₂	27	1,13 × 32 ¹ / ₂	27	1,50 × 21 ¹ / ₂	17
8000	1,23 × 17	16	1,23 × 29 ¹ / ₂	27	4	8	27 ¹ / ₂	29	1,14 × 35	29	1,58 × 23	18
9000	1,24 × 18	17	1,24 × 31 ¹ / ₂	29	4	8 ¹ / ₄	29 ¹ / ₂	31	1,15 × 37 ¹ / ₂	31	1,65 × 24 ¹ / ₂	19 ¹ / ₂
10000	1,25 × 19	18	1,25 × 33 ¹ / ₂	31	4	8 ¹ / ₄	31 ¹ / ₂	33	1,17 × 40	33	1,73 × 26	21
11000	1,27 × 20	19	1,27 × 35 ¹ / ₂	33	4 ¹ / ₄	8 ¹ / ₄	33 ¹ / ₂	35	1,20 × 42 ¹ / ₂	35	1,81 × 28	22
12000	1,28 × 21	20	1,28 × 37 ¹ / ₂	35	4 ¹ / ₄	8 ¹ / ₂	35 ¹ / ₂	37	1,20 × 45	37	1,88 × 29 ¹ / ₂	23 ¹ / ₂
13000	1,29 × 22	21	1,29 × 39 ¹ / ₂	37	4 ¹ / ₄	8 ¹ / ₂	37 ¹ / ₂	39	1,22 × 47 ¹ / ₂	39	1,96 × 31	24 ¹ / ₂
14000	1,29 × 23	22	1,29 × 41 ¹ / ₂	39	4 ¹ / ₄	8 ¹ / ₂	39 ¹ / ₂	41	1,23 × 50	41	2,04 × 33	26
15000	1,30 × 24	23	1,30 × 43 ¹ / ₂	41	4 ¹ / ₄	8 ¹ / ₂	41 ¹ / ₂	43	1,23 × 52 ¹ / ₂	43	2,11 × 34 ¹ / ₂	27
16000	1,30 × 25	24	1,30 × 45 ¹ / ₂	43	4 ¹ / ₄	8 ³ / ₄	43 ¹ / ₂	45	1,24 × 55	45	2,19 × 36 ¹ / ₂	28 ¹ / ₂
17000	1,30 × 26	25	1,30 × 47 ¹ / ₂	45	4 ¹ / ₂	8 ³ / ₄	45 ¹ / ₂	47	1,24 × 57 ¹ / ₂	47	2,27 × 37 ¹ / ₂	29 ¹ / ₂
18000	1,31 × 27	26	1,31 × 49 ¹ / ₂	47	4 ¹ / ₂	8 ³ / ₄	47 ¹ / ₂	49	1,25 × 60	49	2,34 × 39 ¹ / ₂	31
19000	1,32 × 28	27	1,32 × 51 ¹ / ₂	49	4 ¹ / ₂	8 ³ / ₄	49 ¹ / ₂	51	1,26 × 62 ¹ / ₂	51	2,42 × 41	32
20000	1,33 × 29	28	1,33 × 53 ¹ / ₂	51	4 ¹ / ₂	8 ³ / ₄	51 ¹ / ₂	53	1,27 × 65	53	2,50 × 42 ¹ / ₂	33 ¹ / ₂
21000	1,33 × 30	29	1,33 × 55 ¹ / ₂	53	4 ¹ / ₂	9	53 ¹ / ₂	55	1,27 × 67 ¹ / ₂	55	2,58 × 44	35
22000	1,34 × 31	30	1,34 × 57 ¹ / ₂	55	4 ¹ / ₂	9	55 ¹ / ₂	57	1,27 × 70	57	2,66 × 46	36
23000	1,34 × 32	31	1,34 × 59 ¹ / ₂	57	4 ³ / ₄	9	57 ¹ / ₂	59	1,28 × 72 ¹ / ₂	59	2,73 × 47 ¹ / ₂	37
24000	1,35 × 33	32	1,35 × 61 ¹ / ₂	59	4 ³ / ₄	9	59 ¹ / ₂	61	1,28 × 75	61	2,81 × 49	38 ¹ / ₂
25000	1,36 × 34	33	1,36 × 63 ¹ / ₂	61	4 ³ / ₄	9	61 ¹ / ₂	63	1,29 × 77 ¹ / ₂	63	2,89 × 51	40

Tabellarische Zusammenstellung der Abmessungen u. s. w. für die Verbände.

QL	Breite und Dicke der Mittelplatte d. Tankdecke	Dicke der Seitenplatte d. Tankdecke	Verjüngung d. Tankdecke in Gewichtsprocenten	Querschn. d. Längswinkels unter der Tankdecke	Höhe u. Dicke der Randplatte des Doppelbodens	Querschn. d. Winkels a. d. Randplatte	Breite u. Dicke d. Sturmdeckstringers	Verjüngung an den Enden in Gewichtsprocenten (**)	Breite u. Dicke des Hauptdeckstringers mit- schiffs neben d. Stahldeck	Verjüngung an den Enden in Gewichtsprocenten	Verjüngung an den Enden in Flächenprocenten
	m × mm	mm	o/o	qcm	m × mm	qcm	m × mm	o/o	m × mm	o/o	o/o
5000	1,12 × 16	15 1/2	4 3/4	30	1,05 × 14 1/2	37	2,24 × 15	10	2,02 × 18	9 1/2	6
6000	1,16 × 17 1/2	16 1/2	4 3/4	32	1,11 × 16 1/2	42	2,52 × 16	9 3/4	2,19 × 20 1/2	10 1/4	5 1/2
7000	1,21 × 19	17 1/2	5	33	1,16 × 18 1/2	47 1/2	2,74 × 17 1/2	9 1/2	2,33 × 23 1/2	10 1/2	5 1/2
8000	1,24 × 20	18 1/2	5	35	1,21 × 20 1/2	53	2,95 × 18 1/2	9 1/4	2,47 × 26	10 3/4	5 1/4
9000	1,28 × 21 1/2	19 1/2	5 1/4	36 1/2	1,25 × 22 1/2	58 1/2	3,17 × 19 1/2	9 1/4	2,61 × 28	11	5 1/4
10000	1,31 × 23	20 1/2	5 1/4	38	1,30 × 24 1/2	64	3,40 × 20 1/2	9 1/4	2,75 × 30	11 1/4	5 1/4
11000	1,35 × 24 1/2	21 1/2	5 1/4	40	1,35 × 26 1/2	69	3,63 × 21	9	2,89 × 32	11 1/4	5
12000	1,39 × 25 1/2	22 1/2	5 1/2	41 1/2	1,40 × 28 1/2	74 1/2	3,85 × 21 1/2	9	3,04 × 33 1/2	11 1/2	5
13000	1,43 × 27	23 1/2	5 1/2	43	1,45 × 30 1/2	80	4,07 × 22	9	3,18 × 35	11 1/2	5
14000	1,47 × 28 1/2	24 1/2	5 1/2	45	1,50 × 32 1/2	86	4,30 × 22 1/2	9	3,32 × 36 1/2	11 1/2	5
15000	1,51 × 29 1/2	25 1/2	5 3/4	46 1/2	1,55 × 34 1/2	91	4,51 × 23	8 3/4	3,45 × 37 1/2	11 3/4	4 3/4
16000	1,54 × 31	26 1/2	5 3/4	48	1,60 × 36 1/2	96	4,73 × 23 1/2	8 3/4	3,60 × 39	11 3/4	4 3/4
17000	1,58 × 32 1/2	27 1/2	5 3/4	50	1,65 × 38 1/2	102	4,96 × 24	8 3/4	3,74 × 40	11 3/4	4 3/4
18000	1,62 × 34	28 1/2	5 3/4	51 1/2	1,70 × 40 1/2	107	5,18 × 24 1/2	8 3/4	3,88 × 41	12	4 3/4
19000	1,66 × 35	29 1/2	6	53 1/2	1,75 × 42 1/2	113	5,40 × 24 1/2	8 3/4	4,02 × 42	12	4 3/4
20000	1,70 × 36 1/2	30 1/2	6	55 1/2	1,80 × 44 1/2	118	5,62 × 25	8 1/2	4,16 × 42 1/2	12	4 3/4
21000	1,74 × 38	31 1/2	6	57	1,85 × 46 1/2	124	5,85 × 25	8 1/2	4,30 × 43 1/2	12	4 3/4
22000	1,77 × 39	32 1/2	6	58 1/2	1,90 × 48 1/2	129	6,07 × 25 1/2	8 1/2	4,44 × 44	12 1/4	4 1/2
23000	1,81 × 40 1/2	33 1/2	6	60	1,95 × 50 1/2	134 1/2	6,28 × 25 1/2	8 1/2	4,58 × 45	12 1/4	4 1/2
24000	1,85 × 42	34 1/2	6 1/4	62	2,00 × 52 1/2	140	6,50 × 26	8 1/2	4,72 × 45 1/2	12 1/4	4 1/2
25000	1,89 × 43 1/2	35 1/2	6 1/4	63 1/2	2,05 × 54 1/2	145 1/2	6,72 × 26	8 1/2	4,86 × 46 1/2	12 1/4	4 1/2

*) Die Stringerbreite des Promenadendecks ist 0,8 der Breite des Sturmdeckstringers.

**) Die Gewichtsverjüngung des Promenadendecks ist dieselbe wie diejenige des Sturmdecks.

***) Die Flächenverjüngung des Promenadendecks ist 1 % weniger als diejenige des Sturmdecks.

Tabellarische Zusammenstellung der Abmessungen u.s.w. für die Verbände.

QL	Breite u. Dicke des Zwischendeckstringers mit-schiffs neben dem Stahldeck	Breite und Dicke des Unterdeck- u Orlopedeck- i. Flächen-stringers neb. d. Stahldeck	Ver-jüngung a. den Enden in Gewichts-procenten	Ver-jüngung a. den Enden i. Flächen-procenten	Ver-schnitt d. Haupt-deck-stringer-winkels	Quer-schnitt d. Stringer-winkels d. übrigen Decks	Quer-schnitt d. Winkels f. Kiel-schweine u. Raum-stringer	Mittlere Spantent-fernung	Dicke der Aufbauten u. Schotte über dem Haupt-deck
	m X mm	m X mm	%	%	qcm	qcm	qcm	cm	mm
5000	2,02 X 16 ^{1/2}	1,36 X 16	6	8 ^{1/4}	48	40	47	75	8 ^{1/2}
6000	2,19 X 18 ^{1/2}	1,52 X 17	5 ^{1/2}	8 ^{1/2}	66 ^{1/2}	50 ^{1/2}	52 ^{1/2}	77	9 ^{1/2}
7000	2,33 X 20 ^{1/2}	1,65 X 19 ^{1/2}	5 ^{1/2}	8 ^{3/4}	88	56	58 ^{1/2}	79	10
8000	2,47 X 22	1,77 X 20 ^{1/2}	5 ^{1/4}	8 ^{3/4}	109	61 ^{1/2}	64	81	10 ^{1/2}
9000	2,61 X 23 ^{1/2}	1,90 X 21 ^{1/2}	5 ^{1/4}	9	130	67 ^{1/2}	70	83	11
10000	2,75 X 25	2,03 X 22 ^{1/2}	5 ^{1/4}	9	151	73 ^{1/2}	76	85	11 ^{1/2}
11000	2,89 X 26	2,16 X 23 ^{1/2}	5	9	172	79	81 ^{1/2}	87	11 ^{1/2}
12000	3,04 X 27	2,30 X 24	5	9 ^{1/4}	193	84 ^{1/2}	87	89	12
13000	3,18 X 28 ^{1/2}	2,43 X 25	5	9 ^{1/4}	215	90 ^{1/2}	93	91	12
14000	3,32 X 29	2,56 X 25	5	9 ^{1/4}	236	96 ^{1/2}	99	93	12 ^{1/2}
15000	3,45 X 30	2,68 X 26	4 ^{3/4}	9 ^{1/2}	257	102 ^{1/2}	105	95	12 ^{1/2}
16000	3,60 X 31	2,82 X 26 ^{1/2}	4 ^{3/4}	9 ^{1/2}	280	107 ^{1/2}	110 ^{1/2}	97	13
17000	3,74 X 31 ^{1/2}	2,95 X 26 ^{1/2}	4 ^{3/4}	9 ^{1/2}	302	113 ^{1/2}	116	99	13
18000	3,88 X 32 ^{1/2}	3,08 X 27	4 ^{3/4}	9 ^{3/4}	322	119 ^{1/2}	122	101	13 ^{1/2}
19000	4,02 X 33	3,22 X 27 ^{1/2}	4 ^{3/4}	9 ^{3/4}	343	125 ^{1/2}	128	103	13 ^{1/2}
20000	4,16 X 33 ^{1/2}	3,35 X 28	4 ^{3/4}	9 ^{3/4}	365	131 ^{1/2}	134	105	14
21000	4,30 X 34	3,48 X 28	4 ^{3/4}	9 ^{3/4}	386	137	139	107	14
22000	4,44 X 34 ^{1/2}	3,66 X 28	4 ^{1/2}	10	407	143	145 ^{1/2}	109	14 ^{1/2}
23000	4,58 X 35	3,74 X 28 ^{1/2}	4 ^{1/2}	10	429	149	151 ^{1/2}	111	14 ^{1/2}
24000	4,72 X 35 ^{1/2}	3,87 X 29	4 ^{1/2}	10	450	154 ^{1/2}	157	113	15
25000	4,86 X 36	4,00 X 29	4 ^{1/2}	10	472	160 ^{1/2}	163	115	15

Tabellarische Zusammenstellung der Abmessungen u.s.w. für die Verbände.

$Q \times \frac{L}{10H}$	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000	13000	14000	15000	16000	17000	18000	19000
Dicke der Beplattung des Hauptdecks mm	12	13	13 ^{1/2}	14 ^{1/2}	15	15 ^{1/2}	16 ^{1/2}	17	17 ^{1/2}	18 ^{1/2}	19	20	20 ^{1/2}	21	22
Verjüngung derselben an den Enden in Gewichtsprocenten	6	6 ^{1/2}	6 ^{3/4}	7	7 ^{1/2}	7 ^{1/2}	7 ^{3/4}	7 ^{3/4}	7 ^{3/4}	8	8	8	8	8 ^{1/4}	8 ^{1/4}
Dicke der Beplattung des Zwischendecks mm	10 ^{1/2}	11 ^{1/2}	12	12 ^{1/2}	12 ^{1/2}	13	13	13 ^{1/2}	14	14	14 ^{1/2}	15	15 ^{1/2}	15 ^{1/2}	16
Verjüngung derselben an den Enden in Gewichtsprocenten	5	5	5	5	5	5	5	5 ^{1/4}	5 ^{1/4}	5 ^{1/4}	5 ^{1/4}	5 ^{1/4}	5 ^{1/4}	5 ^{1/4}	5 ^{1/4}
Dicke der Beplattung des Unterdecks mm	9	9 ^{1/2}	9 ^{1/2}	10	10 ^{1/2}	10 ^{1/2}	11	11 ^{1/2}	12	12	12 ^{1/2}	13	13 ^{1/2}	13 ^{1/2}	14
Verjüngung derselben an den Enden in Gewichtsprocenten	3 ^{1/2}	3 ^{1/2}	3 ^{1/2}	3 ^{1/2}	3 ^{1/2}	3 ^{1/2}	3 ^{1/2}	3 ^{3/4}	3 ^{3/4}	3 ^{3/4}	3 ^{3/4}	3 ^{3/4}	3 ^{3/4}	3 ^{3/4}	3 ^{3/4}
Dicke der Beplattung des Sturm- bzw. Orlopdecks*) mm	7 ^{1/2}	8	8	8 ^{1/2}	9	9 ^{1/2}	9 ^{1/2}	10	10 ^{1/2}	10 ^{1/2}	11	11 ^{1/2}	12	12	12 ^{1/2}
Verjüngung d. Beplattung des Orlopdecks an den Enden in Gewichtsprocenten	1 ^{3/4}	1 ^{3/4}	1 ^{3/4}	1 ^{3/4}	1 ^{3/4}	1 ^{3/4}	1 ^{3/4}	1 ^{3/4}	2	2	2	2	2	2	2

*) Die Dicke der Beplattung des Promenadendecks beträgt 2 mm weniger als die zugehörige Sturmdeckdicke.

Tabellarische Zusammenstellung der Abmessungen u.s.w. für die Verbände.

$Q L \times \frac{L}{10 H}$	20000	21000	22000	23000	24000	25000	26000	27000	28000	29000	30000	31000	32000	33000	34000
Dicke der Beplattung des Hauptdecks mm	22 ^{1/2}	23 ^{1/2}	24	25	25 ^{1/2}	26	27	27 ^{1/2}	28 ^{1/2}	29	30	30 ^{1/2}	31 ^{1/2}	32	32 ^{1/2}
Verjüngung derselben an den Enden in Gewichtsprocenten	8 ^{1/4}	8 ^{1/4}	8 ^{1/4}	8 ^{1/2}	8 ^{1/2}	8 ^{1/2}	8 ^{1/2}	8 ^{1/2}	8 ^{1/2}	8 ^{3/4}	8 ^{3/4}	8 ^{3/4}	8 ^{3/4}	8 ^{3/4}	8 ^{3/4}
Dicke der Beplattung des Zwischendecks mm	16 ^{1/2}	16 ^{1/2}	17	17 ^{1/2}	18	18	18 ^{1/2}	19	19 ^{1/2}	19 ^{1/2}	20	20 ^{1/2}	20 ^{1/2}	21	21 ^{1/2}
Verjüngung derselben an den Enden in Gewichtsprocenten	5 ^{1/2}	5 ^{1/2}	5 ^{1/2}	5 ^{1/2}	5 ^{1/2}	5 ^{1/2}	5 ^{1/2}	5 ^{1/2}	5 ^{1/2}	5 ^{3/4}	5 ^{3/4}	5 ^{3/4}	5 ^{3/4}	5 ^{3/4}	5 ^{3/4}
Dicke der Beplattung des Unterdecks mm	14 ^{1/2}	14 ^{1/2}	15	15 ^{1/2}	16	16	16 ^{1/2}	17	17	17 ^{1/2}	18	18 ^{1/2}	18 ^{1/2}	19	19 ^{1/2}
Verjüngung derselben an den Enden in Gewichtsprocenten	3 ^{3/4}	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4 ^{1/4}	4 ^{1/4}	4 ^{1/4}	4 ^{1/4}
Dicke der Beplattung des Sturm- bezw. Orlopdecks*) mm	13	13	13 ^{1/2}	14	14 ^{1/2}	14 ^{1/2}	15	15 ^{1/2}	16	16	16 ^{1/2}	17	17	17 ^{1/2}	18
Verjüngung d. Beplattung des Orlopdecks an den Enden in Gewichtsprocenten	2	2	2 ^{1/4}	2 ^{1/4}	2 ^{1/4}	2 ^{1/4}	2 ^{1/4}	2 ^{1/4}	2 ^{1/4}	2 ^{1/4}	2 ^{1/4}	2 ^{1/4}	2 ^{1/4}	2 ^{1/2}	2 ^{1/2}

*) Die Dicke der Beplattung des Promenadendecks beträgt 2 mm weniger als die zugehörige Sturmdeckdicke.

Raumtiefe R T	Mittlere Dicke der wasserd. Schotte v. Hauptdeck abwärts	Gewichts- procente der Ver- steifung	Raumtiefe R T	Mittlere Dicke der wasserd. Schotte v. Hauptdeck abwärts	Gewichts- procente der Ver- steifung
m	mm	%	m	mm	%
12	8,7	65	22	11,1	212
13	9,0	76	23	11,4	226
14	9,3	94	24	11,6	242
15	9,5	109	25	11,8	256
16	9,8	123	26	12,1	270
17	10,0	139	27	12,3	285
18	10,2	153	28	12,5	300
19	10,4	168	29	12,8	314
20	10,7	182	30	13,0	328
21	10,9	197			

Schiffs- breite	Quer- schnitt d. Deck- balken d. Haupt- decks u. darunter	Quer- schnitt d. Deck- balken d. Sturm- decks	Quer- schnitt d. Deck- balken d. Promen- decks	Mittlerer Querschn. d. massiven Deck- stützen bei einer Raumtiefe von 12,8 m	Schiffs- breite	Quer- schnitt d. Deck- balken d. Haupt- decks u. darunter	Quer- schnitt d. Deck- balken d. Sturm- decks	Quer- schnitt d. Deck- balken d. Promen- decks	Mittlerer Querschn. d. massiven Deck- stützen bei einer Raumtiefe von 12,8 m
m	qcm	qcm	qcm	qcm	m	qcm	qcm	qcm	qcm
20	60 ¹ / ₂	47	37 ¹ / ₂	84	32	116	79	63 ¹ / ₂	151
22	67	48	39	91	33	121	82 ¹ / ₂	66	156
24	76	54 ¹ / ₂	44	104	34	126	85 ¹ / ₂	68 ¹ / ₂	162
25	81	57 ¹ / ₂	46	109	35	131	89	71	168
26	86	60 ¹ / ₂	48 ¹ / ₂	115	36	136	92	73 ¹ / ₂	174
27	91	64	51	121	37	141	95	76	180
28	96	67	53	127	38	146	98	78 ¹ / ₂	186
29	101	70	56	133	39	151 ¹ / ₂	102	81	192
30	105 ¹ / ₂	73	58 ¹ / ₂	139	40	156	104 ¹ / ₂	83 ¹ / ₂	198
31	111	76	61	145					

Year
1871
1872
1873
1874
1875
1876
1877
1878
1879
1880
1881
1882
1883
1884
1885
1886
1887
1888
1889
1890
1891
1892
1893
1894
1895
1896
1897
1898
1899
1900

The following table shows the results of the...

5. 61

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inw.

5352

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000294772