

Vibrationserscheinungen neuerer Schnelldampfer

Dissertation

zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs von der
Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin genehmigt

Vorgelegt von **Walter Thele**, Diplom-Ingenieur

Referent: **Prof. Laas**

Korreferent: Geh. Marinebaurat **Prof. Kretschmer**

BERLIN 1907

III 1579

G. 62
53

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000305730

Vibrationserscheinungen neuerer Schnelldampfer

Dissertation

zur Erlangung der Würde eines Doctor-Ingenieurs von der
Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin vorgelegt

Vorgelegt von **Walter Thele**, Diplom-Ingenieur

Fr. 27 4905



Examinator: Prof. Laas
Korreferent: Prof. Bretschneider

BERLIN 1907

X
1372

Vibrationserscheinungen neuerer Schnelldampfer

Dissertation

zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs von der
Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin genehmigt

Vorgelegt von **Walter Thele**, Diplom-Ingenieur

F. Nr. 27 445



Referent: **Prof. Laas**

Korreferent: Geh. Marinebaurat **Prof. Kretschmer**

BERLIN 1907

62. 53

X
1342

**BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW**

III 33145

Mr. J. J. J.



Akc. Nr. 2793/49

Einleitung

Den Inhalt der vorliegenden Arbeit bildet die Diskussion einer Reihe pallographischer Diagramme, die vom Verfasser an Bord der neueren und ihren Abmessungen nach zu den größten ihrer Art gehörenden Schnelldampfern „Amerika“, „Kaiserin Auguste Victoria“ und „Deutschland“ genommen worden sind.

Solche Untersuchungen dürften gerade jetzt um so willkommener sein, als sich in neuerer Zeit in Reedereikreisen ein gesteigertes Interesse für die Dampfturbinen bemerkbar macht und es wünschenswert erscheint, über das voraussichtliche Verhalten dieser Maschinenart hinsichtlich der Vibrationserscheinungen etwas Näheres zu erfahren. Bereits hat sich über die Schiffsturbinen wegen ihres vollkommenen Massenausgleiches eine im allgemeinen günstige Meinung herausgebildet; besonders glauben diejenigen, welche die Ursachen der Vibrationen in der Maschine allein vermuten, nunmehr das Ideal gefunden zu haben, nach dem zwecks Erreichung eines erschütterungsfreien Schiffes schon seit Jahren gestrebt wird. So haben die letzten Verhandlungen der Schiffbautechnischen Gesellschaft in Berlin, wo gelegentlich der Diskussion über die Turbinenfrage auch mehrfach die Frage der Vibrationserscheinungen der Schiffe gestreift wurde, mit wenigen Ausnahmen gezeigt, daß selbst in Fachkreisen dem Einflusse des Propellers auf die Vibrationen nur eine geringe Beachtung zuteil geworden ist, was um so mehr verwundern muß, als doch durch die Bemühungen anerkannter Autoritäten auf diesem Gebiete — ich möchte an dieser Stelle besonders Herrn Konsul Schlick nennen — die Erkenntnis der Schiffsschwingungen erzeugenden Ursachen ganz wesentliche Fortschritte gemacht hat. Vielfach werden die trotz des Massenausgleiches noch vorhandenen Vibrationen höherer Ordnung den geringen Fehlergliedern zugeschrieben, die dem Ausgleichsverfahren noch

anhaften. Wie wenig diese Annahme Berechtigung hat, werden die nachfolgenden Untersuchungen deutlich lehren. Der ausschließliche Zusammenhang der Vibrationen, namentlich höherer Ordnung, mit der Tätigkeit des Propellers tritt hierbei so klar zutage, daß, wollten wir oben genannten Fehlergliedern dennoch einen Einfluß auf die Vibrationserscheinungen einräumen, derselbe nur von ganz untergeordneter Bedeutung sein kann, und man ihn, von der praktischen Seite aus betrach'tet, unbedingt vernachlässigen darf. Es ist daher auch ganz ungerechtfertigt, den vollkommenen Massenausgleich der Dampfturbine als Hauptvorteil derselben vor der Kolbenmaschine immer und immer wieder in einer Weise zu betonen, wie dies von Seiten der Interessenten vielfach geschieht. Die nach Schlick ausgeglichene Vier-Kurbelmaschine steht der Turbine bezüglich des Massenausgleiches nicht viel nach. Es läßt sich dies übrigens sehr leicht auch durch einen praktischen Versuch nachweisen. Man kuppelt die Schraube von der Maschine ab und läßt letztere leer die verschiedensten Tourenzahlen durchlaufen. Hierbei wird man kaum eine Erschütterung des Schiffes wahrnehmen können, selbst wenn man die Betriebstourenzahlen noch um ein Wesentliches überschreitet. Ich habe wenigstens für den Dampfer „Amerika“ bei einem derartigen Versuch nicht die geringsten Schwingungen feststellen können, und es hat sich meines Wissens auch bei anderen Schiffen dasselbe Resultat ergeben. Der einzige Vorsprung, welchen man zugunsten der Dampfturbine noch geltend machen könnte, ist die Gleichmäßigkeit ihres Tangentialdruckes. Jedoch sind wir auch bei der ausgeglichenen Kolbenmaschine nicht berechtigt, ihre allerdings vorhandene Ungleichförmigkeit als besonders großen Nachteil anzusehen. Der Einfluß derselben äußert sich höchstens dadurch, daß durch sie geringe Schwingungen erster oder zweiter Ordnung hervorgerufen werden. Ihre Bedeutung

bezüglich der Vibrationen höherer Ordnung wird vollständig aufgehoben durch die viel größeren Ungleichmäßigkeiten des Wasserwiderstandes, welcher sich der Bewegung der Schraubenflügel entgegensetzt. Zur Begründung dessen möchte ich folgendes anführen:

Die einzelnen in die Schraube eintretenden Wasserteilchen befinden sich in einem sehr ungleichartigen Bewegungszustande und dies vor allem bezüglich ihrer Geschwindigkeitskomponenten in der Längsrichtung des Schiffes. Machen wir uns eine angenäherte Vorstellung des dem Schiffe folgenden Vorstromes, so werden wir erkennen, daß man es hier nicht mit einer über den ganzen Querschnitt desselben gleichmäßig verteilten Wassergeschwindigkeit zu tun hat, sondern

periodischen Auftretens auch zu unterhalten vermögen.

Nichtsdestoweniger werden bei Beurteilung unserer Diagramme öfters auch solche Einflüsse berücksichtigt werden müssen, die dem Eintreffen besonderer Umstände zu verdanken sind. Als solche müssen wir ansehen vor allem eine durch mangelhafte Werkstattausführung hervorgerufene Unsymmetrie der Schraube, entweder bezüglich ihres Gewichtes oder auch bezüglich der Steigung der einzelnen Schraubenflügel, ferner eine zu geringe Fahrwassertiefe oder auch die Schwankungen der Maschinenumdrehungen innerhalb längerer Zeitintervalle. Daß derartige Schwankungen vorhanden sind, zeigt die Berechnung derselben aus den betreffenden Diagrammlinien. Eine

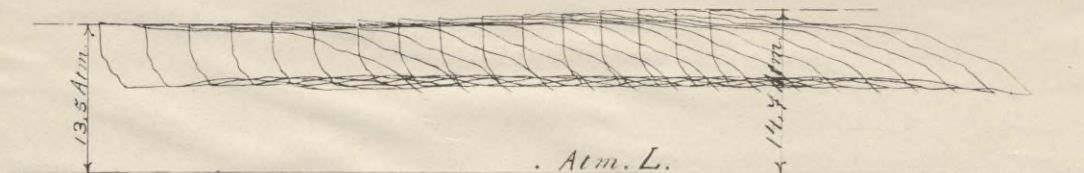


Abb. 1

wir werden gewahr, daß sich in unserem Bilde deutlich der Einfluß der Schiffsform sowie der unmittelbar vor den Schrauben liegenden Unstetigkeiten der Schiffsoberfläche widerspiegelt, und ich möchte hierbei auf die speziell bei Doppelschraubendampfern ganz erheblichen Querschnittsdimensionen der sogenannten Wellenhosen hinweisen. Derartige Unstetigkeiten, zu denen auch der Hinterstevan und die verschiedenen Ruderlagen ihren Beitrag liefern, zerstören das unserer Vorstellung sonst zugängliche Bild des Vorstroms

Erklärung hierfür ergibt sich teilweise aus dem Umstande, daß speziell bei Doppelschraubenschiffen die Umdrehungen der beiden Maschinen sich gegenseitig sehr beeinflussen, und zwar hängt diese Erscheinung damit zusammen, daß je nach Stellung des HD-Kolbens beider Maschinen zueinander das dem Kessel entnommene Dampfvolumen beständigen Schwankungen unterworfen ist und hieraus ein periodisch wechselnder Dampfdruck resultiert, der seinerseits die Umdrehungen beeinflusst. Wie stark dieser Einfluß sich geltend

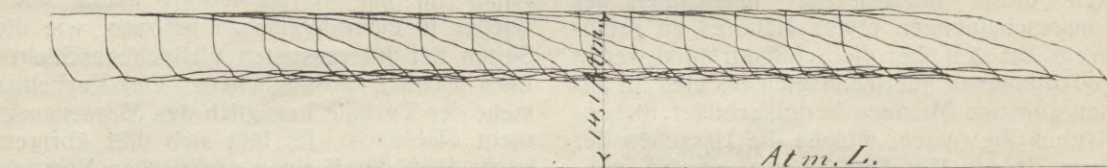


Abb. 2

gänzlich und sind die Ursache der Fruchtlosigkeit aller unserer Bemühungen, die Theorie und die Praxis auf dem Gebiete der Propellerfrage einigermaßen in Einklang zu bringen. Ihre Bedeutung als vibrationserzeugende Ursache wird uns jedoch sofort klar werden, wenn wir berücksichtigen, welche verhältnismäßig geringe Wassermenge an der Wechselwirkung jener gewaltigen Energiemengen teilnimmt, die von der Maschine aus auf die Schraube übertragen werden. In demselben Verhältnis müssen demnach auch die Ungleichmäßigkeiten des der Schraube zufließenden Wasserstromes ihren Einfluß auf die propulsive Wirkung derselben geltend machen, und die Folge davon ist der stoßartig schwankende Verlauf der Propulsion, womit uns diejenigen Faktoren gegeben sind, die ihrer Natur und Lage nach am ehesten eine Schiffsschwingung einleiten und infolge ihres

machen kann, ist deutlich aus einer Reihe fortlaufender Diagramme zu ersehen, Fig 1, die dem HD-Zylinder der BB-Maschine der „Amerika“ entnommen sind, und deren beständiges Fallen und Steigen die Richtigkeit der eben erläuterten Anschauungsweise bestätigt. Laufen beide Maschinen getrennt, d. h. ist das die beiden Kesselgruppen verbindende Ventil geschlossen, so daß jede Maschine ihren Dampf getrennt nur je einer der Kesselgruppen entnehmen kann, verschwindet sofort der periodisch wechselnde Verlauf des Dampfdruckes, wie die unter diesen Umständen erhaltene Diagrammreihe, Fig. 2, des HD-Zylinders derselben Maschine deutlich zeigt. Genau dieselben Erscheinungen ergaben sich auch bei dem Dampfer „Kaiserin Auguste Victoria“, dessen Maschinen- und Kesselanlage dieselbe Anordnung zeigt, wie die des Dampfers „Amerika“.

Schließlich möchte ich noch darauf hinweisen, daß auch solche am Schiffskörper wirkende Kräfte, welche theoretisch wenigstens keinen pulsierenden Verlauf zeigen können, dennoch imstande sind, geringe Schwingungen, vornehmlich erster Ordnung, zu erzeugen. Dies gilt z. B. vom Schiffswiderstand selbst, von dem wir annehmen müssen, daß er in Wirklichkeit permanent um eine gewisse Gleichgewichtslage schwingt, indem sich hierbei ein Vorgang abspielt, dessen Bild wir etwas deutlicher in dem Hin- und Herflattern einer im Winde wehenden Fahne wiedererkennen. Die Summe der Wirkungen aller dieser Einflüsse verändert das Aussehen der Diagramme oft ganz bedeutend; ich werde bei Besprechung derselben noch näher darauf eingehen.

1. Teil

Die Schwingungsgesetze

Vor Besprechung der einzelnen Diagramme möchte ich kurz diejenigen Gesetze anführen, die im allgemeinen jeden in der Natur vorkommenden Schwingungsvorgange beherrschen. Da man unter Schiffsvibrationen nur diejenigen periodischen Schwingungsbewegungen des Schiffskörpers versteht, die er infolge seiner elastischen Eigenschaften und unter der Einwirkung periodisch pulsierender Kräfte ausführt, so scheidet aus unseren Betrachtungen alle diejenigen Bewegungen des Schiffes aus, welche dasselbe infolge seiner Stabilitätseigenschaften unter dem Einflusse des Seegangs auszuführen imstande ist, demnach das Schlingern und Stampfen desselben. Wir können uns im großen und ganzen das Schiff infolge seiner langgestreckten Gestalt als stabförmigen Körper vorstellen, und so haben die für den schwingenden Stab bestehenden Gesetze auch angenäherte Gültigkeit für das komplizierte Gebilde des Schiffskörpers. Wie beim schwingenden Stabe beobachten wir auch beim Schiffskörper ebene Transversal- und Torsionsschwingungen 1., 2. und höherer Ordnung, je nach Anzahl der Knotenpunkte bzw. je nach Anzahl der ausgeführten Schwingungen pro Zeiteinheit, gemessen im Vielfachen der Grundschwingungszahl. Wie bei allen Schwingungsbewegungen spielt auch hier die Erscheinung der Resonanz — d. h. die angenäherte oder vollkommene Uebereinstimmung der Periode der Kraft mit der natürlichen Schwingungszahl des Schiffes —, eine entscheidende Rolle. Ihr allein ist der Umstand zuzuschreiben, daß sich nur bei gewissen Umdrehungszahlen, den sogenannten „kritischen Umdrehungen“, besonders heftige Schwingungen des Schiffes einstellen, während bei den zwischen jenen kritischen liegenden Umdrehungszahlen verhältnismäßige Ruhe herrscht.

Wollten wir nun die Erklärung dieser Erscheinung durch mathematische Ableitung der Schwingungsgesetze am Schiffskörper selbst zu erreichen versuchen, so würden wir hierbei auf unüberwindliche Schwierigkeiten stoßen. Wir besitzen allerdings in der graphischen Behandlung des

Problems¹⁾ ein Mittel, eine annähernd vollkommene Lösung desselben herbeizuführen; das Verfahren ist jedoch etwas mühsam und empfiehlt sich hauptsächlich zur Ermittlung numerischer Werte. Zur Erlangung eines Einblicks in die Natur der Resonanzerscheinung genügt es vollkommen, wenn wir unsere Betrachtung auf den einfachsten Fall beschränken, d. h. auf das Bild des materiellen Punktes, der unter dem Einflusse einer elastischen, einer dämpfenden und einer periodischen Kraft steht. Die Pallogramme zeigen uns deutlich, daß sich der Vorgang einer Schwingung des Schiffes vor allem in der Nähe des kritischen Schwingungszustandes desselben ganz entsprechend den Gesetzen abspielt, welche sich für den materiellen Punkt ableiten lassen. Die Differentialgleichung dieser geradlinig gedachten Schwingungsbewegung des von den genannten Kräften angegriffenen materiellen Punktes führt bekanntlich auf die Form:

$$m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + k \cdot \frac{dy}{dt} + c \cdot y = P \cdot \sin \lambda \cdot t \quad (1)$$

wobei über die einzelnen Gleichungsglieder folgendes zu sagen ist:

Bedeutet y die Entfernung des mit der Masse m behafteten Punktes aus der 0-Lage (Gleichgewichtslage) zur Zeit t , so sind die bei der Bewegung desselben auftretenden Trägheitskräfte durch das Glied $m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2}$ dargestellt. Ferner wirken

auf den Punkt Widerstandskräfte bzw. Dämpfungskräfte ein, deren Größe wir der Geschwindigkeit des Punktes proportional setzen. Sie

liefern zu der Gleichung das Glied $k \cdot \frac{dy}{dt}$, wobei k einen konstanten Faktor, den Dämpfungsfaktor, bedeutet. Die Dämpfungskräfte sind nicht vom Betrage der stattgehabten Koordinatenänderung abhängig, sondern (sehr im Einklang mit der Erfahrung) von der Geschwindigkeit, mit der diese Aenderung vor sich gegangen ist. Sie gleichen Reibungskräften und werden auch zerstreute Kräfte genannt, weil sie die dem materiellen Punkte zugeführte Energie zerstreuen bzw. in Wärme umwandeln.

Schließlich treten bei der Verrückung des Punktes aus seiner Gleichgewichtslage noch elastische Kräfte auf, die den Punkt in seine ursprüngliche 0-Lage zurückzuführen bestrebt sind. Wir setzen sie proportional der Entfernung des Punktes von seiner Gleichgewichtslage, und es tragen diese Kräfte das Glied $c \cdot y$ zur Gleichung bei. Zu diesen drei, die linke Seite der Gleichung bildenden Kräften können wir uns aber auch noch eine oder mehrere äußere Kräfte denken, welche an dem Punkt angreifen und die zur Unterhaltung einer Schwingungsbewegung jedenfalls periodischer Natur sein müssen. Wir wollen der Einfachheit halber nur eine solche Kraft annehmen und sie in den Ausdruck $P \cdot \sin \lambda t$ zusammenfassen. Das

¹⁾ Siehe Gümbel, Ebene Transversalschwingungen.

allgemeine Integral der unter (1) stehenden Differentialgleichung lautet, wenn A und B zwei Konstante bedeuten, folgendermaßen:

$$y = e^{-\frac{k \cdot t}{2m}} (A \cdot \cos g t + B \sin g t) + \frac{P \cdot \sin (\lambda t + \psi)}{(c - m \lambda^2) \cos \psi + \lambda k \sin \psi} \quad (2)$$

$$\text{worin } g = \sqrt{\frac{c}{m} - \frac{k^2}{4m^2}}$$

Die Form der Gleichung (2) lehrt uns, daß wir es hier mit zwei vollkommen getrennten Schwingungen zu tun haben, von denen die eine, durch das erste Glied rechts dargestellte, eine freie gedämpfte Schwingung bedeutet und deren Verlauf nur durch die Linksglieder der Differentialgleichung beeinflusst wird; die durch das zweite Glied rechts in der Gleichung (2) dargestellte Schwingung ist die sogenannte erzwungene Schwingung bzw. das für die Kraft $P \cdot \sin \lambda t$ bestimmte partikuläre Integral der Differentialgleichung.

Wir brauchen uns nun mit dem ersten Rechtsglied obiger Gleichung (2) nicht weiter zu beschäftigen. Die durch dieses Glied dargestellte freie Schwingung verschwindet wegen der als Faktor darin enthaltenen Exponentialgröße unter dem Einfluß der Dämpfung nach kurzer Zeit. In Wirklichkeit lassen sich bei einem Schiffe solche Schwingungen, die sich dann mit den gleichzeitig entstehenden erzwungenen Schwingungen zu Schwebungserscheinungen superponieren, nur selten nachweisen, und zwar nur als Schwingung erster Ordnung unter dem Einflusse solcher Impulse, deren Intensität starken und schnellen Wechsels unterworfen ist. Bei Schwingungen höherer Ordnung sind sie jedoch niemals zu beobachten und ist dies allein dem Umstande zuzuschreiben, daß bei diesen Schwingungen sich der Einfluß der Dämpfung naturgemäß bedeutend mehr geltend machen muß, da die gegenseitige Verschiebung benachbarter Moleküle und damit die zur Ueberwindung derselben erforderliche Reibungsarbeit größer ausfällt, wie bei den Schwingungen erster Ordnung.

Das zweite Rechtsglied der Gleichung (2) stellt, wie oben erwähnt, eine erzwungene Schwingung dar, die, da keine unbestimmten Konstanten vorhanden sind, von den Anfangsbedingungen unabhängig verläuft.

Die Gleichung dieser Schwingungen lautet daher:

$$y = \frac{P}{(c - m \lambda^2) \cos \psi - \lambda \cdot k \cdot \sin \psi} \cdot \sin (\lambda t + \psi) \quad (3)$$

$$\text{worin } \text{tg } \psi = \frac{\lambda \cdot k}{m \cdot \lambda^2 - c} \quad (4)$$

Wir ersehen aus dem Faktor $\sin (\lambda t + \psi)$, daß zwischen der erzwungenen Schwingung und der sie erregenden Kraft ein Phasenunterschied besteht von $\text{arc. tg } \frac{\lambda \cdot k}{m \cdot \lambda^2 - c}$. Dieser Phasenunterschied ist allein durch k hervorgerufen und würde mit $k = 0$ vollständig verschwinden. Um nun auf den Fall der Re-

sonanz, d. h. der angenäherten oder vollkommenen Uebereinstimmung der Periode der erzwungenen Schwingung mit derjenigen der freien Schwingung zu kommen, setzen wir: $\lambda = \sqrt{\frac{c}{m} - \frac{k^2}{4m^2}}$

Für diesen Fall wird $\text{tg } \psi$ sehr groß. Nimmt man ferner noch an, daß k so klein ist, daß das Quadrat dieser Größe vernachlässigt werden kann, so ist für $\lambda = \sqrt{\frac{c}{m}}$ der Wert $\text{tg } \psi = \infty$ oder $\psi = 90^\circ$.

Für den Fall der Resonanz ist daher der Einfluß der schwingenden Kraft auf den materiellen Punkt am größten geworden, da das Maximum der Kraft mit dem Maximum der Geschwindigkeit des Punktes zusammentrifft und daher die auf den Punkt übertragene Arbeitsgröße gleichfalls ihren Maximalwert erreicht.

Läßt man dieselben Annahmen auch gelten in

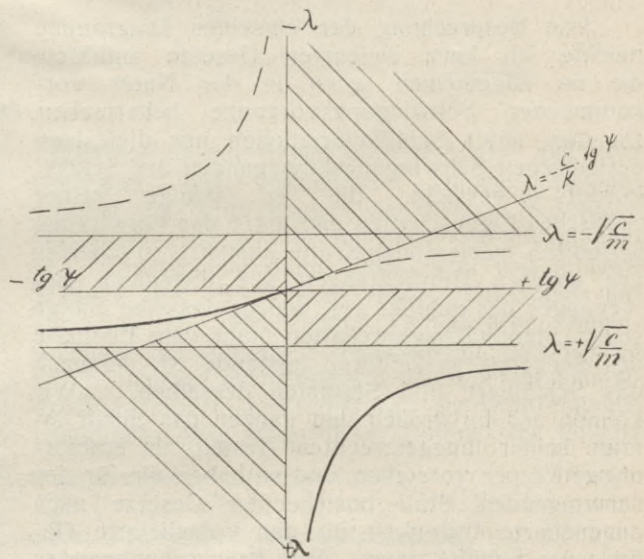


Abb. 3

Gleich. (3), so erkennen wir, daß der vor dem trigonometrischen Gliede stehende Koeffizient nur durch den Faktor k in zulässigen Grenzen gehalten wird. Um über die gegenseitigen Beziehungen zwischen $\text{tg } \psi$ u. λ etwas zu erfahren, ist in Fig. 3

die durch Gleich. $\text{tg } \psi = \frac{\lambda \cdot k}{m \lambda^2 - c}$ dargestellte Kurve unter gleichzeitiger Angabe der Tangenten und Asymptoten aufgezeichnet. Der für das Problem in Betracht kommende Teil der Kurve ist stark angezogen. Gehen wir nun von $\text{tg } \psi = 0$ aus, so sehen wir, daß wir bei verhältnismäßig geringen Aenderungen von λ schon erhebliche Aenderungen von $\text{tg } \psi$ erhalten; der Wert nähert sich asymptotisch der Linie $\lambda = \sqrt{\frac{c}{m}}$ und wird für $\lambda = \sqrt{\frac{c}{m}}$ gleich ∞ . Sämtliche Werte sind negativ. Ueberschreitet λ den Wert $\sqrt{\frac{c}{m}}$, so wird $\text{tg } \psi$ pos. und kommt mit größer werdendem λ aus dem Unendlichen ziemlich schnell

heran, um sich dann ganz allmählich mit noch mehr wachsendem λ der λ -Achse asymptotisch zu nähern unter Beibehaltung seines positiven Wertes. Aus der Form der Kurve können wir auch leicht entnehmen, daß, je größer k ist, desto mehr sich die Gerade $\lambda = \frac{c}{k} \cdot \operatorname{tg} \psi$ nach der $\operatorname{tg} \psi$ -Achse hin neigt und desto schneller $\operatorname{tg} \psi$ von $\operatorname{tg} \psi = 0$ auf $\operatorname{tg} \psi = \infty$ übergeht.

Der Einfluß des Wertes k läßt sich daher ohne weiteres aus der Form der Kurve schließen.

Das Resumé aus den vorhergehenden Untersuchungen können wir daher in folgende Sätze zusammenfassen:

1. Die Periode der Schwingung ist stets gleich derjenigen der sie erzeugenden Kraft.

2. So lange die Kraft $P \sin \lambda t$ mit sehr großer Periode schwingt, tritt annähernd das Maximum der Kraft mit dem Maximum des Schwingungsaus- schlags zusammen. Wird die Periode der Kraft allmählich kleiner, d. h. wird λ größer, so stellt sich ein negativer Phasenverschiebungswinkel für die Schwingung ein, d. h. die Schwingung des Punktes eilt der Schwingung der Kraft nach; bei Uebereinstimmung der Kraftschwingung mit der natürlichen

Schwingungszahl des Punktes, d. h. für $\lambda = \sqrt{\frac{c}{m}}$ wird die Phasenverschiebung $= 90^\circ$, oder das Kraft- maximum wirkt im Moment der 0-Lage auf den Punkt ein. Bei noch größer werdendem λ , d. h. bei kleiner werdender Periode der Kraft, eilt letztere der Schwingung vor und wird für $\lambda = \infty$ sowohl ψ als auch der Schwingungsaus- schlag $= 0$.

Man hat bei der Untersuchung von Pallogrammen häufig Gelegenheit, obige Sätze nutzbringend zu verwerten, namentlich wo es sich darum handelt, die spezielle Ursache der Schwin- gungserscheinungen erster Ordnung zu ermitteln, da diese Schwingungen, wie ich schon früher er- wähnte, durch Ursachen sehr verschiedener Natur hervorgerufen werden können. Wir nehmen nun allerdings auf den an Bord genommenen Pallogrammen öfters noch Nebenerscheinungen wahr, die wir nicht ohne weiteres durch Vergleich mit Hilfe der am homogenen schwingenden Stab bzw. am schwingenden materiellen Punkt beob- achteten Schwingungszustände erklären können. Man muß berücksichtigen, daß das Schiff in Wirk- lichkeit ein zusammenhängendes System von Kon- struktionsteilen, ebenen und gekrümmten Flächen, Decks, Masten, Pardunen usw. darstellt. Jeder dieser einzelnen Teile ist imstande, vermöge seines nur teilweisen Zusammenhanges mit den benach- barten Konstruktionsteilen gleichfalls selbständige Schwingungsbewegungen auszuführen, und es rea- giert derselbe auch sofort auf Impulse, die von irgend einem vitalen Teil des Schiffkörpers ausgehen, deren Wirkung auf das Schiff als Ganzes betrachtet vielleicht überhaupt nicht wahrnehmbar ist, deren Periodenzahl aber mit derjenigen der Eigenschwin- gung des betrachteten Konstruktionsteiles überein- stimmt. Daher kommt es auch, daß an einzelnen

Stellen des Schiffes besonders starke lokale Schwin- gungen, namentlich solche höherer Ordnung, anzu- treffen sind, und ich werde nachher Gelegenheit haben, auf mehrere solche Fälle hinzuweisen. Man muß daher bei Untersuchung von Vibrationserschei- nungen derartige störende Einflüsse wohl berück- sichtigen, besonders in Fällen, wo man es darauf abgesehen hat, die kritischen Schwingungsverhält- nisse des Schiffes selbst zu erforschen. Der Pallo- graph ist möglichst an einem Orte des Schiffes auf- zustellen, der frei von solchen lokalen Schwingungs- erscheinungen ist. Zu vermeiden sind vor allem große Decksflächen, da solche am ehesten selbst- ständige Schwingungen ausführen können, die sich dann mit den Schwingungen des Schiffes selbst superponieren und Vibrationslinien ergeben, die bezüglich der Beurteilung der vom Schiffe ausge- führten Schwingungen leicht zu Irrtümern Anlaß geben können. Die lokalen Schwingungen sind außerdem auch der Grund dafür, daß das Auffinden der Knotenpunkte für einen bestimmten kritischen Schwingungszustand des Schiffes, besonders bei Schwingungen höherer Ordnung, so überaus große Schwierigkeiten verursacht, die außerdem dadurch noch vermehrt werden, daß infolge der unregelmäßigen Verteilung der Gewichte die Knoten- punkte in ganz ungleichen Abständen voneinander liegen, so daß man von vorneherein zutreffende Annahmen bezüglich ihrer Lage im Schiff nicht machen kann.

II. Teil

Vibrationserscheinungen des Dampfers „Amerika“

Die im folgenden untersuchten Diagramme sind sämtlich mit einem Schlickschen Pallographen auf- genommen worden, dessen Einrichtung und Wir- kungsweise aus der Literatur genügend bekannt sein dürfte, so daß ich mich zur Erklärung der auf den Pallogrammen gezeichneten Linien auf folgende wenige Bemerkungen beschränken kann.

Die oberste Linie des Diagramms ist diejenige der Vertikalvibrationen, welche die Bewegung des Schiffes in natürlicher Größe wiedergibt, und zwar in dem Sinne, daß einer nach oben gerichteten Be- wegung desselben eine ebensolche Bewegung der Kurve entspricht. Die unterste Linie ist diejenige der Torsions- bzw. Horizontalschwingungen. Hier- bei hat eine nach BB gerichtete Bewegung des Schiffes eine nach oben gerichtete Bewegung der Kurve zur Folge. Die treppenförmig abgestufte Mittellinie zeigt die Sekunden an, während die direkt darunter und darüber liegenden mit Marken versehenen Linien die Umdrehungen der Maschine registrieren, und zwar gilt die obere Linie für die BB-Maschine, die untere für die StB-Maschine. Die durch die Einrichtung des Pallographen bedingte Verschiebung der Umdrehungsmarkierungslinien gegen die übrigen Linien des Diagramms ist gleich- zeitig mit dem nachträglichen Einzeichnen der Querlinien eliminiert, welche letztere daher in korrekter Stellung zu den übrigen Linien des Dia- grammes genau den Moment angeben, in welchem der in Fig. 4 durch eine Pfeilspitze gekennzeichnete

Punkt des Kurbelkreises durch die obere Totlage hindurchgeht. Bei der „Kaiserin Auguste Victoria“ und „Deutschland“ liegt dieser Punkt in der Richtung der hintersten Kurbel der betr. Maschine, bei der „Amerika“ lag derselbe während der Ausreise des Schiffes in der Richtung der HD-Kurbel, während der Rückreise jedoch an der in Fig. 4 angegebenen Stelle des Kurbelkreises. Da hier nur Rückreisediagramme der „Amerika“ zur Besprechung gelangen, haben daher die in Fig. 4 angegebenen Pfeilspitzen Gültigkeit.

Die Steigung der einzelnen Schraubenflügel der drei Dampfer wurde gelegentlich der Dockung möglichst genau bemessen. Es ergaben sich bei der „Kaiserin Auguste Victoria“ und „Deutschland“ verhältnismäßig nur geringe Differenzen, während sich bei der „Amerika“ erheblichere Unterschiede bei beiden Schrauben, und zwar bis zu 200 mm in der Gesamtsteigung herausstellten.

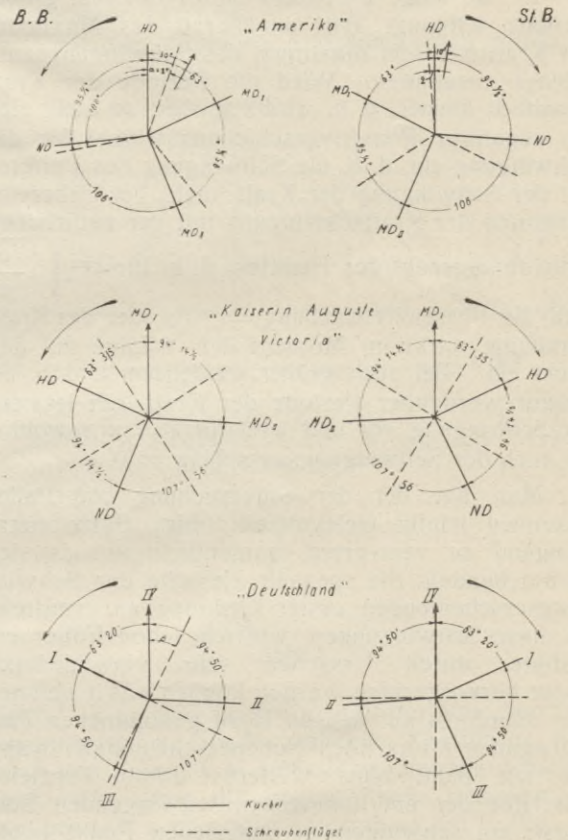
Die im folgenden besprochenen Diagramme sind nun unter den verschiedensten Verhältnissen genommen worden. Hierbei wurden die für die Beurteilung der kritischen Schwingungszustände besonders geeigneten Diagramme stets während der Fahrt in bezw. aus einem Hafen erhalten, einerseits wegen der Abwesenheit stärkeren Seegangs, andererseits weil die Umdrehungszahl der Maschine sämtliche Werte durchlaufen mußte und daher die Schwingungserscheinungen in ihren verschiedensten Phasen zur Entwicklung kamen.

Was nun die Vibrationen erster Ordnung betrifft, so habe ich schon früher bemerkt, daß sehr verschiedene Ursachen derselben in Betracht kommen können. Es ist daher schwer, zu entscheiden, welche dieser Ursachen im einzelnen Falle als Haupterregungsquelle der Schwingungen erster Ordnung angesehen werden muß. Im allgemeinen darf man bei vorhandenem Massenausgleich annehmen, daß, wenn weiter keine erheblichen Steigungsunterschiede der einzelnen Flügel und keine erhebliche Verlegung des Schwerpunkts der Schraube aus der Wellenmitte vorhanden sind, die Schwankungen des Drehmoments der Maschine diese Schwingungen hervorrufen. Ist aber eine stärkere Unsymmetrie der Schraube vorhanden, wie dies bei der „Amerika“ bezüglich der Flügelsteigungen konstatiert wurde, so wird dieselbe sich wohl mehr oder weniger fühlbar machen müssen.

Ich werde dies an der Hand eines unter vereinfachten Bedingungen erhaltenen Diagrammes nachweisen; dasselbe wurde aufgenommen, während nur die B. B.-Maschine im Betrieb war, da die St. B. B.-Maschine infolge einer Betriebsstörung längere Zeit gestoppt werden mußte. Der Flügel I der B. B.-Schraube war mit einer etwa dem oben angegebenen Betrage entsprechenden größeren Steigung aufgesetzt, und es dürfte wohl anzunehmen sein, daß das starke Hervortreten der Schwingungen erster Ordnung schon beim Gange einer Maschine der Hauptsache nach dem Einflusse dieses einen Flügels zugeschrieben werden muß. Wie aus dem Diagramme, von dem einige Stücke in Fig. 5 wiedergegeben sind, ersichtlich, tritt die Ma-

ximalamplitude bei einer Umdrehungszahl von rund 72,5 auf, die wir demnach als kritische Schwingungszahl erster Ordnung ansehen können. Beobachten wir den Punkt, in dem die Querlinien in die Kurve der Vertikal-schwingungen einschneiden, so finden wir, daß derselbe im allgemeinen bei einer Umdrehungszahl unter 72,5 rechts vom oberen Kulminationspunkte der Schwingung liegt und sich bei zirka 72,7 bis 72,8 nach links etwas verschoben hat, um bei noch höheren Umdrehungen sich bis über die Schwingungs-0-Lage hinaus zu bewegen. Wir beobachten hiermit ein Wandern des Phasenunterschiedes der erzwungenen Schwingung gegen die

Fig. 4



Schwingung des Impulses, ganz in Uebereinstimmung mit unseren theoretischen Betrachtungen, und da nun bei der kritischen Tourenzahl der Phasenverschiebungswinkel $= 90^\circ$ sein muß, so können wir hiermit die Stellung des mit der größeren Steigung behafteten Flügels bei seinem Impulsmax. leicht erhalten. Wir zeichnen uns, wie in Fig. 5, Position A bis D, geschehen, die Schwingungs-0-Linie in die Kurve der Vertikal-schwingungen ein und messen den Phasenunterschied des Kontaktes gegen den Schwingungs-0-Punkt, der in dem Werte $\frac{a}{b} \cdot 360^\circ$ zum Ausdruck kommt. Das Mittel aus mehreren solchen Messungen ergab einen

Winkel von zirka 46° , d. h. mit Rücksicht auf Fig. 4 eine annähernd horizontal nach außen zeigende Stellung des Flügels I der B. B.-Schraube als diejenige Position derselben, bei welcher der Flügel seinen stärksten Impuls ausübt. Eine Erklärung hierfür bietet nach Schlick die Annahme einer in jener Region schräg nach oben gerichteten Wasserströmung. Allerdings sind bei diesen ganzen

außerhalb der arbeitenden Maschine oder Schraube zu suchen ist. Wir erkennen dies am besten daran, daß nach Stillstand an der B. B.-Maschine die Schwingungen des Schiffes fort dauern, jedoch ohne die bis dahin aufgetretene Schwebungserscheinung zu zeigen. Bei der allmählich sich verringernden Geschwindigkeit des Schiffes werden auch diese Schwingungen geringer und außerdem ihre

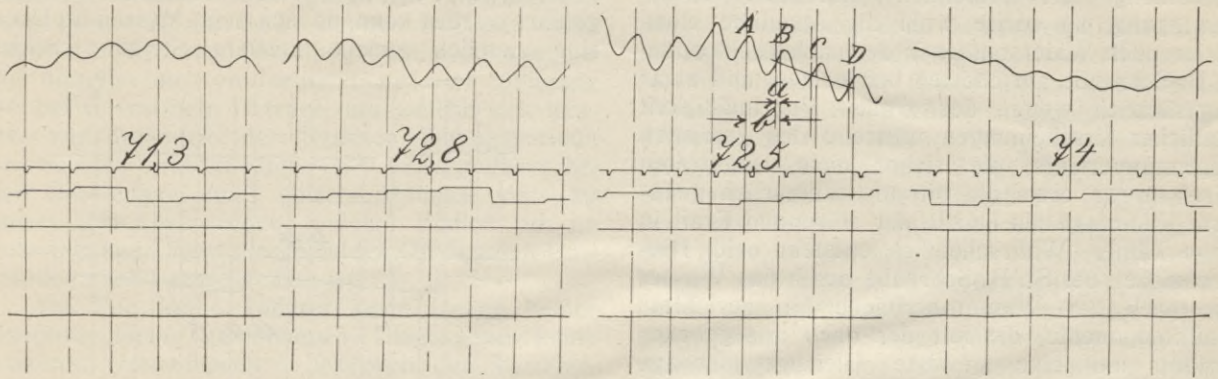


Abb. 5

Untersuchungen diejenigen Faktoren unberücksichtigt geblieben, die wir dem ungleichmäßigen Tangentialdruck der Maschine, ferner dem etwa mangelnden Massenausgleich der Schraube zuschreiben müssen. Daß selbst bei Berücksichtigung aller dieser Einflüsse das Ergebnis einer derartigen Untersuchung trotzdem nicht ganz einwandfrei sein kann, zeigt uns die Betrachtung des Diagramms Fig. 6, welches einen Schwingungszustand des Schiffes zeigt, der mit Rücksicht auf die gegebenen Umstände nicht ohne weiteres erklärt werden kann. Trotzdem nur die B. B.-Maschine im Gange ist, zeigen sich ausgeprägte Schwebungserscheinungen, die mit einer außer-

Perioden länger, bis nach Verlauf von zirka 3 Minuten, vom Stoppen der Maschine an gerechnet, vollständige Ruhe eintritt. Da nun eine auf die Annahme allmählich abklingender freier Schwingungen des Schiffes sich stützende Erklärung von vornherein unhaltbar ist, so müssen wir annehmen, daß bei der Fahrt mit einer Maschine an irgend einer Stelle des Schiffes eine periodische Kraft ins Leben gerufen wird, deren Sitz wahrscheinlich im Ruder oder der stillstehenden St. B.-Schraube zu suchen ist. Mit der arbeitenden Schraube kann dieselbe wohl kaum im Zusammenhange stehen, da, wie leicht nachzuweisen, die Periode der störenden Kraft sehr verschieden von derjenigen der

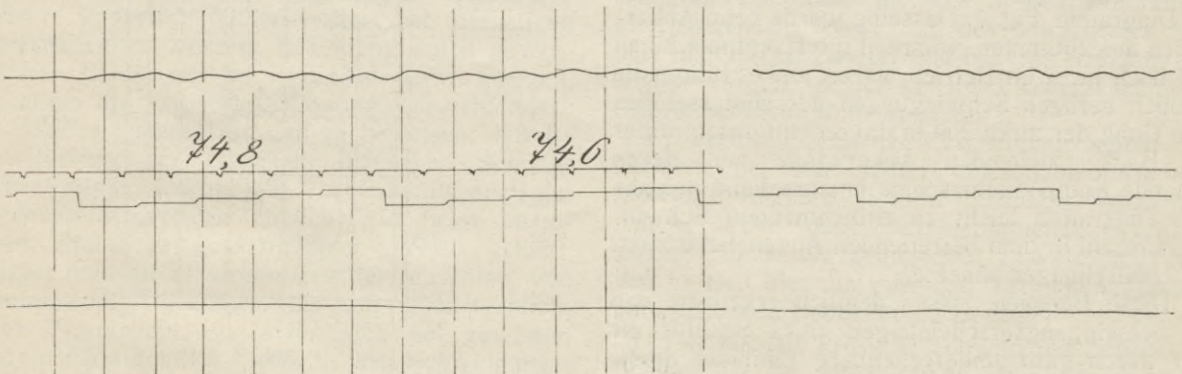


Abb. 6

ordentlichen Regelmäßigkeit auftreten. Man könnte sich diese Schwebungen als Folge von entsprechenden Tourenzahlchwankungen der Maschine vorstellen. Da jedoch, wie aus dem Diagramm zu ersehen ist, die Maschine im Gegenteil einen außerordentlich gleichmäßigen Gang zeigt, können wir uns die Ursache dieser Erscheinung nur durch das Vorhandensein einer zweiten Kraftschwingung erklären, deren Quelle

B. B.-Schraube sich herausstellt. Wie sich aus dem Diagramm ergibt, erstreckt sich die Dauer einer Schwebung bei 73,5 Umdrehungen über zirka 17 Umdrehungen, d. h. es treten $\frac{73,5}{17} = 4,33$ Schwebungen pro Minute auf.

Nimmt man, wie wir aus der Anzahl der Schwingungsperioden des Schiffes nach Stoppen

der Maschine schließen können, an, daß die Periode der störenden Kraft kleiner als 73,5 ist, so erhalten wir aus dem vorhergehenden $73,5 - 4,33 = 69,17$ Perioden der störenden Kraft. Dies kommt ziemlich genau an den Wert heran, den wir unmittelbar nach dem Stoppen der B. B.-Maschine dem Diagramm entnehmen. Sucht man nun nach der Ursache der diese eigentümliche Schwingungserscheinung hervorrufenden störenden Kraftschwingung, so dürfte wohl die Annahme eines pulsierenden Widerstandes in der nachgeschleppten St. B.-Schraube am ehesten befriedigen, und zwar hauptsächlich wegen der großen Regelmäßigkeit sämtlicher Erscheinungen während des gesamten Diagrammverlaufs, die sicher nicht eingetreten wären, wenn etwa die oft und willkürlich geänderte Ruderlage als Quelle der störenden Kraft in Frage käme. Wahrscheinlich entsteht beim Hindurchziehen der St. B.-Schraube durch das Wasser eine nach der Wasseroberfläche hin gerichtete Kraftkomponente, die mit der oben angegebenen Periode um eine gewisse Gleichgewichtslage schwingt. Daß unter Umständen auch bezüglich

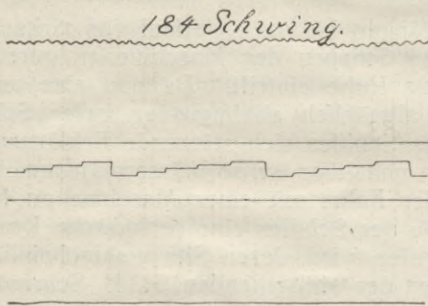


Abb. 7

der Vibrationen höherer Ordnung mit solchen Nebenerscheinungen gerechnet werden muß, zeigt das Diagramm Fig. 7. Dasselbe wurde beim Ankerlichten aufgenommen, während die Hauptmaschinen also noch nicht im Betrieb waren, und es rühren die ziemlich heftigen Schwingungen des Hinterschiffes vom Gang der zirka 200 m davon entfernten, unter der Back stehenden Ankerwinde her, deren stehende Compoundmaschine entsprechend der aus dem Diagramm leicht zu entnehmenden Schwingungsanzahl in dem betreffenden Augenblicke zirka 184 Umdrehungen machte.

Diese Beispiele lassen deutlich erkennen, daß die Schwingungserscheinungen eines Schiffes oft sehr durch ganz unberechenbare Einflüsse modifiziert werden können.

Die Schwierigkeiten, welche sich, wie wir oben gesehen haben, schon bei der Beurteilung der beim Gang nur einer Maschine sich einstellenden Schwingungen erster Ordnung ergeben, steigern sich naturgemäß noch, sobald beide Maschinen gleichzeitig im Gang sind, da zu den jeder Maschine in verschieden starkem Grade anhaftenden Impulsquellen erster Ordnung noch ein weiterer Faktor hinzutritt, dessen Bedeutung gleichfalls nicht unterschätzt werden darf. Ich meine die verschiedene

Umdrehungszahl beider Maschinen, eine Erscheinung, die wohl bei jedem Doppelschraubendampfer beobachtet werden kann.

Unter normalen Verhältnissen macht beim Dampfer „Amerika“ die St. B.-Maschine etwa 85, die B. B.-Maschine etwa 83 mittlere Umdrehungen pro Minute. Da der Unterschied von 2 Umdrehungen in unserem Fall nicht auf ungleiche Durchschnittssteigung beider Schrauben zurückgeführt werden kann, da sich beim Messen im Dock eine ziemlich gleiche mittlere Steigung beider

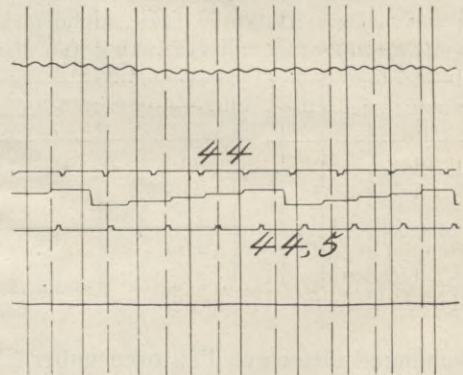


Abb. 8

Schrauben ergab, und ferner die von jeder Maschine erzeugten PS. ziemlich übereinstimmen, so müssen wir annehmen, daß der Unterschied der Umdrehungen durch einen verschiedenen mechanischen Wirkungsgrad beider Maschinen hervorgerufen ist. Nun dürfte ein solcher, für die Schraubenvirkung noch nicht sehr erheblicher Unterschied der Maschinenumdrehungen bezüglich der Stärke

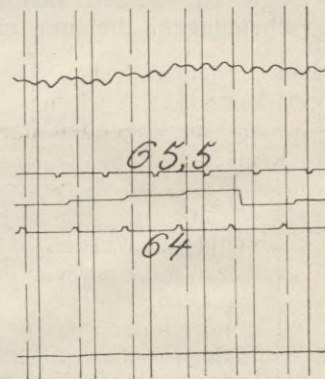


Abb. 9

der von dem einzelnen Flügel ausgeübten Impulse noch keine großen Unterschiede verursachen. Er wird sich jedoch bei größeren Verschiedenheiten der Umdrehungen bemerklich machen müssen, wie sie z. B. bei reduzierter Fahrt zu beobachten sind, wobei die Bestimmung über das der einzelnen Maschine zuzuführende Dampfquantum ganz der Willkür des betreffenden Maschinisten anheimfällt und somit mehr durch die momentane Oeffnung des Manö-

rierventils als durch den Flügelwiderstand bestimmt wird.

Wir können daher erwarten, daß, wenn die Umdrehungen beider Maschinen um einen größeren Betrag differieren, diejenige Maschine bezw. Schraube den Hauptanteil an der Erzeugung der Vibrationen übernimmt, welche die höhere Tourenzahl hat, oder was dasselbe ist, die stärkeren Impulse hervorruft. Doch dürfen wir hierbei nicht vergessen, daß die Stärke des Impulses nicht allein die Wirkung desselben bestimmt, sondern daß dieselbe auch von seiner Periode abhängig ist, bezw. von dem Betrage, um welche sich letztere von derjenigen der Eigenschwingungsperiode des Schiffes unterscheidet. Wir müssen daher bei der Beurteilung eines einzelnen Falles stets zu unterscheiden versuchen, welcher Einfluß auf die Schwingungen jeder dieser beiden Größen den Umständen nach zuzuschreiben ist.

Da eine Reihe anderer beim Gange beider Hauptmaschinen gewonnenen Diagramme keine weiteren Gesichtspunkte bezüglich der Vertikal-schwingungen erster Ordnung ergaben, sehe ich

Minute $3 \times 65 = 195$ Schwingungen. Diese Schwingungen klingen bei steigender Umdrehungszahl allmählich ab, sind bei zirka 71 Touren, wie aus Fig. 5 ersichtlich, kaum mehr wahrnehmbar und bei 72 bis 73 Touren vollständig verschwunden. Demnach zeigt das Verhalten des Schiffes in der Nähe der kritischen Tourenzahl erster Ordnung eine Unstetigkeit entgegen den Erscheinungen am schwingenden Stabe. Eigentlich sollte der kritische Zustand der oben betrachteten Schwingung mit derjenigen der Schwingung erster Ordnung zusammenfallen. Der Grund dieses abweichenden Verhaltens des Schiffskörpers entgegen den allerdings nur auf theoretischem Wege abgeleiteten Gesetzen des schwingenden Stabes liegt wahrscheinlich darin, daß sich der Einfluß der Dämpfung bei den verschiedenen kritischen Schwingungszuständen nicht in gleichem Maße bemerklich macht. Ferner muß man auch berücksichtigen, daß man bei der rein mathematischen Ableitung der Schwingungsgesetze des Stabes gewisse Faktoren unberücksichtigt läßt, und daher das erhaltene Resultat nur eine Annäherung darstellen kann. Nun ist es

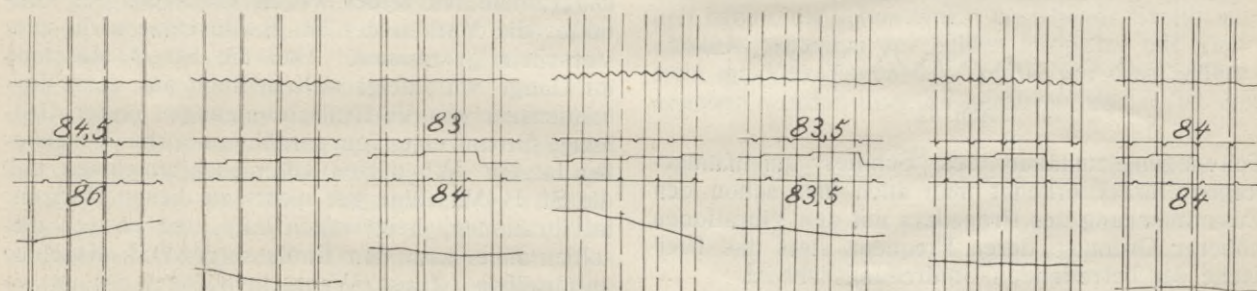


Abb. 10

von einer Besprechung derselben ab und wende mich nunmehr zu den viel wichtigeren Vibrationen höherer Ordnung, denen bisher bei derartigen Untersuchungen weniger Beachtung zuteil geworden ist. Es ist mir im folgenden daran gelegen, vor allem die kritischen Schwingungsverhältnisse des Schiffes festzusetzen und zu beweisen, daß die Entwicklung der einzelnen kritischen Schwingungszustände, sowohl der Vertikal-, als auch der Torsionsschwingungen ähnlich wie beim homogenen Stabe in gesetzmäßiger Weise erfolgt. Steigert man die Umdrehungen der Maschine, von 0 anfangend, allmählich bis zur höchsterreichbaren Tourenzahl, so lassen sich bei gewissen Tourenzahlen deutlich die kritischen Schwingungszustände beobachten. Die Fig. 8 bis 10 zeigen z. B. Teile solcher Diagramme des Dampfers „Amerika“.

Bei zirka 44 Umdrehungen, Fig. 8, zeigen sich Vertikal-schwingungen dreifacher Frequenz, d. h. pro eine Umdrehung der Schraube erfolgen drei Schiffsschwingungen, demnach pro Minute $3 \times 44 = 132$ Schwingungen. Bei zirka 65 Umdrehungen bemerken wir wiederum einen kritischen Bewegungszustand des Schiffes, und zwar handelt es sich, wie aus Fig. 9 zu ersehen ist, gleichfalls um Schwingungen dreifacher Frequenz, demnach pro

aber sehr wahrscheinlich, daß gerade jene vernachlässigten Faktoren, die sich in den Differentialgleichungen der Bewegung des betrachteten Körpers als Größen zweiter und höherer Ordnung darstellen würden, speziell bei Resonanzerscheinungen eine wesentliche Rolle spielen.

Dieselbe eigenartige Erscheinung macht sich übrigens bei dem später untersuchten Dampfer „Kaiserin Auguste Victoria“ ebenfalls bemerklich, und es dürfte das übereinstimmende Verhalten zweier Schiffe ein genügender Beweis dafür sein, daß es sich hier um eine den Tatsachen durchaus entsprechende Beobachtung handelt.

Der nächste kritische Schwingungszustand des Schiffes ist bei einer etwas über der normalen liegenden Umdrehungszahl, nämlich bei zirka 85 Touren zu beobachten, und es ist auch hier die Frequenz gleich der dreifachen Umdrehungszahl, demnach $= 3 \times 85 = 255$. In Figur 10 ist ein derartiges Diagramm abgebildet, doch sind, um die Figur nicht zu sehr in die Länge zu ziehen, nur die Schwingungsmaxima und -minima zur Darstellung gebracht.

Stellt man nun die bisher beobachteten kritischen Vertikal-schwingungszahlen in einer Tabelle zusammen, so ist man in der Lage, den Zusammen-

hang derselben klar zu erkennen und auch die Ordnung der betreffenden Schwingungen zu bestimmen.

Kritische Umdrehungszahl	Anzahl der Schwingungen pro Minute	Ordnung
72,5	72,5	I
44	$2 \times 65 = 130$	II
65	$3 \times 65 = 195$	III
87	$4 \times 65 = 260$	IV

Abgesehen von der zwischen den Schwingungen erster und zweiter Ordnung liegenden Unstetigkeit zeigt die Tabelle deutlich die Gesetzmäßigkeit, mit der die einzelnen kritischen

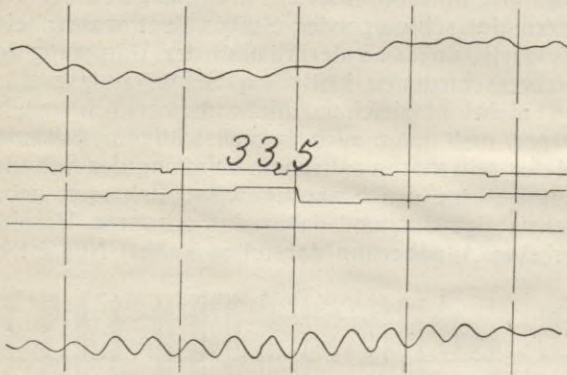


Abb. 11

Schwingungszustände des Schiffes aufeinanderfolgen; ferner erkennt man auch hier schon den Zusammenhang des Propellers mit den Vibrationen höherer Ordnung, deren Frequenz stets das Dreifache der betreffenden Umdrehungszahl ist.

Diese Erkenntnis geht jedoch aus einer anderen Tatsache noch deutlicher hervor.

Aus dem Diagramm, Fig. 10, ist zu ersehen, daß die Amplituden der Schwingungen periodischen Veränderungen ihres Größenwertes unterliegen. Beobachtet man die Anzahl dieser Veränderungen in dem Zeitraume, während dessen die eine Maschine die andere um eine Umdrehung überholt, so erkennt man, daß je drei Maxima- bzw. Minimaschwingungsperioden in dem genannten Zeitraume auftreten. Aus der gegenseitigen Lage der Querlinien zueinander lassen sich nun mit Leichtigkeit die Stellungen der beiden Schrauben zueinander ausfindig machen, unter welchen dieselben bei den Maxima- bzw. Minimapérioden der Schwingungen umlaufen. Es ergibt sich, daß die Maximaschwingungen jedesmal dann auftreten, wenn je ein beliebiger Flügel der einen Schraube mit einem beliebigen Flügel der anderen Schraube gleichzeitig durch die obere Totlage hindurchgeht, d. h. wenn beide Schrauben in symmetrischer gegenseitiger Stellung zueinander umlaufen. Wird diese Symmetrie durch das allmähliche Voreilen der einen Schraube gestört, so verschwinden die Schwingungen, um erst wieder bei einer neuen Symmetrielage aufzutreten. Da sich mit Rücksicht auf die Flügelzahl der Schrauben diese Symmetrielagen die eine Maschine die andere um eine Umdrehung dreimal in dem Zeitraume einstellen, während dem

überholt, erscheinen die Maximapérioden bzw. Minimapérioden je dreimal in dem genannten Zeitraume. Bezüglich der eben betrachteten Schwingungen dreifacher Frequenz tritt daher der ausschließliche Zusammenhang derselben mit den von den einzelnen Schraubenflügeln ausgehenden Impulsen deutlich hervor. Ein Einfluß der in der Maschine noch vorhandenen Restkräfte auf diese Vibrationen ist schon deshalb ausgeschlossen, weil, wenn derselbe tatsächlich vorhanden wäre, die Maximapérioden stets bei symmetrischer gegenseitiger Stellung der Maschinen zueinander auftreten müßten, was mit Rücksicht auf die gegenseitige Lage der Querlinien des Diagramms nicht der Fall ist.

Was nun die Torsionsvibrationen der „Amerika“ betrifft, geben uns die erhaltenen Diagramme wenig Gelegenheit zum Studium dieser Art Schwingungen. Nur in einem einzigen Diagramme, Fig. 11, tritt uns jedoch ein Fall momentan sehr stark auftretender Horizontalvibrationen entgegen, den wir anscheinend dem Zusammentreffen besonderer Umstände zu verdanken haben. In dem betreffenden Diagramme sind leider wegen Versagens des Kontaktes die Marken der St. B.-Maschine nicht zum Vorschein gekommen. Daß die St. B.-Maschine im Gange war, zeigt sich deutlich aus dem Vorhandensein von Vertikalschwingungen erster Ordnung, die auf eine Tourenzahl von zirka 72 schließen lassen. Wir dürfen daher auch annehmen, daß die St. B.-Maschine gar nichts zu diesen Horizontalvibrationen beigetragen hat, und können dieselben daher ganz dem Einflusse der B. B.-Maschine zuschreiben. Diese Wahrscheinlichkeit ist um so eher als zutreffend anzusehen, als die Zahl der Schwingungen 97,5 pro Minute, fast genau das Dreifache der Umdrehungen der B. B.-Maschine, be-

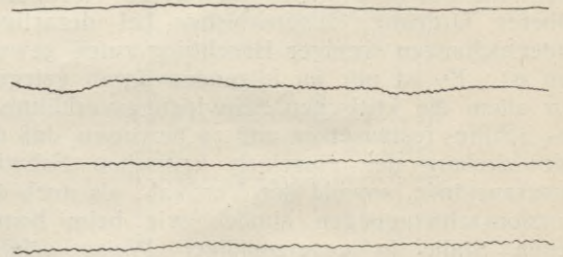


Abb. 12

trägt und daher rein durch die einzelnen Flügelimpulse der B. B.-Schraube hervorgerufen zu sein scheint.

Setzen wir voraus, daß die St. B.-Maschine im Vorwärtsgang begriffen war (der ganze Vorgang spielte sich im Cherburger Hafen ab), so dürfen sich solch erhebliche von der B. B.-Schraube ausgehende Impulse nur durch die Annahme erklären, daß die B. B.-Maschine in derselben Zeit rückwärts ging.

Aus dieser Bedingung ließe sich eventuell unter Berücksichtigung des hierbei in Frage kommenden

Phasenunterschiedes die zur Erzeugung von Torsionsschwingungen günstigste Flügellage ausfindig machen, die mit Rücksicht auf den Rückwärtsgang der Maschine am ehesten bei einer nach innen gerichteten Stellung des Flügels zu vermuten ist und sich in der Tat auch dementsprechend ergibt. Mit Rücksicht auf den hier noch bestehenden Zweifel bezüglich der Umdrehungsrichtung der B. B.-Maschine gebe ich das oben erhaltene Resultat nur mit Vorbehalt an und begnüge mich bei diesem Diagramm allein auf die Feststellung der Anzahl der freien Torsionsschwingungen, die, wie schon oben angegeben, zirka 97,5 pro Minute beträgt. Dieses Ergebnis ist auch wichtig genug mit Rücksicht auf den Umstand, daß es selten gelingt, die günstigsten Verhältnisse zur absichtlichen Erzeugung der Torsionsschwingungen erster Ordnung herbeizuführen, und zwar hauptsächlich wegen der meistens ziemlich hohen Frequenz dieser Schwingungen.

Die bisher behandelten Diagramme waren sämtlich an einer Stelle des Schiffes genommen, wo am ehesten die Beschaffung des zum Studium der Vibrationen geeigneten Materials erreicht werden konnte, nämlich unmittelbar über den Schrauben auf dem Roosevelt-Deck. Nunmehr folgt die Besprechung einiger Diagramme, die an den verschiedensten Punkten des Schiffes bei normalem Gange der Hauptmaschinen genommen worden sind und hauptsächlich zur Feststellung der Stärke der Vibrationen in den von Passagieren bewohnten Räumen dienen sollten. Mit Rücksicht auf diesen besonderen Zweck ist bei Entnahme der Diagramme der Umdrehungsmarkierungsapparat umständehalber außer Tätigkeit geblieben. In Fig. 12 sind die Vertikalschwingungslinien von vier solchen Diagrammen dargestellt. Im allgemeinen zeigen diese Diagramme dieselben Erscheinungen wie die achtern über den Schrauben genommenen, doch sind häufig lokale Nebenerscheinungen zu beobachten, die, wie früher schon ausgeführt, auf zufällige Resonanz einzelner Konstruktionsteile zurückzuführen sind.

Von den beiden ersten Diagrammen dieser Fig., die im oberen Rauchsalon erster Klasse an zwei unmittelbar nebeneinander liegenden Stellen aufgenommen wurden, zeigt das eine fast vollständige Ruhe, das andere deutlich Schwingungen achter Ordnung an, die sich mit einer leichten Grundschwingung vierter Ordnung superponieren. Die Wirkung dieser Schwingungen achter Ordnung machte sich, nebenbei gesagt, in viel unangenehmer Weise bemerkbar, wie derjenigen vierter Ordnung, und es liegt die Erklärung hierfür in der Tatsache, daß der menschliche Körper Schwingungen höherer Ordnung gegenüber eine außerordentliche Empfindlichkeit zeigt. Das Vorhandensein von Schwingungen achter Ordnung läßt auf eine sehr kurze Dauer der von den Schrauben ausgehenden Impulse schließen. Wir sind nicht in der Lage, uns eine genügende Vorstellung eines solchen Impulses zu machen. Würden wir aber den Verlauf desselben durch eine Kurve bildlich

darstellen und letztere in eine Reihe von Sinusschwingungen auflösen, wie dies z. B. bei den Beschleunigungskräften im Kurbelbetrieb üblich ist, so würden wir wahrscheinlich finden, daß hierbei die Glieder höherer Ordnung immer noch so erheblich ausfallen, daß dieselben auf die Form der Schwingungslinien nicht ohne Einfluß sein können.

III. Teil

Vibrationserscheinungen des Dampfers „Kaiserin Auguste Victoria“

Nachdem die Vibrationserscheinungen des Dampfers „Amerika“ im vorhergehenden Teile eine eingehende Besprechung, und zwar mit besonderer Berücksichtigung der Ursachen derselben erfahren haben, werde ich mich bei diesem Schiffe damit begnügen, die kritischen Eigenschwingungszahlen festzustellen, da ein Vergleich derselben mit denjenigen der „Amerika“ wegen der ziemlich gleichen Abmessungen der beiden Schiffe von besonderem Interesse sein dürfte. Zudem werden wir wegen der Verschiedenheit der Propeller („Amerika“ dreiflügl., „Kaiserin Auguste Viktoria“ vierfl.) Gelegenheit haben, die schon längst bestehende Streitfrage, nämlich, welchem der beiden Propeller mit Rücksicht auf Vibrationen der Vorzug vor dem anderen gegeben werden muß, zu berühren, und es ist eine

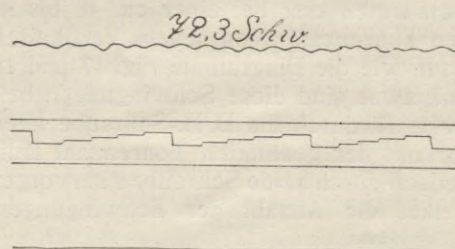


Abb. 13

Entscheidung dieser Frage um so wünschenswerter, als in anderer Beziehung, z. B. hinsichtlich des Wirkungsgrades, die Ueberlegenheit des dreiflügeligen Propellers über den vierflügeligen schon längst dargetan ist.

Die Besprechung der erhaltenen Diagramme der „Kaiserin Auguste Victoria“ möge nun in der Weise erfolgen, daß, bei niederer Tourenzahl anfangend, der Reihe nach sämtliche bis zur Erreichung der höchsten Umdrehungszahl eintretenden Schwingungsphasen des Schiffes untersucht werden.

Wie aus dem Diagramm, Fig. 13, hervorgeht, treten genau wie bei der „Amerika“ Vertikalschwingungen schon auf, wenn beide Maschinen gestoppt worden sind und das Schiff sich infolge seiner Trägheit noch ein Stück weiterbewegt. Die Ursache dürfte auch hier wieder der Widerstand der nachgeschleppten Schrauben sein, und es läßt die Intensität des Schwingungsvorganges vermuten, daß derselbe sich sehr in der Nähe des kritischen Schwingungszustandes abspielt. Tatsächlich beträgt die Anzahl der erzeugten Schwingungen ca.

72, in Uebereinstimmung mit der schon für die „Amerika“ festgestellten kritischen Schwingungszahl. Von besonderem Interesse ist ferner das Diagramm Fig. 14, in welchem die St. B.-Maschine mit ca. 19 Touren umläuft und hierbei von den einzelnen Flügeln der vierflügeligen Schraube Schwingungen erzeugt werden, welche sich mit denjenigen der Fig. 13 unter Schwebungserscheinungen zusammensetzen. Fig. 15 zeigt bei 36 Umdrehungen der B. B.-Maschine Schwingungen zweifacher Frequenz, deren Periodenzahl daher 72 pro Minute beträgt. Dieselben Schwingungen werden wir auch gewahr auf dem Diagramme Fig. 16, und es weisen hierbei beide Ma-

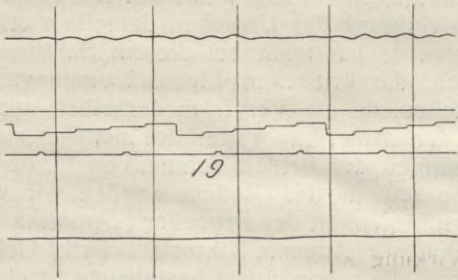


Abb. 14

schinen eine Tourenzahl von 36 Umdrehungen auf. Bei weiterer Steigerung der Umdrehungszahl der Maschinen treten erst bei einer ca. 48 bis 49 betragenden Tourenzahl von neuem Vertikalschwingungen auf, wie die Diagramme Fig. 17 und 18 zeigen. Und zwar sind diese Schwingungen bei Diagramm Fig. 17 durch die B. B.-Schraube allein, da diese nur mit der genannten Tourenzahl läuft, bei Fig. 18 jedoch durch beide Schrauben hervorgerufen, und es läßt die Anzahl der Schwingungen pro

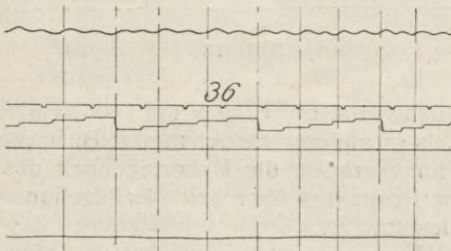


Abb. 15

i Umdrehung deutlich die Flügelzahl erkennen, ein Beweis, daß wir auch hier die Schraubenflügel als vibrationserzeugende Ursache ansehen müssen. Die Anzahl der Schwingungen beträgt $4 \times 49 = 196$ pro Minute, oder annähernd 3×66 . In welchen Grenzen sich in der Regel ein kritischer Schwingungszustand des Schiffes abspielt, zeigt das Diagramm Fig. 19, in welchem bei einer Umdrehungszahl von 52 bis 53 pro Minute nur noch Spuren der eben behandelten Schwingungen nachzuweisen sind. Bei demselben Diagramm treten außerdem Torsionsschwingungen auf, und zwar mit einer Deutlichkeit, mit welcher diese Schwingungen bei etwas mehr oder weniger Umdrehungen nicht zu bemerken sind.

Wir scheinen es daher mit einer kritischen Umdrehungszahl hinsichtlich der Torsionsschwingungen zu tun zu haben, deren Schwingungszahl $4 \times 52 = 208$ beträgt und somit II. Ordnung ist, wenn wir gleichzeitig annehmen, daß die Schwingungszahl der Torsionsschwingungen I. Ordnung ca. 100 beträgt. Letztere Annahme dürfte mit Rücksicht auf die entsprechende Schwingungszahl der „Amerika“, welche nach früherem 93 bis 94 pro Min. beträgt, annähernd das Richtige treffen. Verfolgen wir den Verlauf der Schwingungen weiter, so treffen wir bei einer ca. 66 Umdrehungen betragenden Tourenzahl neue Vertikalschwingungen an, wie die Diagramme Fig. 20 und 21 deutlich zeigen. Auch hier kommt die Flügelzahl der Schrauben zum Ausdruck. Die Frequenz dieser Schwingungen ist gleich $4 \times 66 = 264$ pro Min., und es stellen dieselben daher die Schwingungen IV. Ordnung dar. Bei noch weiterer Steigerung der Umdrehungszahl begegnen wir im Diagramme Fig. 22 wiederum Schwingungen doppelter Frequenz, welche dem Einflusse der Steuerbordmaschine zugeschrieben werden müssen, und diese weisen eine Schwingungszahl von 140 pro Minute auf. Die Amplituden dieser Schwingungen halten sich jedoch in verhältnismäßig bescheidenen Grenzen. Wie aus dem

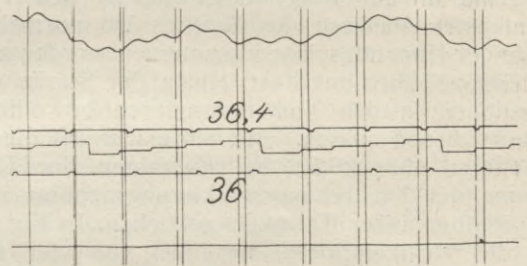


Abb. 16

Diagramme Fig. 23 zu ersehen, haben die Maschinen bei ca. 72 Umdrehungen die kritische Tourenzahl I. Ordnung erreicht. Da die Maximalperioden dieser Schwingungen bei der „Kaiserin Auguste Victoria“ stets bei symmetrischer Stellung der Maschinen zueinander auftreten, so ist es wahrscheinlich, daß das variable Drehmoment die Schwingungen verursacht und nicht ein etwa mit größerer Steigung aufgesetzter Flügel. Bei noch weiterer Steigerung der Umdrehungszahl verlieren sich die Vertikalschwingungen I. Ordnung mehr und mehr, indem sich gleichzeitig Torsionsschwingungen I. und III. Ordnung einzustellen beginnen. Während die Maximalausschläge der letzteren bei etwa 79 Umdrehungen zum Vorschein kommen, wie aus dem im Rauchsalon II. Klasse erhaltenen Diagramme Fig. 24 hervorgeht, behalten die ersteren, d. h. die Torsionsschwingungen I. Ordnung, ihre Amplitude ohne sichtbare Veränderung bei. Diese Schwingungen I. Ordnung sind auf das Hinterteil des Schiffes beschränkt und an zahlreichen mittschiffs und vorne genommenen Diagrammen kaum mehr nachzuweisen. Anscheinend liegt daher der Fall einer lokalen Resonanz des Schiffes bezüglich dieser

Schwingungen vor, und es erklärt sich auf diese Weise die Tatsache, daß die bei diesem Schiffe beobachteten Torsionsschwingungen sich über einen verhältnismäßig großen Bereich verschiedener Umdrehungen ausdehnen.

Ich möchte die eben hervorgehobene Erscheinung zurückführen auf die im Hinterschiffe liegenden hohen Aufbauten der II. Klasse (Rauchsalon), die für sich eine Masse darstellen, deren Zusammenhang mit den Aufbauten der I. Klasse nicht steif genug ist, um selbständige Bewegungen des Hinter-

der bei beiden Schiffen verschieden gewählten Flügelzahl des Propellers. Wie nicht anders zu erwarten war, stimmen die kritischen Schwingungszahlen der Vertikalschwingungen beider Schiffe annähernd überein. Spricht nun schon das vollständige Fehlen der Torsionsvibrationen sehr zugunsten der bei der „Amerika“ gewählten Flügelzahl, so kommt dieser Umstand noch vorteilhafter zur Geltung, wenn wir berücksichtigen, daß die Frequenz der Schwingungen beim dreiflügeligen Propeller und bei normaler Tourenzahl bedeutend niedriger ist, als beim vierflügeligen. Nun ist es aber gerade die Frequenz eines Impulses, den wir als Maßstab seiner Wirkung auf den menschlichen Organismus ansehen müssen. Die moderne Medizin hat sich diese Erscheinung schon längst zur Ausbildung eines besonderen Heilverfahrens praktisch zunutze gemacht, und wer einmal die immense Wirkung von Erschütterungen hoher Frequenz an seinem eigenen Körper erfahren will, braucht nur einen „Vibrationsapparat“ in die Hand zu nehmen. Während bei langsamer Tourenzahl die Erschütterungen hervorbringenden Motors eine kaum merkbare Wirkung konstatiert werden kann, steigert

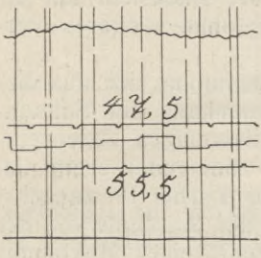


Abb. 17

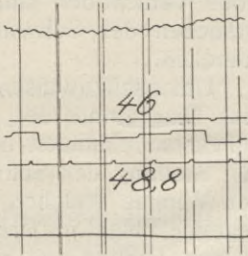


Abb. 18

schiffes zu verhindern. Die von den Schrauben ausgehenden Impulse übertragen sich daher in erster Linie auf diesen Teil des Schiffes und verursachen dort eine lokale Schwingung des Schiffes, die schließlich nach Erreichung der entsprechenden Umdrehungszahl in eine allgemeine Schiffsschwingung übergeht. Zur einfacheren Orientierung über die kritischen Tourenzahlen sind letztere in folgender Tabelle übersichtlich zusammengestellt.

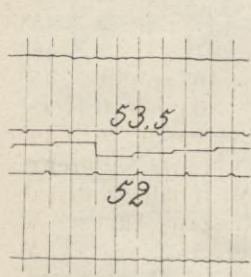


Abb. 19

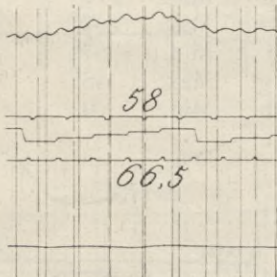


Abb. 20

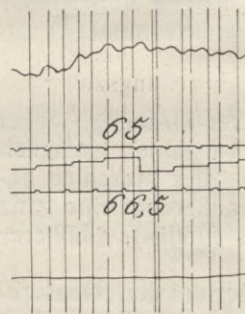


Abb. 21

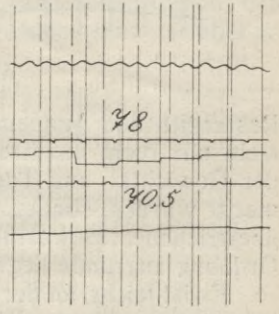


Abb. 22

sich bei hoher Tourenzahl diese Wirkung unter Umständen bis zur Unerträglichkeit und erweckt schließlich ganz den Eindruck einer Elektrolyse des Körpers mittelst hochgespannten Wechselstroms. Im übrigen zeigt ein bei normaler Tourenzahl genommenes Diagramm Fig. 25 bei diesem Schiffe genau dieselben Erscheinungen bezüglich der Maximal- und Minimalperioden, wie bei der „Amerika“, nur daß es sich hier um Torsionsschwingungen handelt und infolge der Flügelzahl des Propellers je 4 Maximal- bzw. Minimalperioden in dem Zeitraume (Position I bis II) auftreten, während welchem die eine Maschine die andere um eine Umdrehung überholt.

IV. Teil

Die Vibrationserscheinungen des Dampfers „Deutschland“

Die Vibrationserscheinungen des Dampfers „Deutschland“ waren schon mehrfach Gegenstand wissenschaftlicher Untersuchungen. Zuerst wurden dieselben von Schlick behandelt in einem Vortrage vor der Insitution of Naval Architects, in welchem er die bei der Probefahrt genommenen Diagramme erläuterte. Die folgende Untersuchung

Vertikalschwingungen

Kritische Umdrehungszahl	Anzahl der Schwingungen pro Minute	Ordnung
72 od. 18	72	I
33	2 × 66 = 132	II
49	3 × 66 = 198	III
66	4 × 66 = 264	IV
82,5	5 × 66 = 330	V

Horizontalschwingungen

104 od. 26	104	I
52	208	II
78	312	III

Ein Vergleich dieser Tabelle mit derjenigen, welche wir früher bei der „Amerika“ festgestellt haben, ist überaus lehrreich und gibt uns vollständigen Aufschluß über die verschiedene Wirkung

einiger Diagramme, welche letztere ich auf einer der letzten Reisen des Schiffes erhalten habe, dürfte eine Ergänzung bzw. Bestätigung der in obigem Vortrage niedergelegten Resultate sein und um so eher ein gewisses Interesse beanspruchen können, als sich inzwischen die Stellung der Flügel zu den Kurbeln (s. Fig. 4) geändert hat. Eine zweite Beurteilung erfuhren die „Deutschland“-Vibrationen durch den ehemaligen Chefkonstrukteur der amerik. Marine, den Admiral Melville. Derselbe versuchte den Nachweis zu führen, daß die Vibrationen durch den mangelhaften Ausgleich der Maschinen hervorgerufen werden. Die von Melville vertretenen Anschauungen stützen sich auf numerische Berechnungen der in der Maschine noch vorhandenen

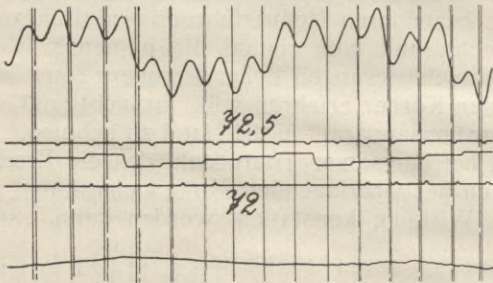


Abb. 23

Restkräfte und Momente höherer Ordnung, wobei nicht nur recht unzutreffende Annahmen bezüglich der Gewichte und Tourenzahl der Maschine gemacht wurden, sondern denen außerdem eine ganz übertriebene Bewertung der Einflüsse höherer Ordnung zugrunde liegt.

Es ist leicht, an der Hand der auf der „Deutschland“ genommenen Diagramme die Haltlosigkeit der von Melville vertretenen Anschauungen bezüglich der Ursachen der Vibrationen dieses Schiffes nachzuweisen. Die Pallogramme zeigen, wie mit Rücksicht auf die vierflügelige Schraube des Schiffes nicht anders erwartet werden kann, im allgemeinen dieselben Verhältnisse, wie wir sie schon bei der „Kaiserin Auguste Victoria“ kennen gelernt haben, nur daß entsprechend der größeren Länge und der geringeren Querschnittsdimensionen des Schiffes die kritische Schwingungszahl I. Ordnung etwas tiefer liegt.

Die Abhängigkeit der Vibrationen höherer Ordnung von der Tätigkeit des Propellers macht sich jedoch bei diesem Schiffe besonders auffallend bemerklich, da sowohl wegen der geringeren Umdrehungszahl, als auch hauptsächlich wegen der mehr als doppelten Leistung der Maschinen die von den Flügeln ausgehenden Impulse außerordentlich kräftig ausfallen. Die Amplituden der Torsionsschwingungen III. Ordnung, deren kritische Umdrehungszahl bei etwa 66 - 68 liegt, sind daher noch bedeutend größer, wie bei der „Kaiserin Auguste Victoria“. Auf diese Weise kommen bei dem unter solchen Umständen erhaltenen Diagramm Fig. 26 die einzelnen Schwingungsphasen besonders gut ausgeprägt zum Vorschein, und da außerdem dieses

Diagramm beide Arten von Schwingungen aufweist, so verlohnt es sich, dasselbe etwas eingehender zu behandeln. Betrachtet man, wie üblich, den Verlauf der Schwingungen in dem Zeitraume, während welchem die eine Maschine die andere um eine Umdrehung überholt, in Fig. 26 also von Pos. I-II, so bemerkt man wieder die bekannten Maximal- und Minimalperioden sowohl der Vertikal- als auch der Torsionsschwingungen.

Die Tatsache, daß die Maximal- bzw. Minimalperioden der Vertikalschwingungen gegen diejenigen der Torsionsschwingungen um eine halbe Periode verschoben sind, ist mit Rücksicht auf die Ursachen der Schwingungen ohne weiteres verständlich.

Um nachzuweisen, wie bestimmt sich aus diesem Diagramme der Zusammenhang der Schwingungserscheinungen mit der jeweiligen gegenseitigen Stellung der Schrauben zueinander ergibt, ist der Winkel, welchen der der Kurbel IV zunächst liegende Flügel im Drehsinne der Maschine von der oberen Totlage aus im Momente eines Maximums bzw. eines Minimum der Horizontalvibrationen zurückgelegt hat, in nachstehender Tabelle für die verschiedenen Positionen, a, b, c usw., zusammengestellt. Die Differenz dieser Winkel läßt dann erkennen, um wieviel Grad die beiden Schrauben von ihrer Symmetrielage aus im Momente einer Maximum- bzw. einer Minimumperiode gegenseitig verdreht sind.

Pos.		B. B	St. B	Differenz	
a	Max.	- 25°	+ 27°	52°	= 1 × 45°
b	Min.	- 25°	+ 66°	91°	= 2 × 45°
c	Max.	- 25°	+ 110°	135°	= 3 × 45°
d	Min.	179°	0	179°	= 4 × 45°
e	Max.	137°	0	147°	= 3 × 45°
f	Min.	87°	0	87°	= 2 × 45°
g	Max.	48°	0	48°	= 1 × 45°
h	Min.	0	0	0	= 0 × 45°

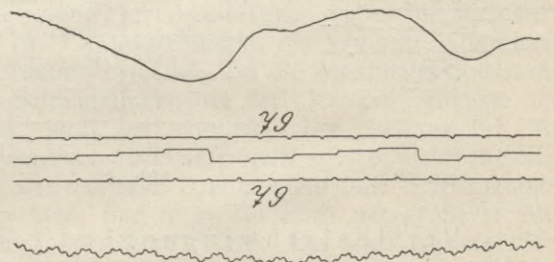


Abb. 24

Die Tabelle zeigt deutlich die außerordentliche Gesetzmäßigkeit, mit welcher die einzelnen Perioden der Schwingungen zur Entwicklung gelangen. Es wäre interessant, auch aus den Schwingungskurven höherer Ordnung auf Grund des über Impuls und Schwingung bestehenden Gesetzes etwas Näheres über die Stellung des Flügels zu erfahren, während derselbe den die Vibration hervorruhenden Impuls ausübt. Die betreffenden Schwingungen sind jedoch leider für eine derartige genaue Analyse zu klein, und es würde sich selbst bei photographischer Vergrößerung derselben mit Rücksicht

auf die dem Pallographen noch anhaftenden geringen Fehlerquellen kaum ein zuverlässiges Resultat ergeben können.

V. Teil Schlußbemerkungen

Nach allem, was wir bis jetzt über die Vibrationen festgestellt haben, müssen wir unsere Be-

gemeinen ein dreiflügeliger Propeller wegen der geringeren Frequenzzahl der erzeugten Schwingungen den Vorzug vor dem vierflügeligen verdient. Eine genaue Berechnung der bei einem Neubau zu erwartenden kritischen Schwingungsverhältnisse wird ohne vorhergehende Untersuchung ähnlicher Schiffe im allgemeinen nur mit grober Annäherung

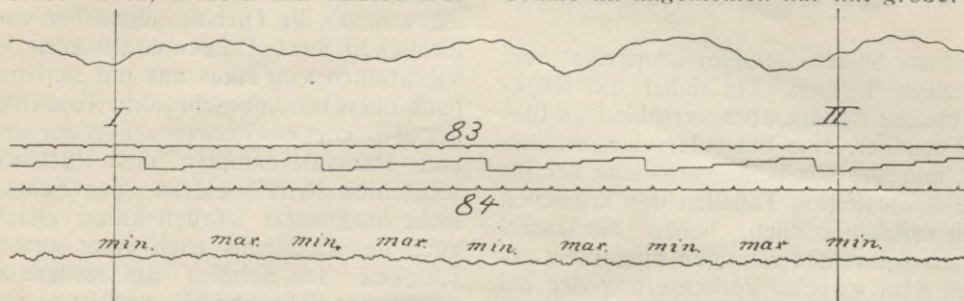


Abb. 25

strebungen zur Vermeidung derselben offenbar auf die Feststellung folgender Größen richten:

1. Günstigste Umdrehungszahl der Maschinen,
2. Günstigste Flügelzahl des Propellers.

Die außerordentliche Regelmäßigkeit, mit welcher die kritischen Schwingungszustände ein und desselben Schiffes aufeinander folgen, berechtigen

möglich sein, da der Einfluß der mitschwingenden Massen, wie Decksaufbauten, Ladung, Kohlen usw., die zur Versteifung des Schiffskörpers nichts beitragen, in den bis jetzt aufgestellten Formeln für die Berechnung der Grundschwingungszahl nicht berücksichtigt werden können, abgesehen davon, daß der Belastungszustand des Schiffes sehr variabel ist

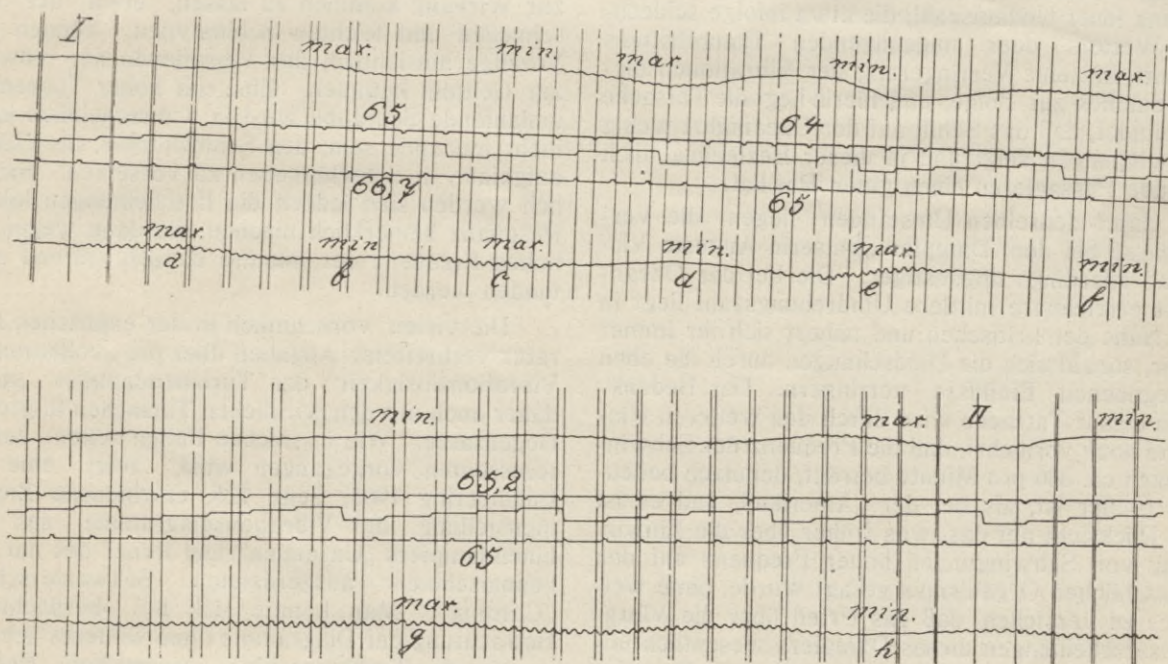


Abb. 26

uns zu dem Schlusse, daß die uns gestellte Aufgabe einer exakten Behandlung wohl zugänglich ist und wir in der Lage sein werden, obige beiden Größen zu bestimmen, sofern uns vorhergehende Untersuchungen ähnlicher Schiffe Aufschluß über die zu erwartenden kritischen Schwingungszahlen des neu zu erbauenden Schiffes geben können. Auf Grund dieser Zahlen ist es dann leicht möglich, die Umdrehungen der Maschine unter besonderer Berücksichtigung der Vibrationen höherer Ordnung festzustellen, wobei im Auge zu behalten ist, daß im all-

und somit ein für allemal geltende Verhältnisse nicht eintreten können. In der Regel ergeben die bei der Probefahrt des Schiffes erhaltenen Diagramme höhere Schwingungszahlen als das vollbeladene Schiff, und es kommen hierbei Unterschiede bis zu vier Schwingungen für die Vibrationserscheinungen I. Ordnung und entsprechend mehr für solche höherer Ordnung in Betracht.

Die großen Unzuträglichkeiten, welche stärkere Vibrationen höherer Ordnung besonders auf Passagierdampfern mit sich bringen, lassen das Interesse,

welches neuerdings namentlich seitens der größten Reedereien der Frage der Vibrationen entgegengebracht wird, jedenfalls sehr berechtigt erscheinen, und auch die vorliegenden Untersuchungen sind dem Bedürfnisse entsprungen, die Vibrationserscheinungen für den augenblicklich bevorzugten Typ der großen Paffagierdampfer klargestellt zu sehen.

Bezüglich der beiden Dampfer „Amerika“ und „Kaiserin Auguste Victoria“ lag daher mit Rücksicht auf die gleiche Bauart, aber verschiedene Flügelzahl der Propeller, eine besonders interessante Aufgabe vor, und wie wir beim Vergleiche der für beide Schiffe ausgestellten Tabellen der kritischen Umdrehungen ersehen können, haben die Untersuchungen auch sofort den richtigen Fingerzeig ergeben, dessen man zwecks Verbesserung der bei der „Kaiserin Auguste Victoria“ wegen der vorhandenen Torsionsschwingungen ziemlich ungünstigen Verhältnisse bedurfte.

Wie aus der Tabelle ersichtlich, befindet sich der Dampfer „Amerika“ bei voller Fahrt (84 - 85 Umdrehungen) sehr in der Nähe der kritischen Umlaufzahl, und zwar hinsichtlich der Vertikalvibrationen IV. Ordnung. Die Frequenz dieser Schwingungen beträgt ca. 260 pro Minute. Eine geringe Verminderung jener Umlaufzahl, die etwa infolge schlechten Wetters oder ungenügenden Dampfhaltens eintritt, hat eine Verringerung der Vibrationen dieses Schiffes zur Folge, und hierin liegt die Tatsache begründet, daß das Schiff auf der Ozeanfahrt wenig Schwingungen zeigt und in dieser Beziehung auch bei den Passagieren einen guten Ruf hat.

Unter denselben Umständen liegen die Verhältnisse bei dem Dampfer „Kaiserin Auguste Victoria“ allerdings ungünstiger. Die bei der Ozeanfahrt erreichbare mittlere Umdrehungszahl liegt in der Nähe der kritischen und nähert sich ihr immer mehr, sobald sich die Umdrehungen durch die eben angegebenen Einflüsse verringern. Das Bedenkliche dieser Tatsache wird durch den weiteren Umstand noch vermehrt, daß die Frequenz der Schwingungen ca. 330 pro Minute beträgt, demnach bedeutend größer ist, als bei der „Amerika“, und es ist mit Rücksicht auf das, was früher über die Einwirkung von Schwingungen hoher Frequenz auf den menschlichen Organismus gesagt wurde, ohne weiteres zu verstehen, daß das Urteil über die Vibrationserscheinungen dieses Dampfers wesentlich ungünstiger ausfallen mußte, als bei dem Dampfer „Amerika“. Nachdem nun die in den vorliegenden Untersuchungen gewonnene Erkenntnis über die Ursache dieser Erscheinungen keinen Zweifel mehr darüber zuließ, daß nur eine Aenderung der Flügelzahl eine Verbesserung der Schwingungsverhältnisse des Dampfers „Kaiserin Auguste Victoria“ herbeiführen konnte, wurden die vorhandenen Vierflügelschrauben gegen dreiflügelige umgetauscht, und der Erfolg hat gleich auf der ersten Reise mit den neuen Schrauben vollkommen den gehegten Erwartungen entsprochen.

Wir sind nunmehr auf Grund der vorliegenden

Untersuchungen auch imstande, uns über das voraussichtliche Verhalten der Turbinenschiffe ein einigermaßen zutreffendes Bild zu machen. Wir haben erkannt, daß Schiffsvibrationen ein für allemal untrennbar mit der Schiffsschraube der heutigen Form verbunden sind, gleichviel welche Antriebsmaschine wir auch wählen mögen. Ein Vorteil, welchen die Turbine, abgesehen von der Gleichförmigkeit ihres Tangentialdruckes, bezüglich der Vibrationen von Haus aus mit sich bringt, ist ihre nach oben hin unbeschränkte Tourenzahl, die aber bei dem jetzt bevorzugten Typ der großen Fracht- und Passagierdampfer mit Rücksicht auf den schlechten Wirkungsgrad der Schrauben leider nicht ausgenutzt werden kann; gleichzeitig weist auch das Bedürfnis nach einer guten Manövrierfähigkeit des Schiffes auf niedere Umdrehungszahlen der Schraube hin, und ist es angesichts dieser Umstände schon lange kein Geheimnis mehr, daß die Turbine bei weitem nicht allen Anforderungen gerecht werden kann, deren Erfüllung in vollkommenster Weise wir seitens der modernen Kolbenmaschine schon seit Jahren als etwas ganz Selbstverständliches hinzunehmen gewohnt sind.


Auch in solchen Fällen, wo es möglich ist, gewisse Vorteile der Schiffsturbine uneingeschränkt zur Wirkung kommen zu lassen, etwa bei sehr schnellen und leichten Schiffstypen, können ihre Vorzüge hinsichtlich der Vibrationen nur teilweise zur Geltung kommen. Eine mit hoher Tourenzahl umlaufende Schraube wird ja wahrscheinlich kaum mehr imstande sein, den Schiffskörper, als Ganzes aufgefaßt, in Schwingungen zu versetzen. Sicherlich werden sich jedoch die Erscheinungen lokaler Resonanz bemerklich machen, die dann wegen der hohen Frequenz der Impulse doppelt störend empfunden werden.

Die vielen, vornehmlich in der englischen Literatur verbreiteten Angaben über die „vollkommene Vibrationslosigkeit“ der Turbinendampfer stehen daher auch mit den wirklichen Tatsachen in grellem Gegensatze. Wie in solchen Fällen seitens der Interessenten vorgegangen wird, zeigt eine im Engineering 1905, Seite 725, erschienene Zusammenstellung der Vibrationsdiagramme des Turbinendampfers „Carmania“ und ferner des mit Kolbenmaschinen ausgerüsteten Schwesterschiffes „Caronia“. Man könnte sich bei oberflächlicher Betrachtung der Diagramme ohne weiteres sehr zugunsten des Turbinenschiffes aussprechen. Berücksichtigt man jedoch, daß die Schwingungen I. Ordnung, welche das „Caronia“-Diagramm zeigt, durch geeignete Wahl der Maschinenumdrehungen leicht vollständig hätten vermieden werden können, so trifft in diesem Falle der Vorwurf nicht die nach Schlick ausgeglichene Kolbenmaschine dieses Schiffes. In Wirklichkeit vibriert die „Carmania“ nicht weniger als andere mit Kurbelmaschinen ausgerüstete Schiffe desselben Typs, und dies ist auch mit Rücksicht auf die niedere Umlaufzahl der hierbei verwendeten Turbinen gar nicht anders zu erwarten.

19

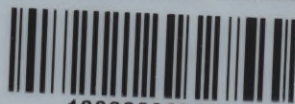
WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

 33145
L. inw.

Kdn., Czapskich 4 — 678. 1. XII. 52. 10.000

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000305730