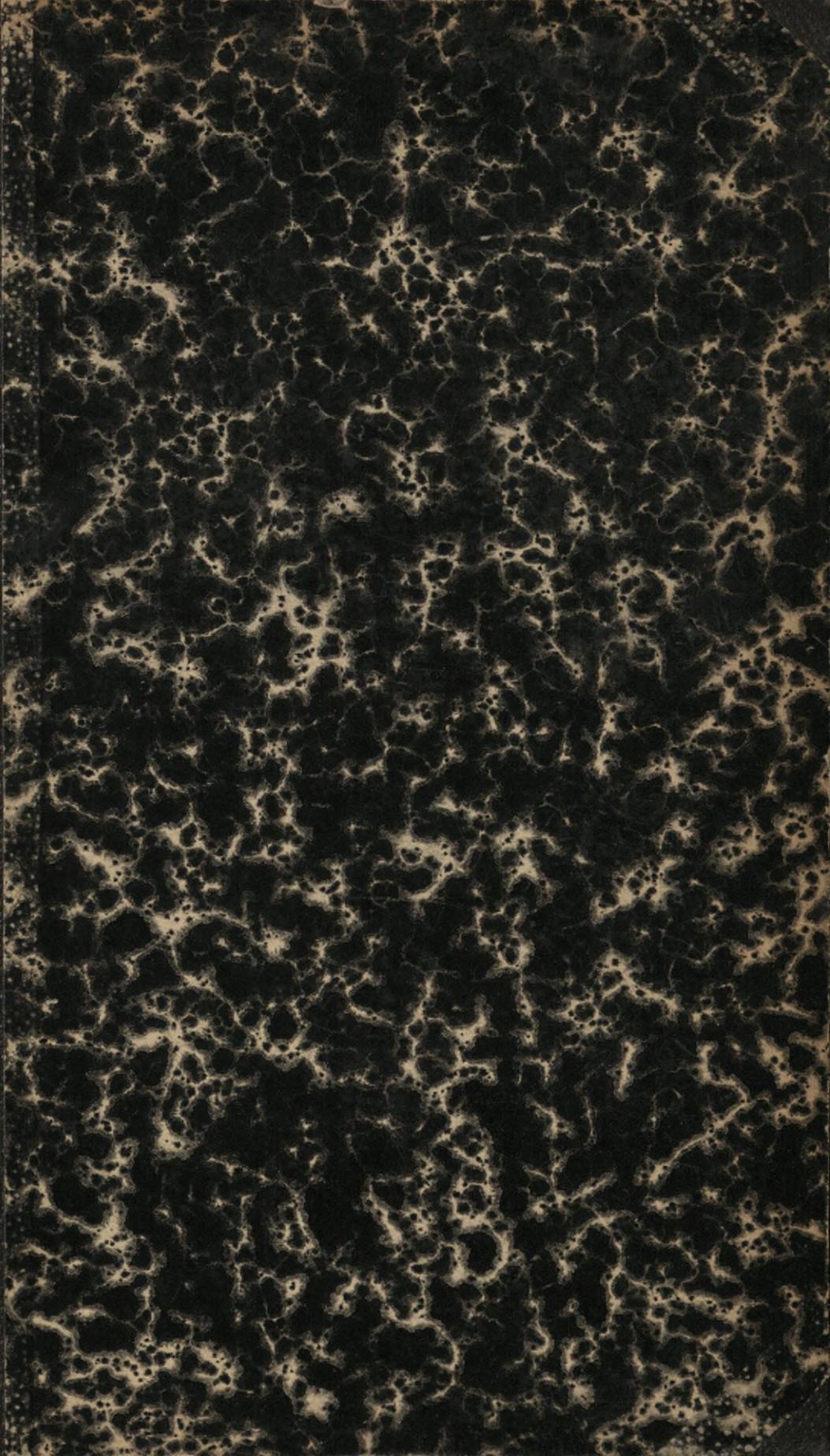




2



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000298380

DIE UNTERSUCHUNG

DER

VIBRATIONSERSCHEINUNGEN

VON DAMPFERN.

VON DR. LUDWIG BÜCHNER, BRUNNEN.

OTTO BUNDEL.

1882

X  
882



DIE UNTERSUCHUNG  
DER  
VIBRATIONSERSCHEINUNGEN  
VON DAMPFERN.

AN EINEM BEISPIEL ERLÄUTERT

VON

OTTO SCHLICK.

MIT 4 LITHOGRAPHISCHEN TAFELN.

*J. No. 25502*



LEIPZIG

VERLAG VON ARTHUR FELIX

1903.

*J. 54.*  
*84*      *62. 35*



II 31871

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung in fremde Sprachen vorbehalten.

Druck von August Pries in Leipzig

~~Akt. Nr. — Akt. Nr. — Akt. Nr.~~ 5249/50

Da meine die Vibrationserscheinungen von Dampfern betreffenden Arbeiten bis jetzt noch nicht völlig abgeschlossen sind, habe ich bisher davon Abstand genommen, die Ergebnisse meiner Untersuchungen in zusammenhängender Form im Druck erscheinen zu lassen und habe mich damit begnügt, nur einige wichtigere Resultate, die seiner Zeit von besonderem Interesse waren, durch verschiedene Vorträge vor der Institution of Naval Architects und an anderer Stelle, zu veröffentlichen.

Es ist jedoch von mehreren Seiten an mich wiederholt die Anregung ergangen, auch fernerhin meine Arbeiten auf diesem Gebiet in einzelnen Aufsätzen zu veröffentlichen, um sie den Fachkreisen schon theilweise vor dem Erscheinen eines in der Bearbeitung begriffenen Werkes über Schiffsvibrationen zugänglich zu machen.

Diese Anregung in Verbindung mit dem Umstande, dass das von anderer Seite über Schiffsvibrationen Veröffentlichte mit den Ergebnissen meiner Arbeiten in wichtigen Punkten nicht im Einklang steht, veranlassen mich, die von mir neuerdings mit Hülfe meines wesentlich verbesserten Instrumentes (Pallographen) angewendete Methode zur Untersuchung der Vibrationserscheinungen bekannt zu geben.

Um die an sich schon trockene Aufgabe nicht noch nüchterner zu machen und nicht zu grosse Anforderungen an die Geduld des Lesers zu stellen, habe ich davon abgesehen, die Untersuchungsmethode der Vibrationen systematisch, mit Rücksicht auf alle möglichen Fälle, zu entwickeln. Ich glaubte vielmehr das Interesse an der Sache besser dadurch rege zu erhalten, dass ich die Untersuchungen über einen bestimmten Dampfer eingehend behandelte. Es wird dies nach meinem Erachten genügen, um auch dem weniger Eingeweihten in den Stand zu setzen, ähnliche Ermittlungen an anderen Dampfern anzustellen.

Ich werde deshalb in dem Folgenden meine Untersuchungen über die Vibrationserscheinungen des Dampfers „Kronprinz Wilhelm“ des Norddeutschen Lloyd eingehend schildern und dabei auf die in Betracht kommenden physikalischen Gesetze näher eingehen, wobei mehrfach neue, bis jetzt noch nicht bekannte Gesichtspunkte auftauchen werden. Ich werde ferner Vergleiche mit den Ergebnissen von ähnlichen Untersuchungen an Bord des Dampfers „Deutschland“ anstellen,<sup>1)</sup> die insofern von ganz besonderem Interesse sind und zu wichtigen Schlussfolgerungen führen, als die Dimensionen und Anordnung des Schiffskörpers sowohl, als auch die Construction und Leistung der Maschinen bei beiden Dampfern fast genau gleich sind. Soweit die Ergebnisse bei beiden Dampfern übereinstimmen, wird man daher annehmen können, dass man es mit allgemein gültigen Erscheinungen bei Schiffen dieses Typus zu thun hat, soweit sie hingegen voneinander abweichen, wird man folgern müssen, dass die ermittelten Vibrationsvorgänge nur dem betreffenden Dampfer eigenthümlich sind.

Eine Schwierigkeit bei den folgenden Erläuterungen besteht darin, dass es nicht möglich ist, alle von dem Pallographen an Bord des Dampfers „Kronprinz Wilhelm“ aufgenommenen Diagramme hier zu reproduciren.

Ich habe mich vielmehr darauf beschränken müssen, nur ein Stück des bei der kritischen Umdrehungszahl genommenen Diagrammes wiederzugeben, was ja für unsere Untersuchungen das wichtigste ist.

Bei der grossen praktischen Bedeutung, die die Schiffsvibrationen in neuerer Zeit erlangt haben und bei der Unklarheit, die selbst noch in manchen Fachkreisen über die Ursachen dieser Erscheinung herrscht, darf ich daher wohl hoffen, dass die folgenden Betrachtungen nicht ohne Interesse sein werden.

---

Die Maschinen des „Kronprinz Wilhelm“ sind ebenso, wie die der „Deutschland“, vierstufige Expansionsmaschinen mit je vier Kurbeln und sie sind nach dem Schlick'schen System, unter Berücksichtigung des Einflusses der endlichen Länge der Pleuelstange, in ihrer Massenwirkung ausgeglichen. Beide Maschinen hatten vor der Probefahrt

---

1) Vergleiche meinen Vortrag in der Institution of Naval Architects, Transactions Volume XLIII (1901). „On some experiments made on board the Atlantic Liner „Deutschland“ during her trial trip in June 1900.“

mit abgekuppelter Schraube bis über die kritische Umdrehungszahl hinaus gelaufen und es hatten sich hierbei keinerlei Vibrationen gezeigt. Die Wirksamkeit des Massenausgleichs war also hiermit erwiesen.

Die Versuche wurden im Allgemeinen genau in derselben Weise durchgeführt wie an Bord der „Deutschland“. Die angewendete Methode soll aber trotzdem hier nochmals kurz geschildert werden, um das Folgende auch denen verständlich zu machen, die den Aufsatz über die Untersuchungen an Bord der „Deutschland“ nicht gelesen haben.

Es war an jeder der beiden Maschinenwellen eine kreisrunde, hölzerne Scheibe mit einem elektrischen Contact angebracht, so dass sich der Strom von mehreren Trockenelementen in dem Augenblick schloss, wenn die vorderste Kurbel der Maschine, die im Folgenden immer mit „Kurbel I“ bezeichnet sein wird, genau in ihrem obersten Todpunkt stand. Der Contact blieb dann während einer Drehung der Welle um einen Bogen von 10 Grad geschlossen und war während des übrigen Theils der Drehung geöffnet. Der elektrische Strom wirkte auf einen kleinen Elektromagneten, der eine auf dem Papierstreifen des Pallographen schreibende Feder in Bewegung versetzte, so dass also immer in dem Augenblick, wo die Kurbel I durch die obere Todlage ging, eine Marke auf den Papierstreifen hervorgerufen wurde.

Das pallographische Diagramm bekam auf diese Weise ein Aussehen, wie durch Fig. 1 auf Taf. I dargestellt ist. Die durch die Buchstaben *a, a, a . . . .* bezeichneten Punkte entsprechen immer dem Augenblick, wo der Contact hergestellt wurde, wo also die Kurbel I der betreffenden Maschine durch die obere Todlage ging, und die mit *b, b, b . . . .* bezeichneten Punkte entsprechen dem Augenblick, wo der Contact geöffnet wurde.

Die auf der „Deutschland“ benutzte Markierungsmethode mit Hilfe eines Inductionsfunken war verlassen worden, weil sie sich bei feuchtem Wetter als nicht zuverlässig erwiesen hatte.

Ebenso wie in den von mir schon früher veröffentlichten Diagrammen entsprechen die durch eine mittels eines Uhrwerks bewegte Schreibfeder hervorgebrachten, treppenförmigen Stufen *c, c, c . . . .* dem Zeitraum einer Sekunde. Die obere Kurve *d, d, d . . .* giebt in Folge des bei dem Versuch am Instrument benutzten Uebersetzungsverhältnisses für die Bewegung der Schreibfeder, die Vertikal-

schwingungen in doppelter Grösse, und die Kurve  $e, e, e \dots$  entspricht den Horizontal-Schwingungen in natürlicher Grösse.

Der Apparat war in der Weise eingerichtet, dass die Federn, die die Vertikal- und die Horizontalschwingungen, sowie die Zeitmarken zeichneten, genau in einer rechtwinklig zur Bewegungsrichtung des Papierstreifens liegenden Linie angeordnet waren. Wenn man also auf dem Diagramm eine senkrecht zur Papierkante liegende Linie zieht, die genau durch einen das Ende einer Secunde bezeichnenden Punkt  $e$  der Zeitmarken geht, so geben die Schnittpunkte dieser Linie mit den Kurven  $d$  und  $e$  in dem betreffenden Augenblick die relative Lage des Punktes von dem schwingenden Schiffskörper an, wo der Pallograph aufgestellt ist.

Bei den hier in Betracht kommenden Versuchen war das Instrument immer ganz hinten, fast unmittelbar über dem Propeller, aufgestellt. Die Punkte  $d, d, d$  der Curve der Verticalschwingungen entsprechen daher immer den Augenblicken, wo sich das Heck des Schiffes während der Schwingungsbewegung in seiner obersten Lage befand.

Die Schreibfedern des Pallographen, die die Kurbelstellungen der beiden Maschinen durch die Marken  $a, a, a \dots$  bezeichnen konnten mit den anderen 3 Federn für die Vertical- und Horizontalschwingungen, sowie für die Zeitmarken aus praktischen Gründen nicht in derselben Linie angeordnet werden. Sie waren vielmehr den zuletzt genannten Federn um 37 mm voraus. Es muss daher auf den Diagrammen immer diese Strecke von 37 mm nach rechts abgetragen werden; und eine durch den so erhaltenen Punkt gezogene Verticallinie giebt dann durch ihre Schnittpunkte mit den Kurven  $d, d, d$  und  $e, e, e$  die Lage der schwingenden Bewegung des Hinterschiffes in dem Augenblick, wenn eine der beiden Kurbeln I der beiden Maschinen genau durch die obere Todlage ging.

Durch die Punkte, die der oberen Todlage der Steuerbordmaschine entsprechen, ist immer eine gestrichelte Linie gezogen und durch die Punkte, die der oberen Todlage der Kurbel I der Backbordmaschine entsprechen, ist eine voll ausgezogene gezogen.

Bei den folgenden Untersuchungen hat man sich zu vergegenwärtigen, dass der Abstand zweier durch den Contact an der Maschinenwelle hervorgebrachten Marken, also auch der die Stellungen der Kurbel I bezeichnenden Querlinien, auf dem Diagramm einer vollen Umdrehung von  $360^\circ$  entspricht. Die Lage jedes zwischen zwei solchen Linien gelegenen Punktes kann man also leicht in

Winkelgraden ausdrücken. Da die Abstände der erwähnten Querlinien, die immer einer vollen Umdrehung entsprechen, wegen der Schwankungen in der Umdrehungszahl, verschieden gross sind, so bedient man sich zur Ermittlung des in Graden auszudrückenden Abstandes eines Punktes von der oberen Todlage der Kurbel I am bequemsten eines sog. Proportionalmaassstabes.

Für diejenigen, die meinen Aufsatz über die Versuche auf dem Dampfer „Deutschland“ gelesen haben, bietet also das bis jetzt Gesagte nichts Neues, denn die Diagramme waren auch dort genau in derselben Weise behandelt.

Es wurden während des ersten Tages der Probefahrt, mit einer Umdrehungszahl von etwa 62 pro Minute beginnend bis zu 80 Umdrehungen im Maximum, 32 Diagramme genommen, die je nach Umständen eine Länge von etwa 2 m bis 8 m hatten.

Für die Untersuchungen der Vibrationserscheinungen war es ausreichend, die mit den Nummern 4, 5, 7, 9, 10, 11 und 15 bezeichneten Diagramme zu analysiren und die sich hierbei ergebenden Daten sind mit Ausnahme von denen des Diagramms No. 15 in der Tabelle am Ende dieses Aufsatzes zusammengestellt. Es ist hierbei noch zu erwähnen, dass die Theile des betreffenden Diagrammes, auf die sich die in der Tabelle enthaltenen Daten beziehen, mit *A*, *B*, *C* u. s. w. bezeichnet sind.

Jede der beiden Propellerschrauben hat vier Flügel. Die Anordnung der letzteren mit Bezug auf die vier Kurbeln ist in Fig. 5 auf Taf. I gezeigt. Es ist aus der Figur ersichtlich, dass ein Paar einander gegenüber liegender Flügel genau in der Richtung der Symmetrielinie der Kurbelwinkel liegt, und dass das zweite Paar rechtwinklig zur Symmetrielinie angeordnet ist. Die Zeichnung stellt beide Kurbeln I in der oberen Todlage dar, also in dem Augenblick, wo der Contact für den die Kurbelstellung markirenden Elektromagneten hergestellt wurde.

Nach dieser Bemerkung dürfte wohl das Folgende verständlich sein.

### **Vertikalvibrationen erster Ordnung.**

Als Vibrationen erster Ordnung sind die zu verstehen, bei denen die Längsachse des Schiffskörpers abwechselnd eine nach oben und dann nach unten concave Kurve annimmt und bei denen nur 2 Schwingungsknotenpunkte auftreten. Hier, wie bei Schiffen von ähnlichen Ver-

hältnissen haben diese Vibrationen die gleiche Frequenz wie die Umdrehungen der Maschinen.

Sämmtliche Diagramme zeigen schon auf den ersten Blick eine Eigenthümlichkeit, die für die Beurtheilung der zu untersuchenden Vibrationserscheinungen von Wichtigkeit ist. Der Ausschlag (Amplitude) der in der Nähe der kritischen Umdrehungszahl noch verbleibenden geringen Vibrationen ist nämlich ziemlich constant, wie aus dem auf Taf. II dargestellten Diagramm No. 10 klar ersichtlich ist. Die gewöhnlich bei Zweischraubenschiffen sehr deutlich auftretenden Schwankungen des Schwingungsausschlages, die Maxima und Minima, machen sich nur in ganz schwachem Maasse bemerkbar.

Die Erscheinungen sind daher, soweit sie die Vertikalvibrationen erster Ordnung betreffen, fast genau so, wie bei einem Dampfer mit nur einer Schraube.

Dieser Umstand allein ermöglicht schon einige sehr wichtige Schlussfolgerungen. Es erscheint nämlich hierdurch ganz ausgeschlossen, dass die Ursache der restlichen Schwingungen in den Maschinen selbst lag; also weder in einem unvollkommenen Massenausgleich noch in Schwankungen der Drehmomente, denn da beide Maschinen ganz genau symmetrisch sind, so hätten auch etwaige Fehler im Massenausgleich oder Schwankungen in den Drehmomenten genau symmetrisch auftreten müssen. Bei einer Verschiedenheit in den Umdrehungen hätte alsdann der Schwingungsausschlag ein Maximum erreichen müssen, wenn beide Maschinen gleichzeitig auf Durchbiegung des Schiffskörpers in gleichem Sinne wirkten, was nur bei symmetrischer Kurbelstellung hätte eintreten können und es hätte ein Minimum entstehen, d. h. die Schwingungen hätten ganz verschwinden müssen, wenn nach einem weiteren Unterschied in den Umdrehungen von 180 Grad die eine Maschine gerade im entgegengesetzten Sinne wie die andere, auf Durchbiegung gewirkt hätte.

Die Ursache zu den auftretenden restlichen Vibrationen bei dem Dampfer „Kronprinz Wilhelm“ muss also ausserhalb der Maschinen selbst gelegen haben, wie das ja auch dadurch unumstösslich erwiesen ist, dass das Schiff, wenn die Maschine mit abgekuppelter Schraube lief, keine Vibrationen zeigte. Es bleibt also nichts anderes übrig, als sie auch hier wieder, wie bei der „Deutschland“, in der Wirkungsweise der Propeller zu suchen. Es konnte aber in der Hauptsache nur einer der beiden Propeller die restlichen Vibrationen verursacht haben, weil die letzteren fast ganz constant blieben und weil die

von dem Pallographen gezeichneten Wellen der Verticalschwingungen immer nur den Umdrehungen der Steuerbordmaschine folgten.

Es lässt sich aber aus dieser Erscheinung noch die Schlussfolgerung ziehen, dass der eine der beiden Propeller, hier die Backbordschraube, sich fast ganz indifferent verhielt und keine Vibrationen veranlasste. Es musste also im Bereich der Möglichkeit liegen, das Gleiche mit der Steuerbordschraube zu erzielen und mithin auch die restlichen Vibrationen überhaupt vollständig zu vermeiden.

Solange die Umdrehungen unter 64 pro Minute blieben, zeigten sich keinerlei Vibrationen. Erst nachdem die mittlere Umdrehungszahl auf etwa 65 bis 66 gestiegen war, konnten schwache, regelmässige Schwingungen in einer Verticalebene festgestellt werden. Dieses erste Auftreten von Vibrationen zeigt sich im Diagramm No. 4, von dem die Daten für die Positionen *C* bis *G*<sub>2</sub>, ebenso wie die der weiteren Diagramme für höhere Umdrehungszahlen, in der angehängten Tabelle gegeben sind.

Die Tabelle giebt für die Maxima und Minima immer die Stellung der beiden Kurbeln *I* in dem Augenblick, wo das Hinterschiff bei der schwingenden Bewegung von unten nach oben durch die mittlere Schwingungslage ging.

Um zu erläutern, wie der diesem Augenblick entsprechende Punkt in den Diagrammen festgestellt wird, sei auf Fig. 2 auf Taf. I verwiesen, die ein Stück des Diagramms No. 10 in natürlicher Grösse darstellt, und zwar die Position *A*.

Das Stück *cd'* der Kurve für die Verticalschwingungen entspricht der Bewegung des Hinterschiffes von unten nach oben, und es kommt nun darauf an, den Punkt *m* zu bestimmen, der der Mittel-lage entspricht. Es kann das einmal in der Weise geschehen, dass man die Culminationspunkte der Kurve durch kurze gerade Linien *cc'* und *dd'* miteinander verbindet und dann in halber Entfernung zwischen diesen beiden nahezu parallelen Linien eine dritte Parallele *ff'* zieht, die die Kurve in *m* schneidet. Man kann aber auch die beiden Culminationspunkte *d'* und *c* nach dem Augenmaass bestimmen und in der halben horizontalen Entfernung zwischen *c* und *d'* die Verticale *ab* ziehen, die die Kurve gleichfalls in *m* schneidet. Man ist also zur Bestimmung des Punktes *m* zum grossen Theil auf sein Augenmaass angewiesen. Die hierbei unterlaufenden Ungenauigkeiten sind jedoch bei einiger Uebung nicht so gross, wie man wohl für den ersten Augenblick annimmt.

Dieses soeben geschilderte Verfahren setzt allerdings voraus, dass

man es mit einer reinen Sinuslinie zu thun hat; wenn jedoch in der Kurve noch Wellenlinien höherer Ordnung von merklichem Ausschlag enthalten sind, so muss man bei Bestimmung des Punktes *m* hierauf Rücksicht nehmen. Wir werden später, bei der Besprechung der Verticalvibrationen II. Ordnung finden, dass auch wirklich eine Correctur nothwendig ist. Vorläufig soll der Einfachheit halber jedoch angenommen werden, dass wir es nur mit reinen Sinuslinien zu thun haben.

Fasst man zunächst das Diagramm No. 4 ins Auge, das bei 65 bis 66 Umdrehungen den Beginn der Vibrationen zeigt (vergl. die Tabelle am Schluss dieses Aufsatzes), so ergibt sich für die Maxima die Winkelstellung der Kurbel I der Steuerbordmaschine in dem Augenblick, wo das schwingende Hinterschiff von unten nach oben durch die Mittellage ging, etwa  $-147$  (minus 147) Grad, d. h. die Kurbel I hat noch einen Winkel von  $147^{\circ}$  zu durchlaufen, ehe sie die obere, senkrechte Stellung erreicht.

Bei den weiter folgenden Diagrammen No. 5 bis 9 wurde dieser Winkel mit zunehmender Umdrehungszahl immer grösser und im Diagramm No. 10 betrug er bei einer Umdrehungszahl von 68,42 im Durchschnitt schon  $-86^{\circ}$ . Bei der mittleren Schwingungslage des Schiffskörpers war also hier die Kurbel I nur noch  $86^{\circ}$  von der oberen senkrechten Stellung entfernt.

Dieser Umstand in Verbindung mit der Thatsache, dass das Diagramm No. 10 den grössten Schwingungsausschlag, nämlich 5 mm (gleich 0,0000257 mal der Schiffslänge) am Aufstellungsort des Pallographen zeigte (es ist hier nicht zu vergessen, dass das Instrument die Verticalschwingungen in doppelter Grösse aufzeichnet), berechtigt uns zu der Annahme, dass das Diagramm No. 10 wirklich die Verhältnisse bei der kritischen Umdrehungszahl giebt und letztere bei etwa 68,4 liegt.

Dies begründet sich aus der Theorie der erzwungenen Schwingungen mit Dämpfung in folgender Weise:

Wenn ein Impuls, dessen Intensität sich nach dem Sinusgesetz periodisch ändern möge, auf einen unter dem Einfluss einer elastischen Kraft stehenden Körper einwirkt, so wird dieser Körper in Schwingungen versetzt. In allen praktischen Fällen setzt sich der Schwingungsbewegung ein Widerstand entgegen, der meistens auf die Kräfte zurückzuführen ist, die die Verschiebung der Moleküle des Körpers bei seiner durch die Schwingungen bedingten Deformation erfordert. Dieser die Schwingungsbewegung hindernde Widerstand

wird mit dem Ausdruck „Dämpfung“ bezeichnet und seine Grösse kann im Allgemeinen als proportional der Geschwindigkeit der Schwingungsbewegung angenommen werden.

Solange die Periode des Impulses im Vergleich zur Periode des Körpers für freie Schwingungen sehr gross ist, wird die Amplitude der erzwungenen Schwingungen sehr klein sein und das Maximum des Ausschlages tritt gleichzeitig mit dem Maximum des Impulses ein; oder anders ausgedrückt, wenn der schwingende Körper seine Gleichgewichtslage passirt, ist der Impuls gleich Null und letzterer kehrt seine Richtung um.

Bei zunehmender Frequenz des Impulses, d. h. bei einer Verkürzung seiner Periode, ändert sich dieses Verhältniss. Die Phasen des Impulses eilen denen des schwingenden Körpers immer mehr voraus; es tritt eine sogenannte Phasenverschiebung ein und der Schwingungsausschlag nimmt an Grösse allmählich zu. Sobald die Periode des Impulses sich so weit verkürzt hat, dass sie mit der Periode des Körpers für freie Schwingungen übereinstimmt, sobald also „Synochronismus“ oder „Resonanz“ eintritt, erreicht die Phasenverschiebung den Werth von  $90^\circ$ , d. h. wenn der Körper den Maximalausschlag erreicht, hat der Impuls den Werth Null, oder wenn der Körper seine Mittellage passirt, wenn also der Ausschlag gleich Null ist, erreicht der Impuls sein Maximum. Der Impuls wirkt alsdann immer im gleichen Sinne mit der Schwingungsbewegung; Impuls und Schwingungsbewegung kehren gleichzeitig ihre Richtung um. Unter diesen Umständen wird, wie leicht zu übersehen, der grösste Betrag an Arbeit von dem Impuls auf den schwingenden Körper übertragen, und der Schwingungsausschlag erreicht nothwendiger Weise sein Maximum. Der Ausschlag würde unendlich gross oder der Zusammenhang des schwingenden Körpers würde demnach schliesslich zerstört werden, wenn kein Widerstand in Form der Dämpfung vorhanden wäre. In Wirklichkeit ist jedoch der Ausschlag begrenzt und er wird nur so lange wachsen können, bis die durch den dämpfenden Widerstand verzehrte Arbeit gleich der vom Impuls dem schwingenden Körper zugeführten ist.

Das Anwachsen des Ausschlages findet bei der Annäherung an den Synochronismus sehr rasch, sozusagen beinahe plötzlich statt.

Wenn sich die Periode des Impulses noch weiter verkürzt, wenn sie also kleiner wird, als die des Körpers für freie Schwingungen, so wird der Phasenunterschied grösser als  $90^\circ$  und der Schwingungs-

ausschlag nimmt wieder sehr rasch ab. Bei einer unendlich kleinen Periode des Impulses, d. h. bei unendlich grosser Frequenz des letzteren, erreicht der Phasenunterschied den Werth von  $180^{\circ}$ , d. h. der Schwingungsausschlag erreicht sein Maximum wieder gleichzeitig mit dem Maximum des Impulses; die beiden Maxima haben jedoch entgegengesetzte Vorzeichen, und der Schwingungsausschlag wird unendlich klein.

In allen Fällen haben jedoch die erzwungenen Schwingungen des Körpers die gleiche Periode wie die des Impulses.

Wenn wir nun diese Gesetze auf unsere Versuchsergebnisse anwenden wollen, so müssen wir uns zunächst vergegenwärtigen, dass die Phasen des Impulses von den Phasen der Kurbelstellung, oder mit anderen Worten von dem Kurbelwinkel der Maschine abhängig sind.

Bei den durch das Diagramm No. 4 (siehe die Tabelle) festgestellten Schwingungserscheinungen ist anzunehmen, dass bereits ein merklicher Phasenunterschied zwischen Impuls und Schwingungsbewegung bestand, denn die Umdrehungszahlen der Maschinen waren nicht mehr sehr weit von den kritischen Umdrehungszahlen entfernt.

Wenn man den Phasenunterschied für das Diagramm No. 4 auf  $30^{\circ}$  annehmen könnte, so würden demnach auch die Kurbeln I um  $30^{\circ}$  über diejenige Stellungen hinaus gewesen sein, bei welchen keinerlei Phasenunterschied vorhanden war und demgemäss würden dann die Kurbelstellungen des Diagramms No. 10 (s. die Tabelle) einen Phasenunterschied von  $90^{\circ}$  entsprochen haben, denn der mittlere Kurbelwinkel beim Passiren der mittleren Schwingungslage des Schiffskörpers im Diagramm No. 10 waren etwa um  $60^{\circ}$  grösser als im Diagramm No. 4.

Wie wir später finden werden, sind diese Ziffern noch einer Correctur zu unterziehen. Die Betrachtungen über den Phasenunterschied im Zusammenhang mit dem Umstand, dass im Diagramm No. 10 der grösste Schwingungsausschlag vorhanden ist, berechtigt uns jedoch zu der Annahme, dass dieses Diagramm die Verhältnisse bei der kritischen Umdrehungszahl darstellt.

Da aus den weiter oben angeführten Gründen nur die Steuerbordschraube in der Hauptsache die restlichen Vibrationen hervorbrachte, so haben wir bei der Bestimmung der kritischen Umdrehungszahl auch nur die Verhältnisse der Steuerbordmaschine in Betracht zu ziehen. Unter Berücksichtigung dieses Umstandes ergibt sich

diese Umdrehungszahl aus dem Diagramm No. 10 zu 68,4 Umdrehungen pro Minute.

Dies ist eine um 1,4 höhere Zahl, als sich für den Dampfer „Deutschland“ ergeben hat, was sich theilweise durch die etwas geringere Länge des Dampfers „Kronprinz Wilhelm“ erklärt.

Für die weiteren Ermittlungen bezüglich der Verticalvibrationen wird es genügen, wenn wir das Diagramm No. 10 genauer untersuchen.

Wir haben uns hierbei vor Augen zu halten, dass zwischen dem Schwingungsausschlag und den Schwankungen des Impulses ein Phasenunterschied von  $90^{\circ}$  besteht und dass demnach, in Uebereinstimmung mit dem früher Gesagten in dem Augenblick, wo der Schiffskörper durch seine mittlere Schwingungslage geht (wo also der Ausschlag gleich Null ist), der Impuls sein Maximum erreicht haben muss. Die für das Diagramm No. 10 in der Tabelle gegebenen Kurbelwinkel beim Auftreten eines Maximums, entsprechen also den Kurbelstellungen in dem Augenblick, wo der am Hinterschiff angreifende Impuls am grössten war.

Um über das Vorzeichen, oder mit anderen Worten, über die Richtung des Impulses klar zu sein, muss man sich daran erinnern, dass die in der angehängten Tabelle aufgeführten Kurbelwinkel im Diagramm immer von dem Punkt der Kurve aus gemessen sind, der dem Augenblick entspricht, wo das Hinterschiff bei seiner schwingenden Bewegung von unten nach oben durch die Mittellage ging.

Es ergibt sich aus diesen Betrachtungen, dass bei der Position A des Diagramms No. 10 (vergl. Fig. 2 auf Tafel I) das Maximum des Impulses, der eine Bewegung des Hinterschiffes von unten nach oben hervorbrachte, in dem Augenblick eintrat, wenn die Kurbel I der Steuerbordmaschine um  $-80^{\circ}$  und die Kurbel I der Backbordmaschine um  $+115^{\circ}$  von der oberen senkrechten Stellung entfernt war, was also voraussetzt, dass die Backbordmaschine der Steuerbordmaschine um etwa  $180^{\circ}$  vorausgeeilt war. Ganz ähnlich liegen die Verhältnisse bei den übrigen Positionen C, E,  $G_1$  und J des Diagramms No. 10 (vergl. die Tabelle). Die Stellungen der Kurbel I schwankte für die Steuerbordmaschine beim Auftreten des Maximums zwischen  $-75^{\circ}$  bis  $-95^{\circ}$  und für die Backbordmaschine von  $+80^{\circ}$  bis  $+115^{\circ}$ . Nimmt man die Mittel aus diesen Stellungen, so findet sich für die Kurbel der Steuerbordmaschine ein Winkel von  $-86^{\circ}$  und für die Backbordmaschine von  $+95^{\circ}$ .

Wenn man sich diese Kurbelstellungen mit den zugehörigen Lagen der Schraubenflügel aufzeichnet, so ergibt sich ein ähnliches Bild wie in Fig. 3 auf Tafel I dargestellt ist.

Hierbei zeigen die Flügel  $A_1$  und  $A_2$  eine geneigte Lage und zwar weicht der Flügel  $A_1$  der Steuerbordmaschine in Uebereinstimmung mit den ermittelten Kurbelstellungen um  $28^\circ$  und der Flügel  $A_2$  der Backbordmaschine um  $27\frac{1}{2}^\circ$  von der Horizontalen ab und in beiden Fällen steigen die Flügel nach aussen zu an. Wir werden später finden, dass diese Winkel noch wesentlich corrigirt werden müssen, vorläufig soll jedoch an dem erhaltenen Ergebniss festgehalten werden.

Man ist nun zu der Annahme gedrängt, dass die Flügel  $A_1$  und  $A_2$  in den gezeichneten Stellungen das Maximum eines genau senkrecht nach oben gerichteten Druckes hervorbringen, der durch den von den gegenüber liegenden Flügeln  $B_1$  und  $B_2$  nach unten ausgeübten nicht voll ausgeglichen wird. Wahrscheinlich ist dieser grössere Druck der Flügel  $A_1$  und  $A_2$  durch eine nur wenig grössere Steigung, als die der übrigen Flügel, bedingt; er kann jedoch auch durch einen etwas grösseren Kantenwiderstand oder durch eine grössere Fläche hervorgerufen sein. Am wahrscheinlichsten erscheint jedoch immer die Annahme einer etwas grösseren Steigung des betreffenden Flügels, weil schon eine ganz minimale Abweichung hierin, die sich mit den üblichen Hilfsmitteln überhaupt garnicht nachweisen lässt, schon einen beträchtlichen Unterschied im Widerstand hervorbringt, den der Flügel bei der Drehung findet.

Wir hatten festgestellt, dass die Flügel  $A_1$  und  $A_2$ , die einen grösseren Widerstand als die übrigen Flügel fanden, in dem Augenblick, wo sie während einer vollen Umdrehung den grössten Druck in genau senkrechter Richtung nach oben hervorriefen, nicht, wie man erwarten sollte, eine genau wagerechte Lage annahmen, sondern um einen gewissen Winkel geneigt waren, so, wie das in Fig. 3 auf Taf. I dargestellt ist. Diese Erscheinung, die sich übrigens auch bei der „Deutschland“ deutlich bemerkbar machte, lässt sich in folgender Weise erklären.

Die Geschwindigkeit des dem Schiffe nachströmenden Kielwassers ist, wie vielfach festgestellt, in den oberen Schichten wesentlich grösser, als in der Tiefe. Mit Rücksicht auf diese Thatsache müssten demnach die einzelnen Schraubenflügel immer genau in ihrer oberen verticalen Stellung den grössten Widerstand finden. Es ist jedoch

auch noch zu berücksichtigen, dass das der Schraube zufließende Wasser sich an dieser Stelle nicht in genau horizontalen oder parallel zur Schraubenwelle liegenden Schichten bewegt. Durch die sich bei jedem Schiff bildende Heckwelle strömt vielmehr das Wasser den Schrauben in einer schrägen, nach hinten ansteigenden Richtung zu, so wie das in Fig. 4 auf Taf. I veranschaulicht ist. Unter der Einwirkung dieses Umstandes allein würde ein Schraubenflügel während einer vollen Umdrehung in dem Augenblick seinen grössten Widerstand finden, wo er genau horizontal liegt.

Da sich nun die Wirkungen von den beiden soeben geschilderten Umständen gleichzeitig geltend machen, so muss der Flügel nothgedrungen in einer gewissen, mittleren Lage zwischen der verticalen und horizontalen Stellung seinen grössten Widerstand finden, und der grösste von ihm ausgeübte Achsendruck wird unter einer gewissen Neigung nach Innen zu gerichtet sein, ungefähr wie durch die Pfeile  $P_1$  und  $P_2$  in Fig. 3 Taf. I angedeutet ist. Wie gross diese Neigung ist und wie gross die Schwankungen dieses Achsendruckes während einer Umdrehung sind, lässt sich vorläufig nicht genau ermitteln; wir wissen vor der Hand durch unsere Untersuchungen nur so viel, dass das Maximum seiner vertical nach oben gerichteten Componente in dem Augenblick eintrat, wo der Flügel in seiner nach aussen gerichteten Stellung eine Neigung mit der Horizontalen hatte, die vorläufig auf etwa  $28^\circ$  festgestellt wurde.

In allen Fällen, wo die Backbordmaschine gegen die Steuerbordmaschine um  $180^\circ$  vorseilt oder um ebensoviel nachbleibt, wo also die von den beiden Flügeln  $A_1$  und  $A_2$  ausgeübten Impulse in entgegengesetzter Richtung auftreten, müssen sich ihre Vibrationen erzeugenden Wirkungen gegenseitig aufheben und es muss ein Minimum des Schwingungsaussschlages entstehen. In unserem Falle musste dies dann eintreten, wenn die beiden Kurbelstellungen genau symmetrisch waren, wenn also die beiden Kurbeln I gleichzeitig durch den oberen Todpunkt gingen. — Würden die beiden von den Schrauben ausgehenden Impulse gleich gross gewesen sein, so hätten unter diesen Verhältnissen die Verticalvibrationen ganz verschwinden müssen.

In den Diagrammen des „Kronprinz Wilhelm“ sind diese Minima deutlich zu erkennen, jedoch ist der Unterschied im Schwingungsaussschlag bei den Minima im Vergleich zu dem bei den Maxima nur sehr gering und beträgt nur etwa 1 mm. Dies ist natürlich nur dadurch möglich, dass der Impuls der einen Schraube, im Vergleich mit dem der anderen, nur sehr gering war, mit anderen Worten,

dass die eine Schraube die Verticalvibrationen fast ausschliesslich allein beherrschte.

Die Winkelstellung der Kurbel I der Steuerbordmaschine bei einem Vibrationsminimum in dem Augenblick, wo das Hinterschiff bei der Schwingungsbewegung durch die Mittellage ging, schwankte, wie aus der Tabelle ersichtlich, im Diagramm No. 10 zwischen den Werthen  $-60^{\circ}$  bis  $-90^{\circ}$ . Die Stellung der Kurbel I war demnach bei einem Minimum nahezu dieselbe wie bei dem Maximum. Dies bestätigt also vollständig unsere schon ausgesprochene Schlussfolgerung, wonach die Vibrationen fast nur vom Flügel  $A_1$  der Steuerbordmaschine ausgingen.

Wie aus der angehängten Tabelle ersichtlich, weichen die bei annähernd gleichen Umdrehungszahlen ermittelten Kurbelwinkel für die Maxima in einigen Fällen bis zu  $20^{\circ}$  und mehr voneinander ab, und man wird demnach die Genauigkeit der Ergebnisse nicht sehr gross nennen können. Es kommen für diese Erscheinung mehrere Ursachen in Betracht. Ein Umstand, der auf die Genauigkeit nachtheilig einwirkt, besteht in den fortwährenden Schwankungen in den Umdrehungszahlen der Maschinen. Die Diagramme zeigen mit Zuverlässigkeit, dass sich die Umdrehungszahl schon oft innerhalb einer Viertelminute änderte, und zwar bis zu einem Betrage von 0,4 Umdrehung. Ein anderer Uebelstand, der die Genauigkeit nachtheilig beeinflusst, besteht darin, dass eine ganz gleichmässige Vorwärtsbewegung des Papierstreifens des Pallographen nicht möglich ist, weil wegen der Erschütterungen, denen das Instrument bisweilen ausgesetzt ist, als Regulator für das treibende Uhrwerk nur ein Windflügel benutzt werden kann, der natürlich seinen Zweck nur unvollkommen erfüllt. Dies tritt noch deutlicher hervor, wenn man in Ueberlegung zieht, dass ein Fehler von  $20^{\circ}$ , der also dem 18. Theil des Kreisumfanges entspricht, bei 60 Umdrehungen in der Minute (also bei einer Umdrehung pro Secunde) schon durch einen Unterschied in der Vorwärtsbewegung des Papierstreifens, der dem Vorschub während  $\frac{1}{18}$  Secunde gleichkommt, hervorgerufen werden kann. Die Ungenauigkeit beim Ablesen mit Hülfe des Proportionalmaassstabes bildet endlich eine weitere, nicht geringe Fehlerquelle. Die Mittelwerthe aus einer grösseren Anzahl Ablesungen sind jedoch, wie man sehen wird, für die hier in Betracht kommenden Schlussfolgerungen hinreichend genau.

Die Ergebnisse unserer Untersuchungen an dem Dampfer „Kronprinz Wilhelm“ weichen von denen bei der „Deutschland“ gefundenen

insofern ganz wesentlich ab, als bei dem zuletzt genannten Dampfer mit Sicherheit festgestellt werden konnte, dass an der Erzeugung von Vibrationen beide Schrauben in ziemlich gleichem Maasse theiligt waren. Dieser Umstand ist ein weiterer Beweis dafür, dass die Vibrationsursache nicht in der Wirkungsweise der Maschinen zu suchen ist, denn andernfalls hätte bei der Uebereinstimmung aller hier in Betracht kommenden Verhältnisse der beiden Dampfer „Kronprinz Wilhelm“ und „Deutschland“ auch der Charakter der Vibrationserschwingungen gleich sein müssen. Man ist also immer wieder gezwungen, die Ursache, der trotz der ausbalancirten Maschinen verbleibenden kleinen Vibrationen, in der Wirkungsweise der Schrauben zu suchen, und zwar in dem grösserem Widerstand, den einer der Flügel von jeder Schraube bei der Umdrehung im Wasser findet.

Man könnte sich allerdings auch den Fall denken, dass einer der Flügel schwerer als die übrigen derselben Schraube sei oder mit anderen Worten, dass der Schwerpunkt des ganzen Propellers nicht genau in der Rotationsachse läge. Es würden dann, wie leicht zu übersehen, durch die Centrifugalkraft gleichfalls Vibrationen hervorgerufen werden können. Der betreffende schwerere Flügel würde dann ein Maximum seiner auf Vibrationserzeugung wirkenden Kraft hervorbringen, wenn er entweder genau senkrecht nach oben oder genau senkrecht nach unten steht. Unter dieser Voraussetzung würden es also nicht die Flügel  $A_1$  und  $A_2$  sein können, die die Vibrationen verschulden, sondern  $C_1$  und  $C_2$  (vergl. Fig. 3, Tafel I). Da jedoch sowohl bei dem Dampfer „Deutschland“, als auch beim „Kronprinz Wilhelm“ die Schrauben mit grosser Sorgfalt ausbalancirt waren, so kann man wohl die Möglichkeit, die restlichen Vibrationen auf eine einseitige Schwerpunktlage der Schrauben zurückzuführen, ausschliessen. Es spricht auch noch der Umstand dagegen, dass die Flügel  $C_1$  und  $C_2$  in dem Augenblick, wo das Maximum des Impulses auftritt, eine geneigte Lage haben. Wenn die Ursache der Vibrationen in einem Uebergewicht der zuletzt erwähnten Flügel bestanden hätte, so müssten sie im Augenblick des Impulsmaximums genau senkrecht gestanden haben.

Wenn sich hier sowohl, als auch bei der „Deutschland“ mit Sicherheit auf den Einfluss eines bestimmten Flügels jeder Schraube hat schliessen lassen, so darf man doch bei ähnlichen Untersuchungen die Möglichkeit nicht aus dem Auge lassen, dass an jeder Schraube zwei Flügel vorhanden sein können, die Störungen hervorbringen. Liegen bei einer vierflügeligen Schraube diese Flügel einander genau

gegenüber und sind die von jedem einzelnen hervorgebrachten Achsen-drücke gleich gross, so würden sich diese störenden Einflüsse gegenseitig aufheben und die Erzeugung von Vibrationen erster Ordnung im gleichem Takte mit den Maschinenumdrehungen durch die Schrauben würden ausgeschlossen sein.

Anders gestalten sich die Verhältnisse, wenn zwei benachbarte Flügel eines Propellers einen grösseren Widerstand bei der Umdrehung finden. Die Erscheinungen werden alsdann annähernd so sein, als wenn die Störungen von einem eingebildeten Flügel ausgingen, der eine mittlere Stellung zwischen denen der beiden anderen Flügel hat. Da diese beiden letzteren wohl nur in den seltensten Fällen einen ganz gleich grossen störenden Einfluss ausüben, so wird die Stellung des erwähnten, eingebildeten Flügels nicht genau in der Mitte zwischen den beiden andern, sondern mehr oder weniger nahe an einem derselben liegen.

Man könnte mit Rücksicht auf das soeben Gesagte auch auf die Vermuthung kommen, die Schraubenstellung, die wir für das Maximum der nach oben gerichteten Druckcomponente gefunden haben, sei nicht durch den betreffenden Flügel allein bedingt, sondern es seien zwei benachbarte Flügel an der Erzeugung dieser Componente theilhaftig gewesen. Man könnte beispielsweise annehmen, bei der Steuerbordschraube (siehe Fig. 3, Taf. I) habe nicht nur der Flügel  $A_1$ , sondern auch  $D_1$ , einen, wenn auch nur wenig grösseren Widerstand, als die übrigen gefunden. Man müsste dann folgern, dass nicht bei einer nach aussen etwas ansteigenden Lage eines Flügels der grösste Widerstand aufgetreten sei, sondern etwa bei einer nahezu wagerechten oder vielleicht gar bei einer nach aussen etwas abfallenden Lage.

Diese Annahme lässt sich jedoch nicht aufrecht erhalten, wenn man in Betracht zieht, dass sich sowohl für beide Schrauben des Dampfers „Kronprinz Wilhelm“ als auch für die beiden Schrauben der „Deutschland“ annähernd die gleiche Flügelstellung für das Maximum der nach oben gerichteten Verticalcomponente ergeben haben. Man müsste also schon annehmen, dass die Unregelmässigkeiten der Schraubenflügel bei allen vier hier erwähnten Schrauben fast genau gleich wären; hierfür ist aber kaum eine Wahrscheinlichkeit vorhanden.

### **Die Verschleppung der Maxima und Minima.**

Ehe wir zur Untersuchung der Verticalvibrationen zweiter Ordnung eingehen, muss einer Erscheinung Erwähnung gethan werden,

die hier namentlich für die Beurtheilung der Vibrationserscheinungen höherer Ordnung von Wichtigkeit ist. Es ist dies das Zurückbleiben der Maxima und Minima des Vibrationsausschlages hinter den Maxima und Minima der Intensität des Impulses. — Wenn man nämlich die Diagramme sehr sorgfältig untersucht, so kann man beobachten, dass ein Maximum des Schwingungsausschlages (d. h. der Amplitude) nicht genau in dem Augenblick eintritt, wenn die Intensität des die Schwingungen hervorruhenden Impulses sein Maximum erreicht hat. — Als Beispiel sei angeführt, dass die Wellenlinien des Diagrammes, die den Verticalschwingungen I. Ordnung entsprechen, nicht an der Stelle die grösste Höhe haben, wo die Kurbelstellungen der beiden Maschinen um  $180^{\circ}$  voneinander verschieden waren, sondern immer etwas später.

Um diese Erscheinung zu erklären, muss man sich zunächst vergegenwärtigen, dass die Intensität des Impulses, bei allen hier in Betracht kommenden Vibrationserscheinungen, langsam von Null bis zu einem gewissen Werth ansteigt und dann wieder ebenso langsam bis auf Null herabgeht. Wie leicht zu übersehen, muss also, beim allmählichen Anwachsen der Intensität des Impulses, auch die Grösse des Schwingungsausschlages zunächst mit zunehmen. Wenn die Intensität des Impulses ihr Maximum erreicht hat, würde jedoch die Grösse des Schwingungsausschlages nur dann gleichzeitig das Maximum erreichen können, wenn in diesem Augenblick, die durch den Impuls dem schwingenden Schiffskörper zugeführte Arbeit, gleich der von der Dämpfung verzehrten Arbeit ist. Dieser Zustand wird aber nur dann eintreten können, wenn die aufeinander folgenden Impulse für einige Zeit gleichgross bleiben oder, mit anderen Worten ausgedrückt, wenn das Anwachsen der Impuls-Intensität unendlich langsam erfolgt, weil nur dann ein Beharrungszustand eintreten kann. In Wirklichkeit wird jedoch die vom Impuls an den schwingenden Körper abgegebene Arbeit auch noch nach dem Eintritt des Intensitätsmaximums grösser sein, als die durch die Dämpfung verzehrte Arbeit und erst etwas später wird Gleichheit zwischen den beiden genannten Arbeitsgrössen vorhanden sein. In dem Augenblick, wo dies eintritt, wird der Schwingungsausschlag sein Maximum erreichen und wird von da ab allmählich abnehmen. Das Maximum des Schwingungsausschlages bleibt also immer um einen gewissen Betrag hinter dem Maximum der Impuls-Intensität zurück. — Ganz analog liegen die Verhältnisse bei dem Minimum der Impuls-Intensität. Wenn der Impuls bis auf Null herabgegangen ist, also sein Minimum erreicht hat, so werden die Schwingungen noch immer einige Zeit fortbestehen, bis sie durch

die Dämpfung ganz erloschen sind. Dieses Zurückbleiben, was bei den Untersuchungen der Schiffsvibrationen immer eine wichtige Rolle spielt, bezeichne ich mit dem Ausdruck „Verschleppung“.

Das Maass der Verschleppung kann entweder durch einen Bruchtheil der Strecke oder der Zeit ausgedrückt werden, die zwischen zwei Maxima oder Minima der Impuls-Intensität liegt oder, wenn man sich diese Strecke als die Abwicklung eines Kreisbogens denkt, so kann man die Verschleppung auch zweckmässig durch Winkelgrade des entsprechenden Bogen bezeichnen. Man könnte also z. B. von einer Verschleppung von 0,25 oder  $90^{\circ}$  sprechen, wenn das Maximum oder auch das Minimum des Schwingungsauschlages um 0,25 oder  $90^{\circ}$  der Intensitätsphase hinter dem Maximum oder Minimum der Intensität zurückbleibt.

Wenn man annimmt, dass der Impuls immer nur zwischen Null und einem bestimmten Maximalwerth schwankt, und dass das Verhältniss zwischen der Periode des Impulses und der des Körpers für freie Schwingungen unverändert bleibt, so wird die Verschleppung gross werden bei einer grossen Masse des schwingenden Körpers, bei kleiner Dämpfung und bei einer kleinen Anzahl von Impulsen innerhalb einer Intensitäts-Phase. Umgekehrt wird bei kleiner Masse, grosser Dämpfung und bei einer grossen Anzahl von Impulsen innerhalb einer Intensitäts-Phase die Verschleppung klein ausfallen.

Die Begründung hierfür lässt sich ohne Weiteres erkennen. Eine grosse Masse wird sich schwerer in Schwingungen versetzen lassen, als eine kleine und wird eine grössere Anzahl von Impulsen erfordern, bis Gleichheit zwischen der von dem Impuls geleisteten und von der Dämpfung verzehrten Arbeit eintritt; es wird daher dieses Gleichgewicht erst merklich später erreicht als das Intensitätsmaximum. Bei kleiner Masse, grosser Dämpfung und einer grossen Anzahl von Impulsen wird hingegen das Gleichgewicht zwischen Impuls und Dämpfungsarbeit nur wenig später als das Maximum der Impuls-Intensität eintreten.

Ein weiterer Faktor, der die Verschleppung wesentlich beeinflusst, ist das Verhältniss zwischen der Periode des Impulses und der für freie Schwingungen des Körpers. Bei der Gleichheit beider Perioden (Synochronismus), aber sonst gleichen Verhältnissen, wird der Impuls für eine relativ längere Zeit während einer Phase überschüssige Arbeit zur Bewältigung der Dämpfung abgeben können als in dem Falle, wo diese Gleichheit nicht besteht; die Verschleppung muss demnach bei der Gleichheit der Perioden am grössten ausfallen.

Dieser letztere Satz hat sich besonders auffällig bei den Horizontalvibrationen des Dampfers „Deutschland“ bestätigt, wo beim Eintritt des Synochronismus die Verschleppung nahezu plötzlich einen Werth von beinahe  $180^{\circ}$  erreichte, d. h. das Maximum des Ausschlages trat erst dann ein, wenn die Impuls-Intensität beinahe schon auf Null herabgegangen war, sowie aber wieder eine merkliche Verschiedenheit der Periode vorhanden war, ging die Verschleppung beträchtlich zurück.

Es besteht also eine gewisse Analogie zwischen der Phasenverschiebung und der Verschleppung beim Eintritt von Synochronismus.

Bei dem Dampfer „Kronprinz Wilhelm“ war, wie schon angedeutet, die Verschleppung für die Verticalvibrationen I. Ordnung sehr gering. Das Maximum des Schwingungsausschlages trat fast genau in dem Augenblick ein, wenn die Kurbel der einen Maschine der der anderen um  $180^{\circ}$  vorausgeeilt war. Nur bei sehr scharfer Untersuchung lässt sich feststellen, dass in einigen Fällen noch ein bis drei Schwingungen, die nach dem Eintreten der erwähnten Kurbelstellung entstehen, einen unbedeutend grösseren Ausschlag aufweisen; der Unterschied ist aber sehr gering.

Es erklärt sich das dadurch, dass die Umdrehungsgeschwindigkeiten der beiden Maschinen nur sehr wenig voneinander abwichen. Die Intensitätsperiode war also verhältnissmässig sehr lang und es traten daher zwischen einem Intensitätsminimum bis zum nächsten eine sehr grosse Zahl von Impulsen auf; die Impulse wuchsen also sehr langsam an, und da die Dämpfung für die Verticalvibrationen I. Ordnung verhältnissmässig gross ist, so trat bald ein Beharrungszustand ein und das Maximum des Schwingungsausschlages wurde nur wenig später, fast gleichzeitig mit dem Intensitätsmaximum, erreicht.

Wegen des geringen Betrages der Verschleppung konnte bei der Besprechung der Verticalvibrationen vorläufig von dieser Erscheinung ganz abgesehen werden, wodurch die Erläuterungen sich nicht unwesentlich einfacher gestalteten.

Bei den jetzt folgenden Untersuchungen wird sich jedoch die Verschleppung in auffälligerer Weise bemerkbar machen.

### **Verticalvibrationen zweiter Ordnung.**

Schon eine einfache Betrachtung des bei der kritischen Umdrehungszahl der Maschinen aufgenommenen Diagrammes (No. 10)

zeigt, dass die Kurve der Verticalvibrationen nur an einzelnen, periodisch wiederkehrenden Stellen einer reinen Sinuslinie ähnelt. An der Stelle, die dem Maximum der Impuls-Intensität entspricht, also da, wo eine Maschine der anderen um  $180^{\circ}$  vorausseilt, ist die Kurve der Verticalvibrationen an ihren oberen Theilen mehr abgestumpft, als an dem unteren und sie besitzt eine Form, wie sie annähernd durch Fig. 10 auf Taf. IV dargestellt ist. Im weiteren Verlauf nimmt dann die Kurve eine Gestalt an, wie sie Fig. 11 zeigt, sie geht dann durch eine Form, die der Fig. 12 entspricht, in die durch Fig. 13 dargestellte über und nimmt an der Stelle des Diagramms, wo eine symmetrische Kurbelstellung der beiden Maschinen vorhanden ist (wo also kein Voreilen einer der beiden Maschinen stattfindet und demnach das Minimum der Impuls-Intensität auftritt) wieder die Form der Figur 10 an. In der zweiten Hälfte der Impulsphase, vom Minimum bis zum Maximum, durchläuft die Form der Vibrationskurve annähernd dieselben Formveränderungen, nur in umgekehrter Ordnung.

Nur an zwei Stellen der ganzen Phase, ungefähr da, wo die Kurbelstellungen der beiden Maschinen um etwas mehr als  $90^{\circ}$  Grad voneinander verschieden sind (in den Punkten des Diagramms No. 10, Taf. II, die mit 3 und 7 bezeichnet sind), lassen sich solche Stellen der Schwingungskurve feststellen, wo letztere annähernd die Form einer reinen Sinuslinie hat.

Diese Beobachtung lässt schon vermuthen, dass man es mit einer Interferenzerscheinung von Kurven verschiedener Ordnung zu thun hat, und für den, der mit der Form der Kurven, die unter solchen Umständen entstehen, etwas vertraut ist, lässt sich schon ungefähr erkennen, dass hier zunächst Kurven I. und II. Ordnung in Betracht kommen. Die Kurve I. Ordnung hat den stärksten Ausschlag und bildet die Grundform der Wellenlinien des Diagramms und die Kurve II. Ordnung, von wesentlich geringerem Ausschlag, beeinflusst nur die Form der Wellenlinien etwas.

Es erschien, um in die Vibrationserscheinungen weiter einzudringen, erforderlich, die Form der vom Pallographen gezeichneten Kurven genauer zu untersuchen, und da die Kleinheit derselben dies nicht ohne Weiteres gestattete, so liess ich die Kurven zunächst auf photographischem Wege vergrössern. Diese Methode erwies sich jedoch als nicht geeignet, da gute klare Bilder bei beträchtlicher Vergrösserung nicht erzielt werden konnten. Der angestrebte Zweck konnte jedoch in bequemer Weise mit Hülfe einer sogenannten Krüssschen Wundercamera erreicht werden, indem ich die zu untersuchenden

Theile der betreffenden Kurve mit 6-facher Vergrößerung auf einem, an einem Gestell senkrecht aufgehängenen Bogen Zeichenpapier projectirte und die Wellenlinien mit einem Bleistift nachzeichnete. Auf Taf. III und IV sind 17 Kurven des Diagramms No. 10 dargestellt, die einer vollständigen Serie der charakteristischen Formen, die zwischen zwei Maxima auftreten, entsprechen. Die Zeichnungen auf Taf. III und IV geben die Kurven in halber Grösse der Originalvergrößerung wieder, d. h. also dreimal so gross, wie in den wirklichen Diagrammen. Da jedoch der Hebel des Schreibstiftes am Pallograph so eingestellt war, dass sich, wie schon erwähnt, der doppelte Ausschlag der Verticalvibrationen ergab, so entsprechen die auf Tafel III und IV dargestellten Kurven mithin einer 6-fachen Vergrößerung des wirklichen Ausschlages der Verticalvibrationen.

Die auf diesem Wege erhaltenen Kurven wurden dann nach der Methode von Fischer-Hinnen analysirt und es konnten hierbei deutlich Kurven II. und IV. Ordnung festgestellt werden. In den Figuren auf Taf. III und IV sind diese Kurven deutlich ersichtlich gemacht, und gleichzeitig ist auch in jedem Falle die Kurve I. Ordnung, die also einer reinen Sinuslinie entspricht und durch Subtraction der Ordinaten der Kurven II. und IV. Ordnung von denen der Originalkurve erhalten wurde, durch eine schwach ausgezogene Linie angedeutet.

Zum besseren Verständniss der Figuren sei noch bemerkt, dass die Enden der untersuchten Wellenlänge immer durch zwei verticale mit Strichpunkt ausgezogene Linien angedeutet sind, und dass der Augenblick, wo die Kurbel I der Steuerbordmaschine durch die obere Todlage geht, durch eine gestrichelte Verticallinie und der analoge Moment für die Backbordmaschine durch eine vollausgezogene Verticallinie bezeichnet ist, also ebenso wie bei den übrigen Diagrammen.

Es sei noch bemerkt, dass sich bei der Analysirung eine Kurve III. Ordnung nicht nachweisen liess (was übrigens auch durch die Theorie bestätigt wird) und dass auch Kurven höherer als IV. Ordnung aus den auf Tafel III und IV gegebenen Diagrammen nicht ermittelt werden konnten, wenigstens nicht mit Sicherheit.

Die Originalkurven des Pallographen ergeben sich also als eine Combination von drei Sinuslinien verschiedener Frequenz, wie das schon angedeutet wurde.

Die eine Kurve mit dem weitaus grössten Ausschlag hat eine Periode, die fast genau der Umdrehungszeit der Maschinen gleich ist und die, wie schon eingehend erläutert, durch Unregelmässigkeiten

in den Propellerschrauben hervorgerufen sind. Sie wurden von mir als Vibrationen I. Ordnung bezeichnet, bei denen der Schiffskörper zwei Schwingungsknotenpunkte zeigt.

Die Kurve mit dem nächstgrössten Ausschlag hat die doppelte Frequenz und zeigt daher während der Periode der Schwingungen I. Ordnung zwei positive und zwei negative Maxima. Es handelt sich also hierbei um Schwingungen II. Ordnung. Ihre Amplitude ist jedoch wesentlich kleiner und beträgt im Maximum nur etwa den fünften Theil des Ausschlages der Vibrationen I. Ordnung.

Die dritte Kurve mit dem kleinsten Ausschlag zeigt während der Schwingungen I. Ordnung 4 positive und 4 negative Maxima und entspricht also den Vibrationen IV. Ordnung.

Es handelt sich nun zunächst darum, festzustellen, worin die Ursachen dieser Vibrationen II. Ordnung zu suchen sind.

Da die Verticalkräfte der Maschine praktisch vollkommen ausgeglichen sind und die Erzeugung von Schwingungen doppelter Frequenz durch die Propellerschrauben so gut wie ausgeschlossen erscheint, so kann man die Ursachen dieser Schwingungen II. Ordnung nur auf die kippenden Kräftepaare der Maschine zurückführen, die die doppelte Frequenz zeigen und sich bei einer vierkurbeligen Maschine bekanntermaassen nicht vollkommen ausgleichen lassen.

Da es hier zu weit führen würde, die Schwankungen der kippenden Kräftepaare mathematisch zu entwickeln, so soll nur das Ergebniss der betreffenden Untersuchungen angeführt werden.<sup>1)</sup> Darnach tritt immer ein Maximum des kippenden Kräftepaares ein, wenn die Kurbeln eine solche Stellung einnehmen, dass die durch das Wellenmittel gehende Linie *ab* in den Figuren 16 bis 23, Taf. IV, die den grossen und kleinen Kurbelwinkel theilt (eine symmetrische Kurbelanordnung vorausgesetzt wie beim Dampfer „Kronprinz Wilhelm“), mit der Kolbenstangenrichtung einen Winkel von 45 Grad einschliesst.

Das in diesem Augenblick wirkende Kräftepaar sucht vorn, bei der Kurbel I, die Maschine zu heben und hinten, bei der Kurbel IV niederzudrücken, also in dem Sinne zu drehen, wie durch die Pfeile in Figur 14 angedeutet ist, wenn die Kurbeln die Stellungen annehmen, wie sie die Figuren 16 bis 19 zeigen. Das Kräftepaar wirkt im umgekehrten Sinne, d. h. die Maschine wird vorn niedergedrückt und

---

1) Näheres hierüber findet sich in dem Aufsatz des Verfassers in den Transactions of the Institution of Naval Architects betitelt: „On Balancing of steam engines“. — Volume XLII. Jahrgang 1900.

hinten gehoben, wenn die Kurbeln die in den Figuren 20 bis 23 dargestellten Stellungen einnehmen.

Da zwei nebeneinander liegende, genau symmetrische Maschinen an Bord vorhanden sind, so werden sich die Wirkungen ihrer kippenden Kräftepaare entweder addiren oder subtrahiren, d. h. sich entweder gegenseitig unterstützen oder vernichten, je nachdem sie im gleichen oder entgegengesetzten Sinne auftreten, in ganz ähnlicher Weise, wie wir das bei den von den Propellerschrauben hervorgerufenen Verticalkräften gefunden haben.

Die Wirkungen der kippenden Kräftepaare beider Maschinen werden sich addiren, und ihre Summe wird ein Maximum erreichen, wenn die Kurbelstellungen genau symmetrisch sind oder wenn die Kurbelstellung der einen Maschine gegen die der anderen genau um 180 Grad verdreht ist und dabei die Symmetrielinie  $ab$  der Kurbelwinkel um  $45^\circ$  von der Verticalen oder Horizontalen abweicht.

Die zur Rechten und Linken der Figuren 14 und 15 auf Taf. IV gezeichneten Kurbelstellungen entsprechen also immer den Maxima der Kippmomente in der durch die Pfeile angedeuteten Kipp-richtung.

Bei den Kurbelstellungen, wo die Symmetrielinien der Kurbeln genau vertical oder horizontal liegen, verschwinden die Kippmomente, sie sind dann gleich Null.

Aus der Betrachtung der Figuren 16 bis 19 einerseits und 20 bis 23 andererseits geht hervor, dass der Sinn der von den beiden Maschinen gleichzeitig hervorgebrachten Kippmomente genau entgegengesetzt ist, und ihre Werthe gleichgross sind, wenn die Kurbelstellung der einen Maschine der der anderen um 90 Grad voraus oder um ebensoviel nachgeblieben ist. Die Kippmomente müssen sich also in diesem Falle gegenseitig aufheben und die Vibrationen zweiter Ordnung müssten so lange ganz verschwinden, als sich beide Maschinen mit einem Unterschied in der Kurbelstellung von 90 Grad gleichmässig umdrehen. Das Diagramm kann also an allen den Stellen, wo die Kurbelstellungen der beiden Maschinen um 90 Grad voneinander verschieden sind, nur Verticalvibrationen erster Ordnung, also nur eine reine Sinuslinie zeigen.

Wenn man zunächst die mit Fig. 1 bezeichnete Kurve auf Taf. III untersucht, so ergibt sich zunächst, dass die Kurbelstellungen der beiden Maschinen um nahezu 180 Grad gegeneinander verschieden sind. Nach dem vorher Gesagten muss also ein Maximum des Impulses vorhanden sein und thatsächlich zeigt sich auch ein Schwingungs-

ausschlag für Vibrationen II. Ordnung, der als ein Maximum angesehen werden kann.

Es handelt sich nun darum zu untersuchen, ob das Vorzeichen des Ausschlages, oder mit anderen Worten die Richtung desselben im Einklang mit der Annahme steht, dass die Vibrationen II. Ordnung durch die kippenden Kräftepaare hervorgerufen worden sind.

Zu diesem Zweck ist zunächst festzustellen, an welchem Punkte der durch die Linie  $mn$  dargestellten Periode das Maximum des Impulses und in welchem Sinne auftritt.

Wie wir gesehen haben, tritt ein Maximum ein, wenn die Symmetrielinie der Kurbelwinkel von beiden Maschinen einen Winkel von  $45^{\circ}$  mit der Verticalen bilden. Da nun, wie aus Fig. 5, Taf. I hervorgeht, die Kurbel I einen Winkel von  $31^{\circ} 40'$  mit der erwähnten Symmetrielinie einschliesst, so entsteht ein Maximum des Kippmomentes, wenn die Kurbel I um einen Winkel von  $13^{\circ} 20'$  von der obersten Todlage entfernt ist. Wir haben uns also diese Kurbelstellungen in der Fig. 1 Taf. III einzutragen. Es bietet das keinerlei Schwierigkeiten, wenn man sich vergegenwärtigt, dass die Strecke  $mn$  einer vollen Umdrehung, also  $360^{\circ}$  entspricht. Die Strecke  $mn$  ist in der Figur 60 Millimeter lang; ein Millimeter entspricht also  $6^{\circ}$ . Der Winkel von  $13^{\circ} 20'$  wird also durch eine Länge von 2,22 Millimeter ausgedrückt, die nun von den beiden Linien, die den Stellungen der Kurbeln I in der oberen Todlage entsprechen, nach links abzutragen ist. Wir finden dann die mit nach unten gerichteten doppelten Pfeilen bezeichneten Linien  $g$  und  $h$ , die dem Augenblick entsprechen, in dem das Maximum der Kippmomente bei den beiden Maschinen eintritt. Da jedoch, wie schon oben bemerkt, auch ein Maximum bei der um  $180^{\circ}$  verschiedenen Kurbelstellung eintritt, so wirken in dem Augenblick, die den beiden Linien  $g$  und  $h$  entsprechen, die Maxima der Kippmomente beider Maschinen gleichzeitig, und deshalb sind auch diese Linien in der Zeichnung mit einem doppelten Pfeil bezeichnet worden. (Da die Kurbelstellungen der beiden Maschinen nicht ganz genau um  $180^{\circ}$  voneinander abweichen, so fallen auch, wie aus der Figur ersichtlich, die erwähnten beiden Pfeile nicht ganz genau in ein und dieselbe Verticallinie, sondern sind um eine Kleinigkeit versetzt.)

An diesen so bezeichneten Stellen treten also Kurbelstellungen auf, die einmal den Figuren 16 und 18 und dann den Figuren 17 und 19 auf Tafel IV entsprechen. In diesen 4 Stellungen bewirken die Kippmomente ein Heben beider Maschinen am Vorderende und

ein Senken am Hinterende; es ist also in diesem Augenblick das Maximum eines Impulses vorhanden, der das Heck des Schiffes, wo der Pallograph aufgestellt war, niederzudrücken strebt. Um dies in der Figur anzudeuten, sind die mehrfach erwähnten Pfeile in einem von oben nach unten gerichteten Sinne in der Fig. 1 auf Taf. III eingezeichnet.

Wie aus den Figuren 16 bis 23, Tafel IV ersichtlich und früher auch schon erläutert wurde, wirken jedoch bei den um  $90^{\circ}$  verschiedenen Kurbelstellungen die Kippmomente im entgegengesetzten Sinne und suchen also das Heck zu heben. Wir haben uns also auch diese Kurbelstellungen in der Figur einzutragen und finden dadurch die mit den Pfeilen *e* und *f* bezeichneten Stellen, wo die Maxima der das Heck hebenden Kippmomente eintreten.

Wie aus der Figur ersichtlich, tritt das Maximum des Impulses fast genau in dem Moment auf, wenn mit Bezug auf die Vibrationen II. Ordnung das schwingende Hinterschiff durch die Mittellage geht. Es würde sich also, wie wir das früher schon bei der Besprechung der Vibrationen I. Ordnung gefunden haben, um eine Phasenverschiebung von annähernd  $90^{\circ}$  handeln, d. h. wir hätten es hier auch gleichzeitig mit der kritischen Umdrehungszahl für Vibrationen II. Ordnung zu thun.

Wenn man die hier in Betracht kommenden Verhältnisse genauer untersucht (vergl. auch Fig. 9 auf Taf. IV), so findet sich, dass das Impulsmaximum etwas nach dem Passiren der Gleichgewichtslage auftritt, die Phasenverschiebung ist also etwas grösser als  $90^{\circ}$ . Wir müssen hieraus schliessen, dass die kritische Impulsfrequenz für die Vibrationen II. Ordnung etwas kleiner als das Doppelte der kritischen Frequenz für Vibrationen I. Ordnung ist. Die genaue Grösse für die kritische Frequenz II. Ordnung konnte allerdings nicht festgestellt werden; ich schätze sie jedoch auf annähernd 126. Aus vielen Versuchen mit Schiffen von ähnlichem Typus wie der „Kronprinz Wilhelm“ bin ich zu dem Ergebniss gekommen, dass die kritische Impulsfrequenz für die Vibrationen II. Ordnung etwa 1,8 bis 1,9 mal der kritischen Frequenz für die Vibrationen I. Ordnung beträgt. Ich muss allerdings hierzu bemerken, dass dieser Faktor auf grosse Genauigkeit keinen Anspruch erheben kann.

In den folgenden Figuren 1 a bis 9 auf Taf. III und IV sind die Maxima der Kippmomente in gleicher Weise durch Pfeile angedeutet, die so gerichtet sind, wie diese Momente auf die schwingende Bewegung des Hecks einwirken.

Die Pfeile ohne Federn entsprechen, ihrem Ort und ihrer Richtung nach, dem Zeitpunkt und dem Wirkungssinn der Maximalkippmomente der Backbordmaschine, die Pfeile mit Federn beziehen sich dagegen in gleicher Weise auf die Steuerbordmaschine.

Da die Steuerbordmaschine etwas schneller umlief als die Backbordmaschine, so ergibt sich schon aus Fig. 1 a, Taf. III, dass die erstere zu dem betreffenden Zeitpunkt hinter der letzteren nur noch um  $135^{\circ}$  zurückblieb. Die Maxima der Momente beider Maschinen konnten also nicht mehr gleichzeitig auftreten. Immerhin wirkten dieselben auf die bereits vorhandenen Vibrationen II. Ordnung noch befördernd.

In Fig. 2, Taf. III, wo die Steuerbordmaschine nur noch um  $110^{\circ}$  zurück ist, wirkten bereits die Kippmomente der Steuerbordmaschine auf die Vibrationen II. Ordnung hinderlich, denn ihre Maxima traten immer gleichzeitig mit den Maxima des Schwingungsausschlages ein und waren diesen entgegengesetzt gerichtet. Nur die Kippmomente der Backbordmaschine wirkten noch für die Vibrationen förderlich.

Der Schwingungsausschlag musste unter diesen Umständen schon abnehmen und in Figur 2 a, wo die Kurbelstellungen der beiden Maschinen nur noch um  $90^{\circ}$  differirten, traten immer gleichzeitig zwei gleichgrosse und entgegengesetzt gerichtete Maximalkippmomente auf, so dass also kein auf Erhaltung von Vibration wirkender Impuls mehr vorhanden war. Die bereits bestehenden Vibrationen mussten deshalb, in Uebereinstimmung mit dem, was über die Verschleppung gesagt wurde, ausklingen, und thatsächlich zeigt sich, dass sie in Figur 3, wo die Steuerbordmaschine nur noch um  $65^{\circ}$  zurück ist, fast ganz verschwunden sind. Die vom Pallographen gezeichnete Kurve entspricht demgemäss hier beinahe genau der Form einer reinen Sinuslinie.

In ähnlicher Weise kann die Wirkung der Kippmomente bei den weiter folgenden Figuren verfolgt werden.

Die Vibrationen zweiter Ordnung nahmen von Fig. 3 a ab wieder allmählich zu und in Figur 5 ist wieder ein Fall dargestellt, wo die Maxima der Kippmomente beider Maschinen nahezu gleichzeitig und in gleichem Sinne auftraten, weil die Kurbelstellungen beider Maschinen nur um wenige Grade voneinander abwichen. In Folge der Verschleppung trat dann das Maximum des Vibrationsausschlages bei der in Figur 6 dargestellten Kurbelverschiebung der beiden Maschinen ein.

Bei der in Figur 6 a dargestellten Kurbelverschiebung von  $90^{\circ}$  hoben sich die Wirkungen der Kippmomente wieder auf, und in

Figur 7, Taf. IV verschwanden deshalb die Vibrationen II. Ordnung nahezu gänzlich, so dass die Kurve für die Vibrationen I. Ordnung nahezu wieder einer reinen Sinuslinie entsprach.

Der Ausschlag der Vibrationen II. Ordnung wuchs dann allmählich wieder an, wie das aus den weiteren Figuren ersichtlich ist.

Aus der gezeigten Abhängigkeit der Schwankungen in den Ausschlägen der Vibrationen II. Ordnung von den Schwankungen der Kippmomente, dürfte mit überzeugender Sicherheit dargethan sein, dass die Ursache dieser Vibrationen nur in den restlichen Kippmomenten zu suchen ist.

Der Schwingungsausschlag der Vibrationen II. Ordnung ist, wie aus den Diagrammen ersichtlich, sehr klein und ergibt sich unter Berücksichtigung der angewendeten Vergrößerung aus den Figuren zu etwa 1 Millimeter im Maximum, d. h. 0,5 Millimeter von der Mittellage aus gerechnet.

Dieses Ergebniss ist insofern von Wichtigkeit, als von einer Seite die Behauptung aufgestellt worden ist, dass die restlichen Kippmomente beträchtliche Vibrationen hervorrufen.<sup>1)</sup> Dass dies in keiner Weise zutrifft, wird noch besonders durch die Thatsache bekräftigt, dass wir es hier, wie schon bei der Untersuchung der Fig. 1, Taf. III besprochen wurde, nahezu mit der kritischen Umdrehungszahl für Vibrationen II. Ordnung zu thun haben.

Wir hatten früher, bei den Untersuchungen der Vibrationen I. Ordnung festgestellt, dass beim Eintreten des Maximalausschlages der schwingende Schiffskörper durch die Mittellage ging, wenn die die Vibrationen verursachenden Schraubenflügel einen Winkel von etwa  $28^{\circ}$  mit der Horizontalen bildeten.

An der vergrösserten Kurve in Fig. 1, Taf. III wird sich dies controlliren lassen. Es werde der Ausschlag der Kurve *AAA* halbirt und die Horizontale *op* gezogen. Der Schnittpunkt *q* mit der Kurve *AAA* entspricht dann dem Augenblick, in welchem der Schiffskörper durch die Mittellage ging. Die gleichzeitigen Stellungen der Kurbeln I ergeben einen Winkel von  $-86^{\circ}$  für die Steuerbordmaschine und  $+93^{\circ}$  für die Backbordmaschine, die, wie schon früher gezeigt, den in Fig. 3 auf Taf. I dargestellten Flügelstellungen ähneln.

Wenn wir jedoch ermitteln wollen, bei welcher Kurbel- resp. Flügelstellung das Maximum des Impulses für die Vibrationen

1) „The Vibrations of Steamships.“ By Rear Admiral George W. Melville. — „Engineering“, Volume LXXV No. 1931 (January 2, 1903).

I. Ordnung eintrat, so müssen wir das soeben mit der Kurve *AAA* vorgenommene Verfahren auf die Kurve *BBB* anwenden.

Wir ziehen dann in derselben Weise die Horizontale *rs* und finden den Schnittpunkt *t* mit der Kurve *BBB*. Dieser Punkt *t* entspricht nun erst wirklich dem Augenblick, wo der Impuls für die Erzeugung von Vibrationen I. Ordnung sein Maximum erreicht hatte. — Es ergibt sich dann eine Stellung der Kurbel I für die Steuerbordmaschine von  $-66^\circ$  und für die Backbordmaschine von  $+113^\circ$ . Dies entspricht also im Vergleich mit den früher gefundenen Werthen einer Differenz von etwa  $20^\circ$ . In dem Augenblick, wo die fehlerhaften Schraubenflügel das Maximum ihres nach oben gerichteten Impulses ausüben, bilden dieselben, also nicht wie wir früher vorläufig angenommen hatten, einen Winkel von  $28^\circ$ , sondern nur von rund  $10^\circ$  mit der Horizontalen. Diese Flügelstellung ist auch in Fig. 3 auf Taf. I dargestellt.

Durch die Zerlegung der Kurven hat sich also ein wesentlich anderes Bild ergeben.

Aus dem grossen Unterschied in den Winkeln der Kurbelstellungen, der sich ergibt, wenn man zu ihrer Feststellung einmal die uncorrectirte Kurve der Verticalvibrationen und ein anderes Mal die restliche Kurve für Vibrationen I. Ordnung benutzt, geht hervor, dass man einigermaassen brauchbare Werthe nur durch die beschriebene Vergrösserung der Kurven und ihre Analysirung erhalten kann. Dies gilt ganz besonders in den Fällen, wo die Amplitude der Vibrationen I. Ordnung im Vergleich mit der II. Ordnung nicht sehr gross ist. Erst durch eine möglichst genaue Analysirung lässt sich ein einigermaassen klares Bild von den Vibrationserscheinungen erzielen.

Unsere früheren Ermittlungen über die Phasenverschiebung sind also nicht ganz correct gewesen, und wir hätten sie von Haus aus nur an den vergrösserten Kurven vornehmen müssen. Die Untersuchung wäre jedoch hierdurch weniger übersichtlich geworden.

### Verticalvibrationen vierter Ordnung.

Bei der Analysirung der pallographischen Kurven der Verticalvibrationen zeigte sich auch, wie schon im vorhergehenden Abschnitt besprochen, eine Kurve mit 4 positiven und 4 negativen Maxima, die also Verticalvibrationen IV. Ordnung entspricht. Der Maximalausschlag ist allerdings sehr gering und beträgt, wenn man die Vergrösserung der Figuren 1 bis 9 auf Taf. III und IV berücksichtigt,

nur etwa 0,5 mm im Ganzen oder 0,25 mm zu beiden Seiten der Mittellage.

Bei einem so kleinen Betrage der Amplitude bietet die Ermittlung der Kurve auf zeichnerischem Wege selbstverständlich Schwierigkeiten und das Ergebniss wird auf sehr grosse Genauigkeit keinen Anspruch erheben können. Wir werden jedoch trotzdem in der Lage sein, aus der Untersuchung der gefundenen Kurven einige werthvolle Schlussfolgerungen zu ziehen.

Die blosse Betrachtung der auf Taf. III und IV dargestellten Kurven ergiebt den stärksten Schwingungsausschlag der Vibrationen IV. Ordnung zunächst bei den Figuren 1, 2 a und 6 a. Bei der Figur 5 ist der Ausschlag, wenigstens im Vergleich mit dem der benachbarten Figuren, gleichfalls gross und man kann daher wohl annehmen, dass es sich in allen diesen Fällen um Maxima handelt. Stellt man in den genannten Figuren der Reihe nach die Unterschiede in den Kurbelstellungen beider Maschinen fest, so ergeben sich folgende Werthe:  $179^{\circ}$  —  $90^{\circ}$  —  $10^{\circ}$  und  $270^{\circ}$ . Denkt man sich als Correctur für die Ungenauigkeiten in den betreffenden Figuren statt  $179^{\circ}$   $180^{\circ}$  und statt  $10^{\circ}$   $0^{\circ}$  gesetzt, so würden die Unterschiede in den Kurbelstellungen immer ein Vielfaches von  $90^{\circ}$  sein und wir können daher zunächst feststellen, dass ein Maximum der Vibrationen IV. Ordnung immer dann entsteht, wenn eine der beiden Maschinen der anderen um ein Vielfaches von  $90^{\circ}$  vorausseilt oder nachbleibt.

Nachdem wir diesen Anhaltspunkt für die Maxima gefunden haben, liegt die Vermuthung nahe, dass sich in den Fällen, wo die eine Maschine um  $45^{\circ}$ ,  $135^{\circ}$ ,  $225^{\circ}$  und  $315^{\circ}$ , also um ein ungerades Vielfaches von  $45^{\circ}$ , der anderen vorausseilt oder nachbleibt, Minima zeigen müssen. Wir finden diese Kurbelstellungen in den Figuren 1 a, 3 a, 6 und 8 a mehr oder weniger genau vertreten, und thatsächlich sind dort die Ausschläge nur sehr gering oder fast Null. Unsere Vermuthung kann also als zutreffend angesehen werden.

Diese Erscheinungen lassen sich in befriedigender Weise folgendermaassen erklären:

Solange die beiden Maschinen in ihren Kurbelstellungen um ein gerades Vielfaches von  $45^{\circ}$  oder was dasselbe ist, um ein Vielfaches von  $90^{\circ}$  voneinander abweichen, solange sind die Flügelstellungen der beiden Schrauben symmetrisch. Es wird also immer ein Flügel der einen Schraube gleichzeitig mit einem der anderen den Punkt der Peripherie des Schraubenkreises passiren, in welchem er den grössten Widerstand findet. Dieser Punkt ist, wie wir festgestellt

haben, noch um  $10^0$  von der äusseren horizontalen Lage des Flügels entfernt. In diesem Augenblick wird also von jeder Schraube ein Achsendruck nach oben ausgeübt, der ein Heben des Hinterschiffes hervorzubringen strebt; es entsteht also ein Maximum. Nach einer weiteren Viertelumdrehung der Maschinen kommen wieder 2 Flügel gleichzeitig in diese Stellung und bringen also gleichfalls einen das Hinterschiff hebenden Maximaldruck hervor. Es müssen demnach Vibrationen IV. Ordnung entstehen.

Sobald jedoch eine der beiden Maschinen der anderen um  $45^0$  vorausgeeilt ist, ändert sich das Bild. Wenn ein Flügel der einen Schraube sich in der Position befindet, wo er den grössten Widerstand findet, ist der Flügel der anderen Schraube noch um  $22\frac{1}{2}^0$  von der analogen Stellung entfernt, und es müssen demnach während einer Umdrehung der Maschinen am Hinterschiff acht nach oben gerichtete Impulse von etwa der halben Intensität auftreten. Es könnten also nur Vibrationen der VIII. Ordnung von ganz minimalem Ausschlag entstehen. In den auf Taf. III und IV gegebenen Kurven sind jedoch Vibrationen VIII. Ordnung nicht nachzuweisen, und zwar vermuthlich aus dem Grunde, weil nicht die kritische Impulsfrequenz, oder mit anderen Worten, keine Resonanz vorhanden war.

### Verticalvibrationen achter Ordnung.

Im Diagramm No. 29 zeigen sich dagegen, bei einer mittleren Umdrehungszahl der Maschinen von etwa 79,6 pro Minute deutlich Vibrationen VIII. Ordnung, deren Entstehung auf dem soeben im vorhergehenden Abschnitte geschilderten Wege hervorgebracht wurden. In Fig. 27 auf Taf. IV ist ein Theil des Diagramms No. 29, der diese Vibrationen VIII. Ordnung enthält, 6-fach vergrössert dargestellt.

Das betreffende Diagramm zeigt weder Verticalvibrationen II., noch IV. Ordnung, sondern nur die erwähnten Vibrationen VIII. Ordnung und nur an einigen wenigen Stellen schwache Andeutungen von Vibrationen I. Ordnung. Sie treten in der Zeit, die erforderlich ist, damit eine Maschine der anderen um eine volle Umdrehung voraus-eilt, 8 mal auf und zwar immer genau dann, wenn der Unterschied in den Kurbelstellungen der beiden Maschinen ein ungerades Vielfaches von  $45^0$  beträgt. Unsere am Schlusse des vorigen Abschnittes ausgesprochenen Vermuthungen sind also vollkommen bestätigt.

Diese periodisch auftretenden Vibrationen VIII. Ordnung sind jedoch immer nur von sehr kurzer Dauer und erstrecken sich meistens nur über 3, höchstens 4 Umdrehungen. Ihr Schwingungsausschlag ist

minimal und beträgt meistens nur 0,25 mm, nur an einer Stelle des Diagramms No. 29 konnte ein Ausschlag von knapp 0,5 mm festgestellt werden.

Da in allen übrigen Diagrammen keinerlei Andeutungen über Vibrationen VIII. Ordnung zu entdecken sind, so ist wohl anzunehmen, dass wir es im Diagramm No. 29 mit der kritischen Umdrehungszahl für Vibrationen VIII. Ordnung zu thun haben. Diese kritische Umdrehungszahl würde also 79,6 und die kritische Impulsfrequenz 637 pro Minute betragen.

Von anderer Seite, und namentlich von Admiral Melville ist die Behauptung ausgesprochen worden, dass diese Vibrationen höherer Ordnung von den entsprechenden Störungen höherer Ordnung der Massenwirkung herrühren, die sich nicht bei den Maschinen, wie sie auf den neuesten deutschen Schnelldampfern zur Anwendung kommen, vermeiden lassen. Diese Behauptung ist vollständig unhaltbar, weil diese Störung von relativ geringem Betrag ist und weil ihr Angriffspunkt zur Erzeugung von Vibrationen wenig geeignet ist; sie ist jedoch durch folgende Beobachtungen zweifellos widerlegt.

Es ist nämlich in mehreren Fällen festgestellt worden, dass sich bei Dampfern mit 3-flügeligen Schrauben Vibrationen III. und VI. Ordnung zeigten, während solche von IV. und VIII. Ordnung nicht ermittelt werden konnten. Als dann diese Dampfer mit 4-flügeligen Propellern versehen wurden, verschwanden die Vibrationen III. und VI. Ordnung und es stellten sich solche von IV. und VIII. Ordnung ein. Diese Beobachtung konnte in besonders auffälliger Weise an dem Dampfer „Kaiser Wilhelm der Grosse“ gemacht werden, und sie war die Veranlassung dafür, dass ich den Pallographen mit einer Vorrichtung versah, die ermöglichte, die Kurbelstellungen jeder einzelnen Maschine auf dem Diagramm zu markiren, um die Ursache dieser Erscheinungen ermitteln zu können.

Nachdem man zu der Ueberzeugung gelangt war, dass die Vibrationen höherer Ordnung durch die Wirkung der einzelnen Propellerflügel hervorgerufen werden, liess man versuchsweise bei dem Dampfer „Kaiser Wilhelm der Grosse“ die eine Maschine mit einer 3-flügeligen und die andere mit einer 4-flügeligen Schraube laufen, wodurch thatsächlich die Vibrationen höherer Ordnung wesentlich vermindert wurden, weil die Impulserscheinungen gänzlich andere wurden.

Dieses Experiment ist ein schlagender Beweis dafür, dass die Vibrationen höherer Ordnung nicht auf die Massenwirkungen in den

Maschinen, sondern nur auf die durch die Schraubenflügel hervorgerufenen Störungen zurückzuführen sind.

### Horizontalvibrationen.

Mit der langsam ansteigenden Umdrehungszahl zeigten sich bei etwa  $66\frac{1}{2}$  Umdrehungen schwache Horizontalvibrationen. Sie machten sich zuerst im Diagramm No. 5 bemerkbar, wo sich für die Steuerbordmaschine im Mittel 67,21 und für die Backbordmaschine 65,44 Umdrehungen ergaben. Sie nahmen mit steigender Umdrehungszahl an Ausschlag zu und letzterer erreichte im Diagramm No. 15 bei einer mittleren Umdrehungszahl von 76,20 für die Steuerbordmaschine und 75,71 für die Backbordmaschine seinen höchsten Werth von fast genau 1 mm. Bei einer weiteren Steigerung der Umdrehungszahl nahm der Ausschlag wieder ab und bei der höchsten mittleren Umdrehungszahl, die überhaupt erzielt wurde, von etwa 79,5, liessen sich Horizontalvibrationen in den Diagrammen kaum noch nachweisen. Es ergibt sich demnach, dass die kritische Umdrehungszahl für die Horizontalvibrationen etwa 76 (genau 75,95) beträgt.

Bei dem Dampfer „Deutschland“ hatte sich als die kritische Umdrehungszahl für die Horizontalvibrationen 75 ergeben. Die etwas höhere kritische Umdrehungszahl bei dem Dampfer „Kronprinz Wilhelm“ erklärt sich durch die etwas geringere Breite und mithin kleineren polaren Trägheitsmoment des Hauptspantes im Vergleich mit dem des Dampfers „Deutschland“.

Die Ausschläge der Horizontalvibrationen zeigten sowohl beim „Kronprinz Wilhelm“, sowie bei der „Deutschland“ und bei einer grösseren Anzahl anderer von mir untersuchter Zweischraubendampfer mit 4-flügeligen Schrauben, während einer vollen Phase der Verticalvibrationen, d. h. während der Zeit, in der eine der beiden Maschinen der anderen um eine volle Umdrehung vorausseilt oder nachbleibt, vier Maxima und vier Minima.

Bei den Minima ging der Ausschlag bis auf Null herab. Die Minima traten immer dann auf, wenn die Kurbelstellungen der beiden Maschinen genau symmetrisch waren (wenn also die beiden Kurbeln I gleichzeitig durch die Todlage gingen) oder wenn eine der beiden Maschinen um ein Vielfaches von  $90^{\circ}$  der anderen vorausseilte; wenn also die Kurbelstellungen um  $0^{\circ}$ ,  $90^{\circ}$ ,  $180^{\circ}$  oder  $270^{\circ}$  voneinander abwichen.

Die Maxima erschienen hingegen dann, wenn die Kurbelstellungen der beiden Maschinen um ein ungerades Vielfaches von  $45^{\circ}$  voneinander

abwichen, wenn also die Kurbelstellungen um  $45^{\circ}$ ,  $135^{\circ}$ ,  $225^{\circ}$  und  $315^{\circ}$  verschieden waren.

Während einer Umdrehung der Maschinen zeigten sich immer genau vier vollständige, ebensovielen Schwingungen entsprechende Wellen, die, soweit sich das wegen der Kleinheit der Kurven noch ermitteln lässt, die Form einer reinen Sinuslinie besitzen. Während einer vollen Umdrehung der Maschinen erschienen also vier positive und vier negative Maxima.

Diese hier geschilderten, bei den Horizontalvibrationen auftretenden Erscheinungen sind von mir noch bei jedem Zweischraubendampfer mit vierflügeligen Propellern beobachtet worden, und da sich meine Untersuchungen über eine grosse Anzahl solcher Dampfer erstrecken, so ist mit Sicherheit anzunehmen, dass wir es hier nicht mit einer individuellen, sondern mit einer allgemein gültigen Erscheinung zu thun haben.

Ehe ich zur Erklärung der geschilderten Vorgänge übergehe, muss ich bemerken, dass sich die hier in Betracht kommenden Vibrationen nur scheinbar als Vibrationen der Schiffsachse in einer Horizontalebene äussern; thatsächlich haben wir es mit Torsionsvibrationen zu thun, die einer Verdrehung in der Längsachse des Schiffes entsprechen.

Es lässt sich das auf sehr einfachem Wege nachweisen. Wenn man nämlich den Pallographen zuerst in der Mittellinie auf dem obersten Deck aufstellt, dort einen gewissen Horizontalaus Schlag ermittelt hat und dann das Instrument auf dem nächsten, darunter liegenden Deck in Thätigkeit setzt, so wird man einen wesentlich kleineren Ausschlag finden. Geht man mit dem Pallographen noch tiefer im Schiff herab, so verschwinden auf etwa halber Schiffshöhe die Horizontalvibrationen nahezu ganz; immer vorausgesetzt, dass das Instrument in der Mittellinie aufgestellt ist. Rückt man hingegen den Pallograph auf einem etwa in halber Schiffshöhe gelegenen Deck ganz an die Seite, so nahe als möglich an die Schiffswand, so zeigt sich zwar kein seitlicher Ausschlag, dafür aber Verticalvibrationen von genau derselben Frequenz, wie die der Horizontalschwingungen, die auf dem Oberdeck festgestellt wurden. Dies beweist klar, dass der ganze Schiffsquerschnitt in einer Schwingung begriffen ist, die einer Drehung um den Schwerpunkt entspricht.

Ein weiterer Beweis für das Auftreten von Torsionsvibrationen ist durch folgendes Experiment erbracht worden: Zwei Pallographen, von dem jeder mit einer besonderen Schreibfeder versehen war, die

durch einen Elektromagneten bewegt werden konnte, wurden durch einen elektrischen Leitungsdraht miteinander verbunden. Bei dem Schliessen des Stromes wurde dadurch auf dem Papierstreifen jedes Pallographen in demselben Augenblick eine Marke hervorgebracht. Wenn nun das eine Instrument auf dem Oberdeck und das andere tief im Schiff, möglichst nahe über dem Kiel, aufgestellt wurde, so stellte sich heraus, dass die in demselben Augenblick auftretenden seitlichen Ausschläge der beiden Instrumente immer genau entgegengesetzt gerichtet waren. Diese Erscheinung ist ein sprechender Beweis für den Torsionscharakter der sogenannten Horizontalvibrationen.

Das Entstehen der Horizontal- oder richtiger Torsionsvibrationen erklärt sich bei Zweischraubenschiffen in folgender Weise:

Wir hatten gefunden, dass die einzelnen Schraubenflügel bei ihrer Rotation immer in dem Augenblick ihren grössten Widerstand finden, wenn sie unter einem Winkel von etwa  $10^{\circ}$ , nach aussen zu ansteigend, mit der Horizontalen bilden. Bei der in Fig. 24, Taf. IV dargestellten Stellung der beiden Schrauben wird also der Flügel  $F_1$  der Steuerbordschraube seinen grössten Widerstand finden und die Welle wird deshalb in dem dieser Stellung entsprechenden Augenblick einen Druck nach oben ausüben, wie durch den Pfeil angedeutet ist. Wenn die Flügelstellung der Backbordschraube in demselben Augenblick gegen die der Steuerbordschraube um  $45^{\circ}$  verdreht ist, so wird sich augenblicklich an der Stelle, wo sonst der grösste Widerstand auftritt, gar kein Flügel befinden und es wird hier also auch kein grösserer Druck nach oben entstehen können. Das Hinterschiff wird demnach auf der Steuerbordseite etwas gehoben werden, wodurch eine Verdrehung in dem entgegengesetzten Sinne, wie die Bewegung des Uhrzeigers, hervorgerufen wird.

Nach einer weiteren Drehung der beiden Schrauben um  $45^{\circ}$  wird die Flügelstellung so sein, wie in Fig. 25, Taf. IV dargestellt ist. In diesem Augenblick befindet sich der Flügel  $F_2$  der Backbordschraube in einer solchen Stellung, bei der der grösste Druck der Schraubenwelle nach oben entsteht und das Hinterschiff wird demnach in gleichem Sinne mit der Bewegung des Uhrzeigers verdreht werden. Da sich nun der auf das Hinterschiff verdrehend wirkende Impuls, abwechselnd im positiven und negativen Sinne gerichtet, wiederholt, so treten Torsionsschwingungen ein, die sich selbstverständlich durch das ganze Schiff fortsetzen.

Das Maximum des sich regelmässig wiederholenden Impulses ist nur so lange vorhanden, als die Stellung der Flügel der beiden

Schrauben um  $45^{\circ}$  voneinander verschieden sind. In unserem Falle tritt das ein, wenn die Kurbelstellungen der beiden Maschinen um ein ungerades Vielfaches von  $45^{\circ}$  voneinander abweichen.

Sobald die eine Maschine der anderen um weitere  $45^{\circ}$  voraus-eilt, wird die Flügelstellung der beiden Schrauben symmetrisch, so wie das in Fig. 26 Taf. IV dargestellt ist. Die beiden Flügel  $F_1$  und  $F_2$  befinden sich nun gleichzeitig in der Stellung, wo sie den grössten Widerstand finden und wo die Wellen einen Druck nach oben ausüben. Diese beiden Kräfte wirken aber mit Bezug auf eine Drehung des Hinterschiffes in entgegengesetztem Sinne; sie heben sich also in ihrer Wirkung auf und die Torsionsvibrationen müssen demnach verschwinden.

Die beiden Flügel  $F_1$  und  $F_2$  bringen jedoch in der durch Fig. 26 dargestellten Stellung (wie wir das schon früher bei der Besprechung der Vibrationen IV. Ordnung gezeigt haben) gleichzeitig Kräfte hervor, die das Hinterschiff zu heben suchen, und die geeignet sind, Verticalvibrationen hervorzurufen, wobei wir jedoch nicht vergessen dürfen, dass das Impulsmaximum während einer Umdrehung der Maschinen 4-mal wiederkehrt. Diese Schwingungen haben also die 4-fache Frequenz der Umdrehungen der Maschine und sind demnach als Verticalvibrationen IV. Ordnung zu betrachten.

Wir haben bei der Analyse der Kurven der Verticalvibrationen, wie erinnerlich sein wird, diese Schwingungen thatsächlich feststellen können und aus den zugehörigen Kurbelstellungen geht auch hervor, dass die Ursache wirklich auf die soeben geschilderten Druckschwankungen, der die Flügel bei ihrer Umdrehung ausgesetzt sind, zurückgeführt werden muss.

In Uebereinstimmung mit dem, was wir früher bei der Untersuchung der Verticalvibrationen über die Verschleppung der Maxima und Minima gesagt haben, wird auch hier, bei den Horizontalvibrationen, eine Verschleppung eintreten müssen. Sie ist jedoch hier zu klein, um in den Diagrammen festgestellt werden zu können. Dies hat in der Hauptsache seinen Grund darin, dass sich beide Maschinen mit fast genau gleicher Geschwindigkeit umdrehten. Nach den Daten des Diagramms No. 15 vergingen annähernd  $3\frac{1}{2}$  Minuten, ehe die Steuerbordmaschine der Backbordmaschine um eine volle Umdrehung voraus-eilte. Das Anwachsen und Abnehmen der Impulsintensität ging daher verhältnissmässig sehr langsam vor sich und hierdurch erklärt es sich, dass mit dem Eintritt des Impulsmaximums oder -minimums auch fast gleichzeitig Gleichheit zwischen der vom

Impuls abgegebenen und der durch die Dämpfung verzehrten Arbeit vorhanden war.

In dieser Beziehung liegen hier beim Dampfer „Kronprinz Wilhelm“ die Verhältnisse wesentlich anders als beim Dampfer „Deutschland“. Dort ergab sich bei der kritischen Umdrehungszahl für die Horizontalvibrationen eine beträchtliche Verschleppung, die beinahe der halben Impulsphase entsprach. Die Maxima des Schwingungsausschlags traten dort erst dann auf, wenn beinahe das Intensitätsminimum erreicht war. Die Erklärung hierfür liegt in Uebereinstimmung mit dem Gesagten darin, dass die beiden Maschinen der „Deutschland“ eine beträchtlich grössere Differenz in den Umdrehungsgeschwindigkeiten aufwiesen.

Die grosse Verschiedenheit in der Verschleppung bei dem Dampfer „Kronprinz Wilhelm“ im Vergleich mit der bei der „Deutschland“ ist insofern von Wichtigkeit, als dadurch der Beweis für die grosse Veränderlichkeit dieser Erscheinung unter sonst ähnlichen Verhältnissen erbracht ist.

Mit der allmählichen Steigerung der Umdrehungszahlen der Maschinen musste nothwendiger Weise auch eine Phasenverschiebung bei den Horizontalvibrationen auftreten, und sie lässt sich trotz der Kleinheit der in Betracht kommenden Kurven noch mit Sicherheit nachweisen. Zur Feststellung der Phasenverschiebung empfiehlt es sich, das Diagramm No. 5 mit einer mittleren Umdrehungszahl von etwa 66,5, das die kleinsten Horizontalvibrationen zeigt, mit dem Diagramm No. 15, das bei etwa 76 Umdrehungen den grössten Horizontalausschlag giebt, in Vergleich zu bringen.

Zunächst sind hier in ähnlicher Weise, wie wir das bei den Verticalvibrationen eingehend erläutert haben, die Kurbelstellungen der beiden Maschinen für den Augenblick ermittelt worden, wenn das Hinterschiff bei seinen Torsionsschwingungen durch die Mittel-lage geht, und zwar einmal für den Fall, wenn sich das Hinterschiff mit seinem oberen Theil von Steuerbord nach Backbord und ein zweites Mal, wenn es sich in der umgekehrten Richtung neigt. Diese Ermittlungen sind selbstredend immer dort vorgenommen, wo der Ausschlag der Horizontalvibrationen ein Maximum zeigt, also ungefähr in dem Theile der Kurve, wo, wie früher erläutert, die eine Kurbel der anderen um  $45^{\circ}$ ,  $135^{\circ}$ ,  $225^{\circ}$  oder  $315^{\circ}$  vorauseilte. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in folgender Tabelle zusammengestellt.

Bezeichnung des Diagramms und der Position.	Unterschied in den Kurbelstellungen der beiden Maschinen.	Stellung der Kurbel I beim Passiren der Mittellage v. Steuerbord nach Backbord.		Stellung der Kurbel I beim Passiren der Mittellage von Backbord nach Steuerbord.	
		St. B.	B. B.	St. B.	B. B.
Diagramm 5, Position <i>a</i>	45°	+ 10°	— 35°	+ 55°	+ 10°
„ 5, „ <i>b</i>	135°	+ 5°	— 130°	+ 50°	— 85°
„ 5, „ <i>c</i>	225°	+ 10°	— 215	+ 55	— 170°
„ 5, „ <i>d</i>	315°	+ 5°	— 310°	+ 50°	— 265
Diagr. 15 <sup>1)</sup> , Position <i>b</i>	45°	+ 30°	— 15°	+ 75°	+ 30°
„ 15 „ <i>a</i>	315°	+ 30°	— 285	+ 75	— 240°

Die Tabelle zeigt für den Augenblick, wo der schwingende Schiffskörper durch seine Mittellage geht, im Diagramm No. 5 eine Kurbelstellung der Steuerbordmaschine von + 5° bis + 10°, während sich im Diagramm No. 15 eine Kurbelstellung von 30° (sowohl in Position *a* als auch in *b*) ergibt. Dies entspricht demnach einem Unterschied in der Kurbelstellung von 20 bis 25°. Da sich aber eine volle Horizontalschwingung während der Zeit vollzieht, in der die Maschinenkurbeln einen Weg von 90° durchlaufen, so entspricht ein Unterschied von  $22\frac{1}{2}^{\circ}$  in den Kurbelstellungen von Diagramm No. 5 und No. 15 genau einer Phasenverschiebung von einem Viertel der Schwingungsperiode oder, was dasselbe ist, von  $\frac{\pi}{2}$ . Wenn man vor-

aussetzt, dass im Diagramm No. 5 noch keine merkliche Phasenverschiebung vorhanden ist, so würde nach dem, was schon früher für die Verticalvibrationen erläutert wurde, das Diagramm No. 15 die Verhältnisse für den Fall des Synochronismus zwischen den Perioden des Impulses und der Horizontalschwingungen darstellen, oder mit anderen Worten: das Diagramm No. 15 würde die kritische Umdrehungszahl (75,95) für die Horizontalvibrationen ergeben.

Da jedoch der Natur der Sache nach schon im Diagramm No. 5 eine kleine Phasenverschiebung vorhanden sein muss, so wird dem-

1) Beim Diagramm No. 15 konnten die Kurbelstellungen nur für 2 Positionen ermittelt werden, weil beide Maschinen sich für verhältnissmässig lange Zeit mit gleicher Geschwindigkeit drehten.

nach auch die wirkliche kritische Umdrehungszahl für die Horizontalvibrationen etwas niedriger sein, als sich aus dem Diagramm No. 15 ergibt.

Wenn man sich die Flügelstellungen der Schrauben, wie sie sich aus dem Diagramm No. 15 für den Augenblick ergeben, wenn der Schiffskörper durch seine mittlere Schwingungslage geht, also für den Augenblick, wenn der Impuls zur Erzeugung der Horizontal-schwingungen sein Maximum erreicht, vergegenwärtigt, so ergibt sich, dass der betreffende Schraubenflügel fast genau horizontal liegt. — Wenn z. B. das Hinterschiff bei seiner Schwingung von Steuerbord nach Backbord durch die Mittellage geht, so liegt ein Flügel der Steuerbordschraube fast genau horizontal nach aussen, und umgekehrt liegt bei der Schwingung des Hinterschiffes von Backbord nach Steuerbord, in dem Augenblick, wo die Mittellage passirt wird, ein Flügel der Backbordschraube ziemlich genau horizontal nach aussen.

Es ist nun zunächst zu berücksichtigen, dass nach dem früher Gesagten bei der Aufnahme des Diagramms No. 15 die kritische Umdrehungszahl für die Horizontalvibrationen bereits etwas überschritten war. Die betreffenden Flügel werden also das Maximum ihrer auf Torsionsschwingungen wirkenden Kraft dann abgeben, wenn ihre Stellung noch nicht ganz horizontal ist. Ob diese Stellung jedoch dieselbe ist wie die, bei der das Maximum der Kraft für die Erzeugung der Verticalvibrationen auftritt, kann nicht mit Sicherheit ermittelt werden, jedenfalls ist eine Uebereinstimmung in der Flügelstellung dieser beiden Fälle durch die Natur der Sache nicht geboten.

Nach dem bisher Gesagten dürfte es wohl zweifellos erscheinen, dass die Ursache der Horizontal- oder richtiger Torsionsvibrationen gleichfalls in dem veränderlichen Widerstand zu suchen ist, den die einzelnen Schraubenflügel bei ihrer Umdrehung finden. Man muss alsdann weiter folgern, dass die Frequenz der Horizontalvibrationen während einer Umdrehung der Maschine von der Anzahl der Flügel einer Schraube abhängt. Die Erfahrung hat dies auch vollständig bestätigt, denn es ist mehrmals beobachtet worden, dass die Frequenz der Horizontalvibrationen während einer Umdrehung der Maschinen von vier auf drei herabging, sobald die vierflügeligen Schrauben durch dreiflügelige ersetzt wurden, und umgekehrt. Ueber die Ursache der Horizontalvibrationen kann also nicht der geringste Zweifel bestehen.

## Schlussbemerkungen.

Die Vorgänge bei den Vibrationserscheinungen dürften nun, soweit sie überhaupt durch den Pallographen controllirt werden können, durch unsere Untersuchungen in befriedigender Weise aufgeklärt sein. Der Umstand, dass sich die Ergebnisse mit den bei dem Dampfer „Deutschland“ gewonnenen in allen principiellen Punkten vollständig decken, giebt eine Gewähr für die Richtigkeit unserer Schlussfolgerungen.

Die Verticalvibrationen I. Ordnung ergaben sich als die Folgen von dem grösseren Widerstand, den einer der Flügel an jeder Schraube bei seiner Umdrehung findet.

Die Verticalvibrationen II. Ordnung liessen sich unzweideutig auf die restlichen, von den Maschinen hervorgebrachten kippenden Kräftepaare zurückführen.

Die Verticalvibrationen IV. und VIII. Ordnung ergaben sich aus dem veränderlichen Widerstand, den jeder der einzelnen Schraubenflügel während einer Umdrehung findet.

Die Horizontalvibrationen sind endlich gleichfalls auf den veränderlichen Widerstand zurückzuführen, dem jeder einzelne Flügel bei seiner Umdrehung ausgesetzt ist.

Aus diesen Ergebnissen lässt sich nun auch erkennen, welche Mittel angewendet werden müssen, um die hier und in ähnlichen Fällen beobachteten Vibrationen zu vermeiden oder doch zu vermindern.

Wenn genau ausbalancirte Maschinen angewendet werden, so lassen sich, wie aus dem Gesagten klar hervorgeht, die Verticalvibrationen I. Ordnung durch genau ausgeführte und ganz genau auf den gleichen Steigungswinkel eingestellte Propellerschrauben mit Sicherheit vermeiden. Bei Verwendung von Schrauben, die in der gewöhnlichen Weise hergestellt sind, ist dies jedoch nicht möglich, denn einestheils besitzen solche Flügel nicht die mathematisch genaue Form einer Schraubenfläche und dann sind die Flügel auch unter sich nicht genau congruent, da sie sich beim Erkalten nach dem Guss bekanntermassen ungleichförmig verziehen.

In richtiger Erkenntniss dieses Umstandes ist man bereits damit vorgegangen, die Schraubenflügel maschinell zu bearbeiten, um sicher zu sein, dass jeder Flügel ganz genau dieselbe Form und Steigung hat.

Handelt es sich um sogenannte lose Flügel, so ist selbstverständlich das genaue Einstellen derselben auf die richtige Steigung von

ganz besonderer Wichtigkeit. Die bis jetzt zu diesem Zweck üblichen Methoden sind völlig unzureichend.

Es ist von verschiedenen Seiten bestritten worden, dass schon ein kleiner Fehler in der Steigung eines einzelnen Flügels von so grossem Einfluss sein könne, als von mir hier und an anderer Stelle behauptet worden ist. Ich möchte deshalb auf diesen Punkt noch näher eingehen, da er doch für das Problem der Vibrationserscheinungen besonders wichtig ist.

Bei der Vorwärtsbewegung des Schiffes trifft das der Schraube zuströmende Wasser die Flächenelemente der Schraubenflügel unter einen nur kleinen Winkel, dessen Grösse von der Grösse des Slips abhängt. Dieser mit dem Ausdruck Slipwinkel bezeichnete Winkel schwankt unter der Voraussetzung, dass die dem Wasser durch die Schraube ertheilte Beschleunigung nur in der Zeit stattfindet, während das Wasser durch die Schraube fliesst, etwa zwischen 3 und 4°. Wie jedoch durch englische Forscher nachgewiesen ist, erlangt das Wasser schon vor dem Eintritt in die Schraube etwa die halbe Beschleunigung und mithin müsste der wirkliche Slipwinkel auch nur etwa die Hälfte des genannten Werthes betragen. — Bestimmtes über die Grösse des Slipwinkels wissen wir allerdings nicht, aber aus dem soeben Gesagten geht mit Sicherheit doch so viel hervor, dass er nur einen sehr kleinen Werth haben kann, der noch unter 3 bis 4° bleibt.

Solange alle vier Flügel absolut gleiche Steigung haben, solange wird auch jeder derselben bei der Drehung genau denselben Widerstand finden. Bei einem 4-flügeligen Propeller wird also jeder Flügel 25 Proc. des ganzen, von der Schraube abgegebenen Momentes übertragen. Denkt man sich nun einen Flügel ganz fehlend, etwa abgebrochen, so wird jeder der drei restlichen Flügel  $33\frac{1}{3}$  Proc. des ganzen Momentes abgeben müssen, und der Slip und mit ihm der Slipwinkel werden um eine Kleinigkeit grösser werden, weil die Flügelfläche um 25 Proc. kleiner geworden ist.

Dieses Verhältniss wird nicht gestört werden, wenn man an Stelle des abgebrochenen einen neuen Flügel setzt, der jedoch so eingestellt ist, dass seine Flächenelemente genau in der Richtung des der Schraube zuströmenden Wassers liegen, d. h. wenn er eine Steigung hat, die gleich der Steigung der anderen Flügel vermindert um den Slip ist oder mit anderen Worten, wenn sein Steigungswinkel gleich dem Steigungswinkel der anderen Flügel weniger dem Slipwinkel ist.

Unter solchen Verhältnissen würde der erwähnte Ersatzflügel sich im Wasser genau so wie in einem festen Mittel fortbewegen

und er könnte deshalb gar keinen Effect an das Wasser abgeben und könnte, wenn man die Reibung vernachlässigt, keinen Widerstand im Wasser finden. Der von dem gegenüberliegenden Flügel ausgeübte tangential Druck könnte nun nicht mehr ausgeglichen werden und somit würde dieser Flügel bei seiner Rotation einen abwechselnd nach oben und unten wirkenden und Verticalvibrationen I. Ordnung hervorrufenden Druck ausüben, der den dritten Theil des von allen Flügeln geäusserten Gesamt-Tangentialdruck gleichkommt.

Aehnlich liegen die Verhältnisse, wenn einer der Flügel eine wesentlich grössere Steigung als die der übrigen hat. Der auf diesen Flügel bezogene Slip wird wesentlich grösser ausfallen als bei den übrigen Flügeln und somit wird auch ein beträchtlich grösserer Tangentialdruck an dem betreffenden Schraubenflügel ausgeübt werden.

In Wirklichkeit wird der Unterschied in der Steigung der einzelnen Flügel wohl nur in den seltensten Fällen so gross sein, wie in dem oben gegebenen Beispiel angenommen wurde; Abweichungen von einem Grad und sogar mehr können aber sehr häufig beobachtet werden.

Aus der Theorie der Schiffsschraube ergiebt sich, dass der Tangentialdruck nur vom Slip, mithin also nur vom Slipwinkel abhängig ist. Der Unterschied in dem Tangentialdruck der einzelnen Flügel ist demnach nahezu genau proportional mit der Abweichung vom mittleren Slipwinkel. Es lässt sich also leicht übersehen, dass schon ein geringer Unterschied in der Steigung eines Flügels verhältnissmässig sehr grosse, Verticalvibrationen erzeugende Kräfte hervorbringen kann.

Die hier angestellten Betrachtungen über den Einfluss der Abweichungen von der richtigen Steigung der einzelnen Flügel ist jedoch noch insofern von grossem Interesse, als wir dadurch einen Fingerzeig für die Ursache der häufig vorkommenden Flügelbrüche erhalten. Es erklärt sich die bekannte Erscheinung, wonach bei Schrauben mit sogenannten losen Flügeln Brüche viel häufiger vorkommen als bei aus einem Stück gegossenen Schrauben in einfacher Weise dadurch, dass die Schwierigkeiten beim Einstellen der losen Flügel das Erzielen einer ganz gleichen Steigung für alle Flügel beinahe unmöglich machen, und mithin einer der Flügel wesentlich mehr Widerstand im Wasser findet und mehr Effect abgeben muss als die übrigen. Für eine derartige Beanspruchung ist er jedoch meistens zu schwach. Bei Schrauben mit festen Flügeln, die also aus einem Stück gegossen sind, ist eine grössere Gewähr für die

Gleichheit in der Steigung aller Flügel gegeben, obgleich sie sich beim Erkalten nach dem Guss etwas verziehen.

Ein Flügel, dessen Steigung um eine Kleinigkeit grösser als die der übrigen Flügel ist, wird aber nicht nur sehr leicht dem Brechen ausgesetzt sein, sondern er wird vermöge des von ihm ausgeübten, nach vorn gerichteten grösseren Druckes auch ein bedeutendes Bruchmoment auf die Schraubenwelle hervorbringen, und in diesem Umstand dürfte wohl die Hauptursache für die oft unerklärlich erscheinenden Brüche der Schraubenwellen liegen.

Die bei dem Dampfer „Kronprinz Wilhelm“ beobachteten Verticalvibrationen II. Ordnung waren, wie wir gefunden haben, auf die kippenden Kräftepaare zurückzuführen. Sie lassen sich nur durch Anwendung einer Maschine von wenigstens 5 Kurbeln vermeiden, deren Construction jedoch viele praktische Schwierigkeiten bietet.

Besonders bemerkenswerth ist, dass der Ausschlag dieser Vibrationen II. Ordnung so ausserordentlich klein ist, trotzdem die kritische Frequenz erreicht wurde. Thatsächlich entsprechen die ermittelten Verticalvibrationen dem Maximalwerth, da keines der weiteren Diagramme einen grösseren, die meisten aber einen wesentlich kleineren oder gar keinen Ausschlag für Verticalvibrationen II. Ordnung ergaben. Man ersieht hieraus, dass entgegen der namentlich von Admiral Melville vertretenen Ansicht die Vibrationen II. Ordnung nicht zu fürchten sind.

Zur Beseitigung der durch die Schraubenflügel hervorgerufenen Verticalvibrationen IV. Ordnung stehen uns keine brauchbaren Hilfsmittel zur Verfügung. Sie könnten nur durch die Anwendung von Schrauben mit einer grösseren Flügelzahl oder durch turbinenartig gestaltete Propeller vermindert, aber wohl kaum ganz vermieden werden. Hiervon muss man jedoch aus anderen Rücksichten absehen und deshalb muss man wohl oder übel die Vibrationen IV. Ordnung mit in den Kauf nehmen, was um so mehr zulässig erscheint, als die Amplitude verschwindend klein ist.

Genau dasselbe gilt für die Vibrationen VIII. Ordnung. Auch sie würden sich nur durch Anwendung von Schrauben mit einer grösseren Flügelzahl vermindern, aber nicht ganz beseitigen lassen.

Obgleich sich die Horizontalvibrationen (richtiger Torsionsvibrationen) nächst den Verticalvibrationen I. Ordnung bei jedem Dampfer am meisten fühlbar machen und sich auch für die Festigkeit der Nietverbindungen, namentlich im Hinterschiff, als nachtheilig erweisen, so stehen uns doch keine brauchbaren Mittel zu ihrer

völligen Beseitigung zur Verfügung. Auch hier könnte zwar die Anwendung von Schrauben mit einer verhältnissmässig grossen Anzahl von Flügeln die Vibrationen abschwächen, sie ist aber, wie schon erwähnt, aus anderen Gründen nicht zweckmässig. Die seitliche Entfernung, in welcher die Schrauben von dem Schiffskörper angeordnet sind, scheint jedoch auf die Heftigkeit der Horizontalvibrationen von grossem Einfluss zu sein. Je grösser diese Entfernung ist, desto geringer werden die Vibrationen; wenigstens lassen die Resultate von meinen Versuchen an einer Reihe von Dampfern dies mit grosser Sicherheit schliessen.

Die hier gegebenen Resultate meiner Untersuchungen an Bord der Dampfer „Kronprinz Wilhelm“ und „Deutschland“ können natürlich nicht als unbedingt gültig für alle Zweischraubendampfer angesehen werden. Handelt es sich z. B. um einen Dampfer mit dreikurbeligen, nicht ausbalancirten Maschinen, so werden sich die Verhältnisse wesentlich anders gestalten, indem der Einfluss der ungleichmässigen Wirkung der Schraubenflügel auf die Verticalvibrationen I. Ordnung durch die Massenwirkung der sich vertical bewegenden Maschinenteile meistens ganz verdeckt wird.<sup>1)</sup> Bei Zweischraubendampfern mit vierkurbeligen, ausbalancirten Maschinen werden jedoch die Vibrationserscheinungen nahezu immer denselben Charakter zeigen wie beim „Kronprinz Wilhelm“ und „Deutschland“. Es hat sich das nicht nur bei den genannten beiden Dampfern, sondern auch noch bei einer Reihe anderer, von mir untersuchter ergeben.

Besonders wichtig erscheint es mir noch darauf hinzuweisen, dass sich die unvermeidlichen Schwankungen in den Drehmomenten der Maschine in keinem Falle von Einfluss erwiesen haben, weder auf die Vertical- noch auf die Horizontalvibrationen.

Aus diesen Betrachtungen ergibt sich, dass der Pallograph in seiner neuesten wesentlich vervollkommneten Form alle Vorgänge bei den Vibrationserscheinungen mit überraschender Genauigkeit registriert.

Bei einer näheren Betrachtung der von dem Pallographen aufgezeichneten Diagramme wirken die Schwingungscurven anfänglich geradezu verwirrend, und man gelangt zunächst zu der Ansicht, dass die Veränderlichkeit in dem Ausschlag und der Form der Curven

---

1) Vergl. meinen Aufsatz in den Transactions of the Institution of Naval Architects: „On an Apparatus for measuring and registering the vibrations of steamers“. Volume XXXIV. Jahrgang 1893.

ganz unregelmässiger Natur ist. Man neigt dazu, diese Unregelmässigkeiten auf Mängel des Instruments zurückzuführen oder man kommt zu der Annahme, dass in den Vibrationserscheinungen überhaupt keine zu ermittelnde Gesetzmässigkeit besteht. Die genaue Analyse ergibt jedoch, wie wir gesehen haben, dass Alles streng gesetzmässig verläuft und dass die Diagramme ein genaues Bild aller Vibrationserscheinungen mit bewunderungswürdiger Klarheit geben. Diese Analyse erfordert allerdings einen sehr grossen Aufwand an Arbeit und stellt sehr hohe Ansprüche an die Geduld des Untersuchenden.

Die Ergebnisse der vorstehenden Untersuchungen haben übrigens eine grössere allgemeine Bedeutung, als dies auf den ersten Blick vielleicht erscheint, wie sich das aus dem Folgenden noch ergeben dürfte.

In früheren Jahren, als die Dampfer noch von wesentlich geringerer Länge waren, und die Maschinen nur mit niedrigen Umdrehungszahlen getrieben wurden, konnte nothwendiger Weise von Synochronismus zwischen Umdrehungszeit und Schwingungsperiode keine Rede sein. Trotzdem zeigten sich auch schon bei den älteren Dampfern Vibrationen und man suchte ihre Ursache mit Recht hauptsächlich in der Wirkungsweise der Schiffsschraube. Es war allgemein bekannt, dass die verschiedenen Schraubenformen sich mit Bezug auf die Erzeugung von Schiffsvibrationen sehr verschieden verhielten und es wurden von vielen Erfindern die verschiedenartigsten Schraubenformen nur zu dem Zweck vorgeschlagen, um die Vibrationen zu beseitigen oder doch zu vermindern.

Nachdem jedoch bei der Entwicklung des Schiffbaues durch Zunahme in der Länge der Schiffe und durch Steigerung in der Geschwindigkeit das Stadium erreicht worden war, wo sich Synochronismus zwischen der Umdrehungszeit der Maschine und der Schwingungsperiode des Schiffes einstellte und heftige Vibrationserscheinungen auftraten, gelangte man allgemein zu der Erkenntniss, dass die Ursache hierfür in der Massenwirkung der sich vertical bewegenden Maschinentheile zu suchen ist. Man verfiel jedoch hierbei in den Fehler, nunmehr alle Vibrationserscheinungen ausschliesslich auf die Massenwirkung zurückzuführen.

Man erwartete daher von dem Massenausgleich der Maschinen die vollständige Beseitigung aller Vibrationserscheinungen.

Zur nicht geringen Ueberraschung vieler Fachleute zeigten sich jedoch auch noch bei der Verwendung von gut ausbalancirten Maschinen bisweilen Vibrationen.

Es sind hier namentlich zwei Fälle zu erwähnen, die seiner Zeit in der Fachlitteratur vielfach besprochen worden sind und zu falschen Schlussfolgerungen Veranlassung gegeben haben.

Der eine Fall betraf das Torpedoboot S. 42 der Kaiserlich Deutschen Marine. — Das Boot war anfänglich mit einer gewöhnlichen 3-cylindrigen Maschine versehen. Bei 235 Umdrehungen stellten sich Vibrationen I. Ordnung ein, deren Amplitude durch den Pallographen genau bestimmt wurde. Das Boot wurde dann mit einer 4-cylindrigen, genau ausbalancirten Maschine versehen und es zeigten sich dann zur grossen Ueberraschung noch immer Vibrationen von fast genau derselben Amplitude. Es wurde dann von einer Seite behauptet, dass die verhältnissmässig grossen Schwankungen des Drehmomentes der Maschine, wie sie gerade in diesem Falle auftraten und die gewissermassen einen stossweisen Schub der Schrauben hervorriefen, die Vibrationen veranlassten. Diese, auch vielfach auf andere Schiffe angewendete Schlussfolgerung war insofern irrig, als diese Schwankungen während einer Umdrehung der Maschine zwei ungefähr gleichgrosse Maxima und zwei Minima zeigten; sie wäre also nur im Stande gewesen, Vibrationen II. Ordnung hervorzubringen. Solche Vibrationen traten jedoch nicht ein, sondern das Boot zeigte nach wie vor nur Vibrationen I. Ordnung. — Hierauf wurde ein Versuch mit abgekuppelter Schraube gemacht, d. h. man liess die Maschine bis zur kritischen Umdrehungszahl laufen, ohne die Schraube dabei zu bewegen. Das Boot verhielt sich dabei vollkommen ruhig. Die Ursache der Vibration konnte demnach, da der Propeller gut ausbalancirt war, nur auf die etwas fehlerhafte Steigung eines Schraubenflügels zurückgeführt werden. — Als Beweis dafür, dass die Schwankungen der Drehmomente bei dem Torpedoboot S. 42 auf die Erzeugung der beobachteten Vibrationen einflusslos war, geht auch noch daraus hervor, dass das erwähnte Boot, als es versuchsweise mit einer Maschinenwelle mit vier unter rechtem Winkel gestellten Kurbeln versehen wurde, wobei die Schwankungen der Drehmomente naturgemäss einen ganz anderen Charakter annehmen mussten, nach wie vor die gleichen Vibrationen I. Ordnung zeigte.

Der zweite Fall betraf den zur englischen Marine gehörigen Kreuzer „Terrible“, der seiner Zeit in der Zeitschrift „Engineering“ besprochen worden ist.<sup>1)</sup> — Anfänglich waren die Maschinenkurbeln unter rechtem Winkel angeordnet, und es zeigten sich hierbei Vi-

1) „Engineering“, Jahrgang 1898 — 30. September, Seite 428. „The Steam Trials of H. M. S. Terrible“.

brationen von ganz unzulässigem Ausschlag, nämlich von 1,7 Zoll englisch (etwa 43 mm) am Heck während der Fahrt und auch bei abgekuppelten Schrauben. Nachdem hierauf die Kurbelwinkel so geändert worden waren, dass mit roher Annäherung ein Massenausgleich nach dem Schlick'schen System erreicht wurde, verhielt sich das Schiff bei abgekuppelter Schraube beinahe ganz ruhig. Als man jedoch mit dieser Kurbelanordnung eine Probefahrt unternahm, zeigten sich wieder beträchtliche Vibrationen. Bei einer anderen Kurbelstellung, die von der Schlick'schen Anordnung zwar abwich, aber doch noch ihre charakteristischen Merkmale hatte, waren die Vibrationen merkwürdigerweise beträchtlich geringer. Auch in diesem Falle hat man versucht, die Erscheinung auf die Schwankungen der Drehmomente zurückzuführen, aber auch hier ist dies aus demselben Grunde wie bei dem Torpedoboot S. 42 ein Trugschluss. Die Drehmomente zeigten auch hier, wie in allen ähnlichen Fällen, zwei Maxima und zwei Minima während einer Umdrehung; sie hätten also nur Vibrationen II. Ordnung hervorbringen können. Thatsächlich zeigte das Schiff aber nur Vibrationen I. Ordnung.

Die Erscheinung bei „Terrible“ erklärt sich in der einfachsten Weise durch die fehlerhafte Einstellung eines Propellerflügels, die ja bei Schrauben mit verstellbaren Flügeln, selbst bei grosser Aufmerksamkeit, sehr leicht vorkommen kann. Bei der zweiten, für den Massenausgleich weniger günstigen Kurbelanordnung, wurden die durch die Massenwirkung veranlassten, auf Vibrationen wirkenden Störungen durch die von der Schraube hervorgebrachten neutralisirt. Hätte man die Schrauben in eine andere Stellung mit Bezug auf die Kurbeln gebracht, so wären die Erscheinungen voraussichtlich ganz anderer Natur gewesen.

Ich habe auf diesen Umstand bereits im Jahre 1884 in einem Vortrag vor der Institution of Naval Architects <sup>1)</sup> aufmerksam gemacht und habe schon damals nachgewiesen, dass sich die durch die Massenwirkung der Maschine veranlassten Vibrationen in vielen Fällen durch die von der Schraube hervorgerufenen Störungen ausgleichen lassen, wenn es gelingt, die richtige Stellung der Propellerflügel in Bezug zur Kurbelstellung zu ermitteln. Die zu diesem Zweck von mir gemachten Vorschläge scheinen bis jetzt jedoch keine Beachtung gefunden zu haben.

---

1) „On the Vibration of Steam Vessels“, Transactions of the Institution of Naval Architects, Volume XXV (Jahrgang 1884).

Die soeben besprochenen Betrachtungen lassen sich in wenigen Worten folgendermassen zusammenfassen: Wenn sich trotz einer sorgfältig ausbalancirten Maschine noch Vibrationen I. Ordnung zeigen, so ist mit Sicherheit darauf zu schliessen, dass die Schraube die Ursache ist, und wenn trotz Verwendung einer Maschine die grössere freie Massenwirkungen hervorbringt, keine Vibrationen entstehen, so ist eine grosse Wahrscheinlichkeit vorhanden, dass die Schraube auch hier in mangelhafter Weise arbeitet.

Von Vielen, die sich mit pallographischen Untersuchungen der Vibrationserscheinungen befasst haben, ist der Fehler gemacht worden, dass sie aus dem Auftreten von Vibrationen bei ausbalancirten Maschinen auf die Wirkungslosigkeit des Massenausgleichs geschlossen haben. Dies ist ein arger Trugschluss. Der Pallograph giebt in der von mir früher verwendeten Construction, wie sie auch von Anderen benutzt worden ist, nur den Vibrationsausschlag als das Endergebniss aller auf Vibration wirkenden Ursachen, die, wie wir gesehen haben, die verschiedenartigsten sein können. Einen genauen Aufschluss über den Einfluss der Massenwirkung auf die Vibrationserscheinungen giebt jedoch nur ein Versuch, bei dem man die Maschine mit abgekuppelter Schraube laufen lässt. Verhält sich ein Dampfer bei diesem Experiment ruhig, so können die Ursachen für etwaige Vibrationen, die bei angekuppelter Schraube auftreten, nicht mehr auf einem mangelnden oder fehlerhaften Massenausgleich zurückgeführt werden, und sie sind in anderen Umständen zu suchen.

Welche Umstände dies sind, lässt sich bei dem heutigen Stande unserer Kenntnisse am zuverlässigsten mit meinem neuen Pallographen ermitteln, der mit einem Markirungsapparat für die Umdrehungen der Maschine versehen ist und bei dem die Curven in langgestreckter Form erscheinen, so dass sie sich nach vorgenommener Vergrösserung in der gezeigten Weise analysiren lassen.

Ein Fehler, der bei der Ausführung von pallographischen Untersuchungen vielfach gemacht worden ist, besteht darin, dass man nicht genügend Rücksicht darauf genommen hat, die Eigenschwingungen des Instruments durch richtiges Einstellen seiner Schwingungszahl zu eliminiren, was bei den Pallographen älterer Construction allerdings auch recht umständlich war. Sobald die Frequenz der Schiffschwingungen gleich derjenigen der Schwingungen des Pallographen ist, geräth das Instrument, wie leicht begreiflich, in heftige Eigenschwingungen. Die letzteren entstehen aber erfahrungsmässig auch dann sehr leicht (obgleich in wesentlich schwächerem Maasse), wenn

die Schwingungszahl des Schiffes ein ungerades Vielfaches von der Schwingungszahl des Instruments ist, wenn also z. B. das Verhältniss dieser Zahlen 3:1 ist. Diese Erscheinung führt leicht zu falschen Schlüssen. So hat z. B. Berling bei den Versuchen auf dem Kreuzer „Hansa“ die Schwingungen des Pallographen, die eine Frequenz von etwa 48 in der Minute bei 140 Umdrehungen der Maschine hatten, für Schwebungserscheinungen der Schiffsschwingungen aufgefasst. Wäre das Instrument auf etwa 70 Schwingungen eingestellt gewesen (oder hätte man es so einstellen können), so würden die Eigenschwingungen verschwunden sein und das Diagramm hätte ein ganz anderes Ansehen erhalten.

Es lag anfänglich in der Absicht, hier noch die Ergebnisse der pallographischen Untersuchungen des neuesten Schnelldampfers des Norddeutschen Lloyd, des „Kaiser Wilhelm II.“, mit aufzunehmen. Da jedoch das bei der Probefahrt des genannten Dampfers gesammelte Material ausserordentlich umfangreich ist und dessen Sichtung und Analysirung sehr viel Zeit in Anspruch nehmen wird, so würde die Veröffentlichung des vorliegenden Schriftchens sehr verzögert worden sein. Es musste daher darauf verzichtet werden, auf diese Untersuchungen hier näher einzugehen. Es lässt sich jedoch schon heute so viel übersehen, dass die Ergebnisse genau denselben Charakter tragen wie bei den Dampfern „Kaiser Wilhelm der Grosse“, „Deutschland“ und „Kronprinz Wilhelm“ und dass sich demnach auch bei „Kaiser Wilhelm II.“ meine Schlussfolgerungen über die Vorgänge und Ursachen der Vibrationserscheinungen vollständig bestätigen. Als Beleg hierfür sei nur Folgendes erwähnt:

Der Dampfer „Kaiser Wilhelm II.“ hat zwei Maschinen, von denen jede 6 Kurbeln besitzt, die gleichmässig im Kreis vertheilt sind, so dass also überall zwei benachbarte Kurbelradien einen Winkel von 60° einschliessen. Der Charakter, der durch die sich senkrecht auf und ab bewegend Massen hervorgerufenen Störungen müsste also ein ganz anderer, als bei einer vierkurbeligen Maschine sein. Trotzdem zeigen sich auch bei „Kaiser Wilhelm II.“ in der Hauptsache nur Vibrationen I. und IV. Ordnung, und zwar sind die letzteren auch hier wieder durch die vierflügeligen Schrauben hervorgebracht.



### Verticalvibrationen I. Ordnung.

Nummer des Diagramms.	Maxima.						Minima.						
	Position des Diagramms	Steuerbord-Maschine		Backbord-Maschine		Unterschied in der Winkelstellung der beiden Kurbeln I.	Position des Diagramms	Steuerbord-Maschine		Backbord-Maschine		Unterschied in der Winkelstellung der beiden Kurbeln I.	
		Umdrehungen per Minute	Stellungen der beiden Kurbeln I beim Passiren der mittleren Schwingungslage von unten nach oben		Umdrehungen per Minute			Umdrehungen per Minute	Umdrehungen per Minute	Stellungen der beiden Kurbeln I beim Passiren der mittleren Schwingungslage von unten nach oben			Umdrehungen per Minute
			+ 35°	+ 60°						+ 45°	+ 90°		
4	<i>C</i>	64,32	— 160°	+ 35°	65,95	195°	<i>D<sub>2</sub></i>	65,30	— 170°	— 170°	65,90	0°	
	<i>D</i>	64,90	— 130°	+ 60°	66,80	190°	<i>G<sub>1</sub></i>	66,00	— 180°	— 180°	64,50	0°	
	<i>G<sub>2</sub></i>	66,00	— 150°	+ 45°	64,50	195°	<i>F<sub>1</sub></i>	65,70	— 130°	— 130°	64,50	0°	
5	<i>A</i>	65,72	— 110°	+ 90°	65,40	200°	<i>B</i>	65,72	— 100°	— 90°	65,04	10°	
	<i>C</i>	67,80	— 90°	+ 90°	65,28	180°	<i>D</i>	67,80	— 90°	— 100°	65,28	10°	
	<i>E</i>	67,80	— 90°	+ 85°	65,28	175°	<i>E</i>	67,52	— 80°	— 80°	65,80	0°	
	<i>G</i>	67,52	— 100°	+ 85°	65,80	185°	<i>H<sub>1</sub></i>	68,10	— 90°	— 90°	66,00	0°	
7	<i>A</i>	68,20	— 95°	+ 80°	66,36	175°	<i>B</i>	68,26	— 80°	— 100°	66,36	20°	
	<i>C</i>	67,80	— 90°	+ 90°	65,28	180°	<i>D</i>	67,80	— 90°	— 100°	65,28	10°	
	<i>E</i>	68,44	— 90°	+ 80°	66,10	170°	<i>F</i>	67,90	— 75°	— 70°	66,06	5°	
	<i>G</i>	67,96	— 90°	+ 90°	66,06	180°	<i>H</i>	66,30	— 100°	— 100°	64,60	0°	
	<i>J</i>	66,30	— 95°	+ 80°	64,60	175°							
9	<i>A</i>	68,46	— 95°	+ 75°	67,11	170°	<i>B</i>	68,00	— 90°	— 90°	66,76	0°	
	<i>C</i>	68,30	— 95°	+ 80°	66,36	170°	<i>D<sub>2</sub></i>	68,30	— 90°	— 100°	66,36	10°	
	<i>E</i>	68,10	— 100°	+ 95°	66,14	195°	<i>F</i>	68,10	— 90°	— 100°	66,14	20°	
	<i>G</i>	67,40	— 90°	+ 100°	65,44	190°							
10	<i>A</i>	68,30	— 80°	+ 115°	67,26	195°	<i>A<sub>1</sub></i>	67,74	— 75°	— 90°	66,42	15°	
	<i>C</i>	68,60	— 75°	+ 100°	67,78	175°	<i>B<sub>1</sub></i>	68,60	— 60°	— 65°	67,78	5°	
	<i>E</i>	68,12	— 90°	+ 90°	66,58	180°	<i>D</i>	68,28	— 70°	— 90°	66,62	20°	
	<i>G<sub>1</sub></i>	68,80	— 90°	+ 90°	67,30	180°	<i>F</i>	68,80	— 90°	— 90°	67,30	0°	
	<i>L</i>	68,28	— 95°	+ 80°	66,74	175°	<i>H</i>	68,58	— 90°	— 100°	66,98	10°	
11	<i>A<sub>2</sub></i>	69,74	— 40°	+ 130°	68,20	170°							
	<i>C</i>	68,76	— 40°	+ 140°	67,64	180°	<i>B<sub>1</sub></i>	68,54	— 30°	— 30°	67,92	0°	
	<i>E<sub>2</sub></i>	68,26	— 40°	+ 140°	66,72	180°							
	<i>G<sub>2</sub></i>	69,36	— 45°	+ 135°	68,12	180°							
	<i>J<sub>2</sub></i>	68,76	— 50°	+ 100°	67,84	150°							
	<i>L</i>	69,40	— 30°	+ 120°	67,68	150°							

Die Minima lassen sich hier nicht mehr mit Sicherheit feststellen.



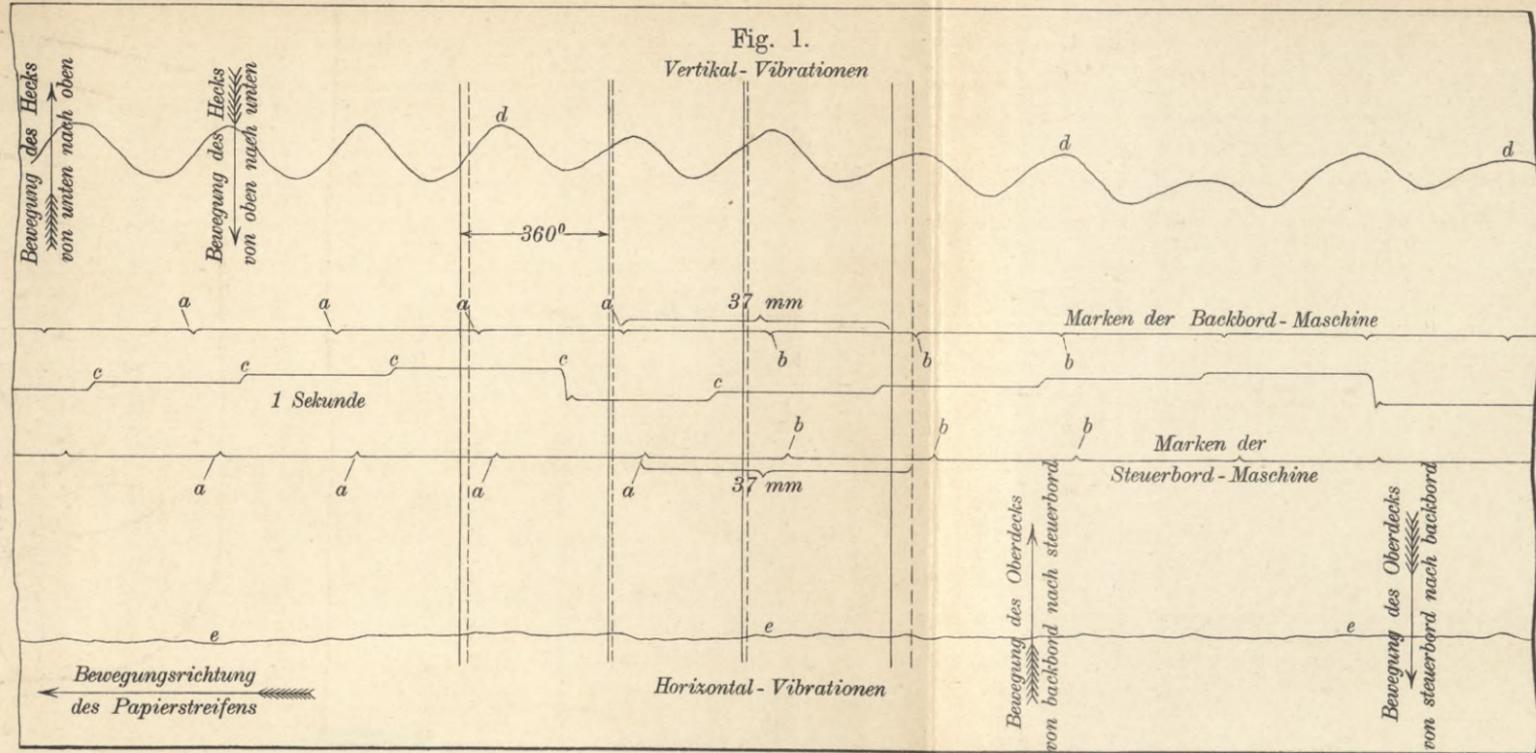


Fig. 3.

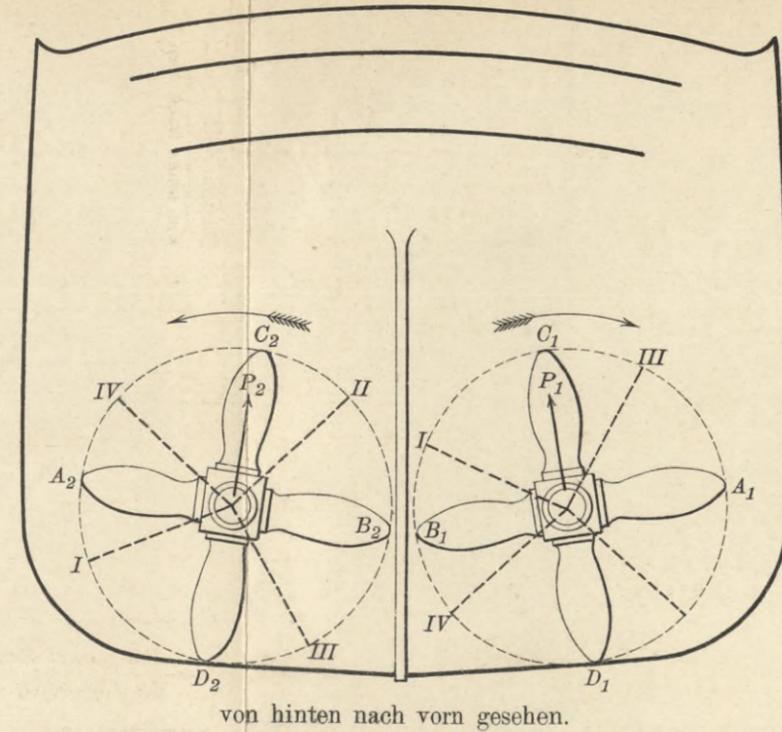


Fig. 4.

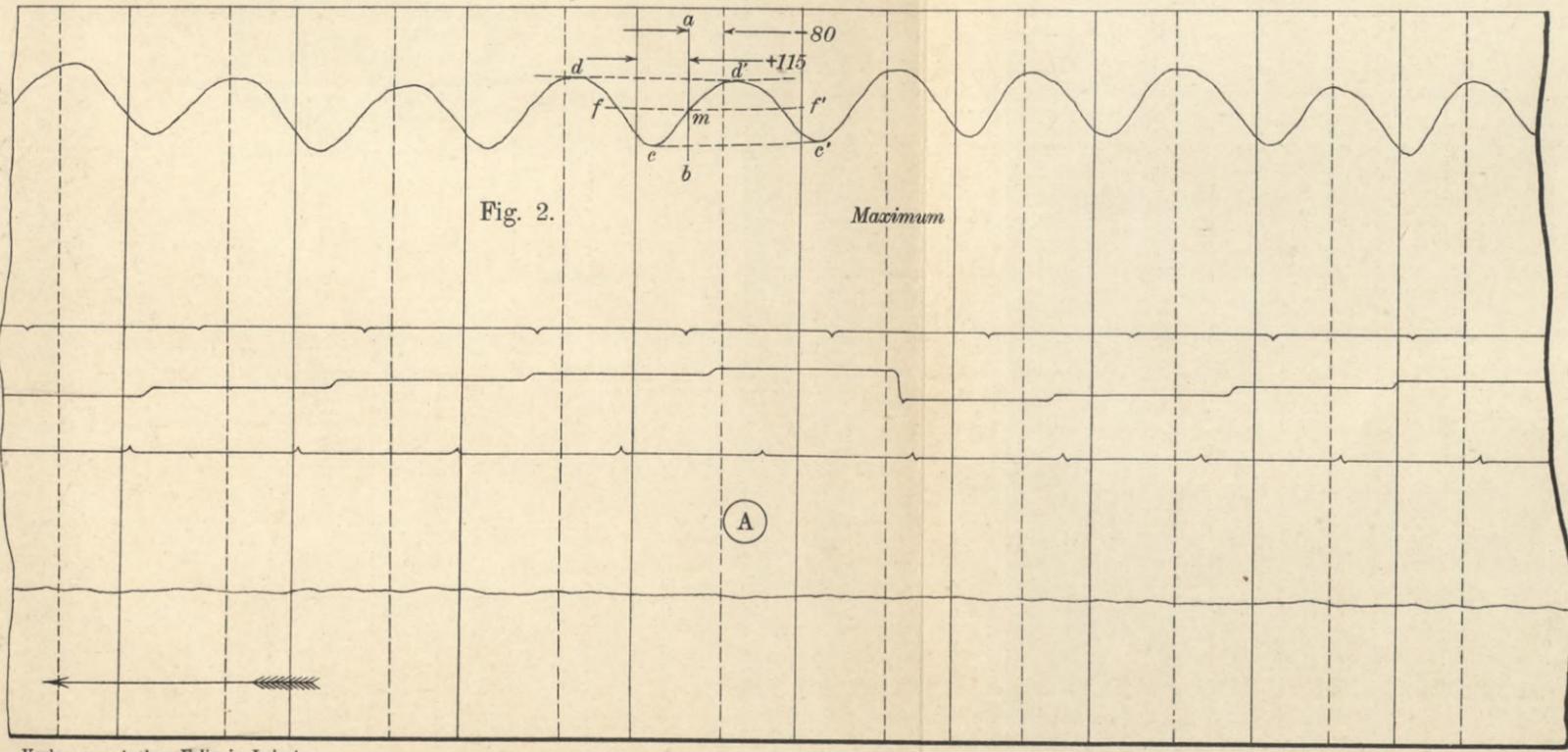
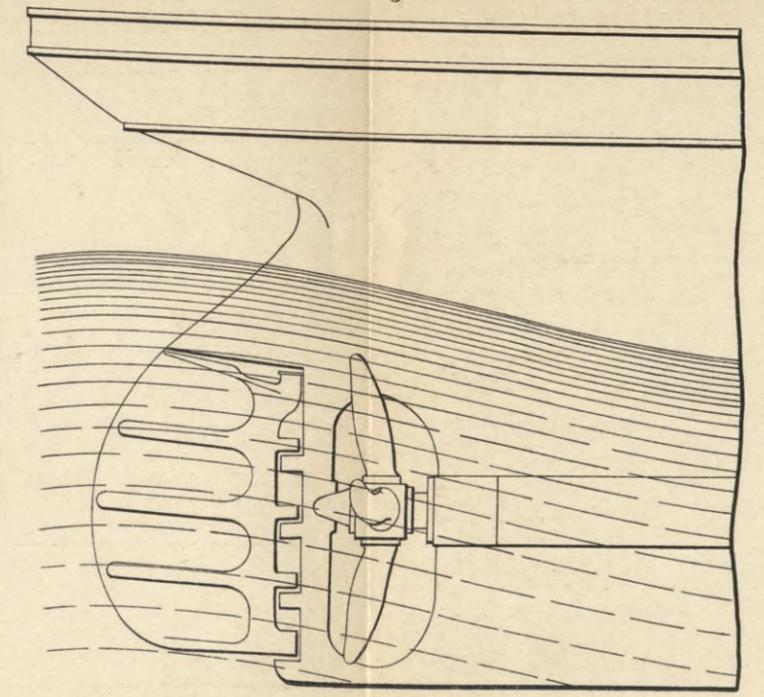
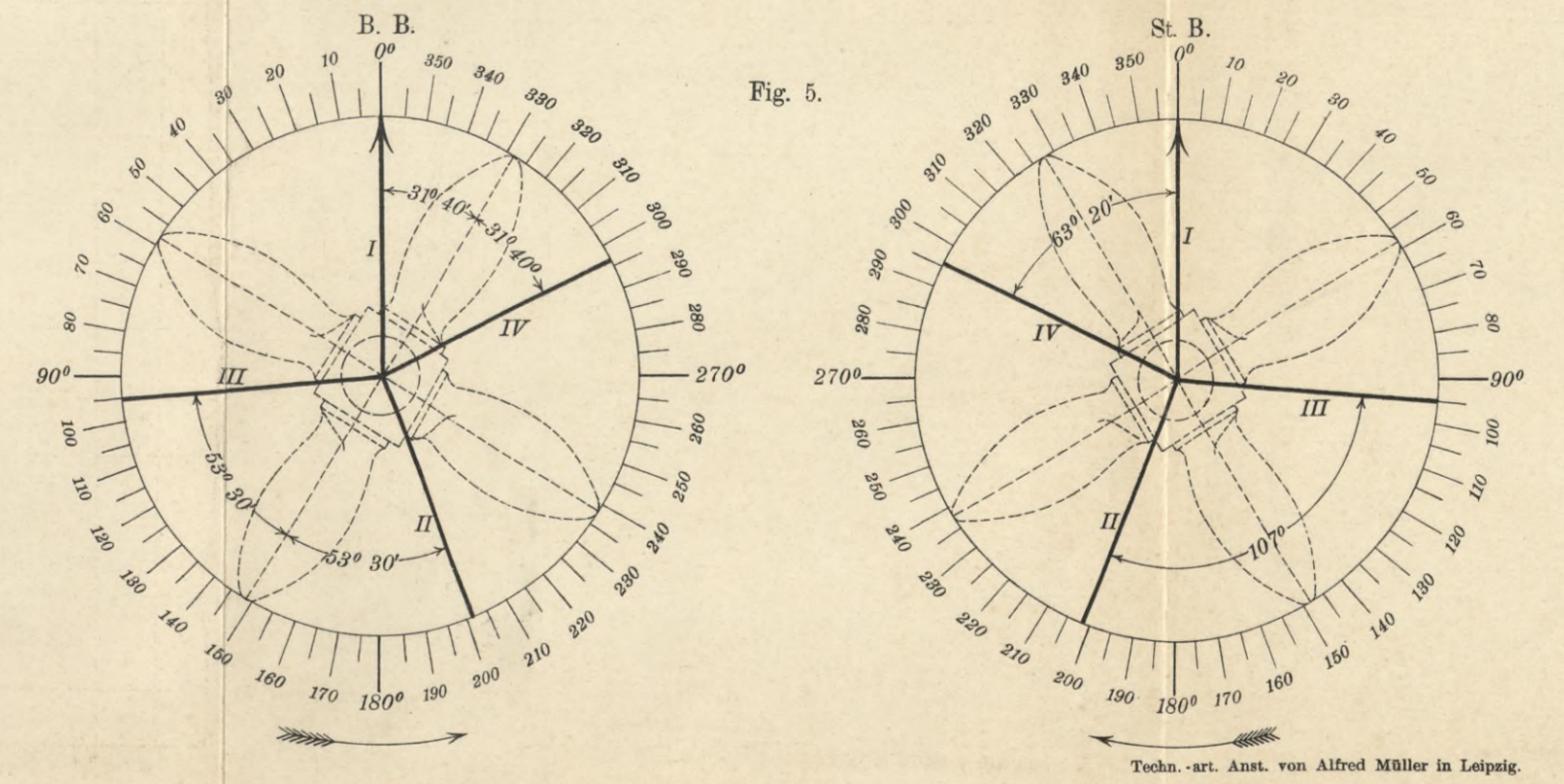
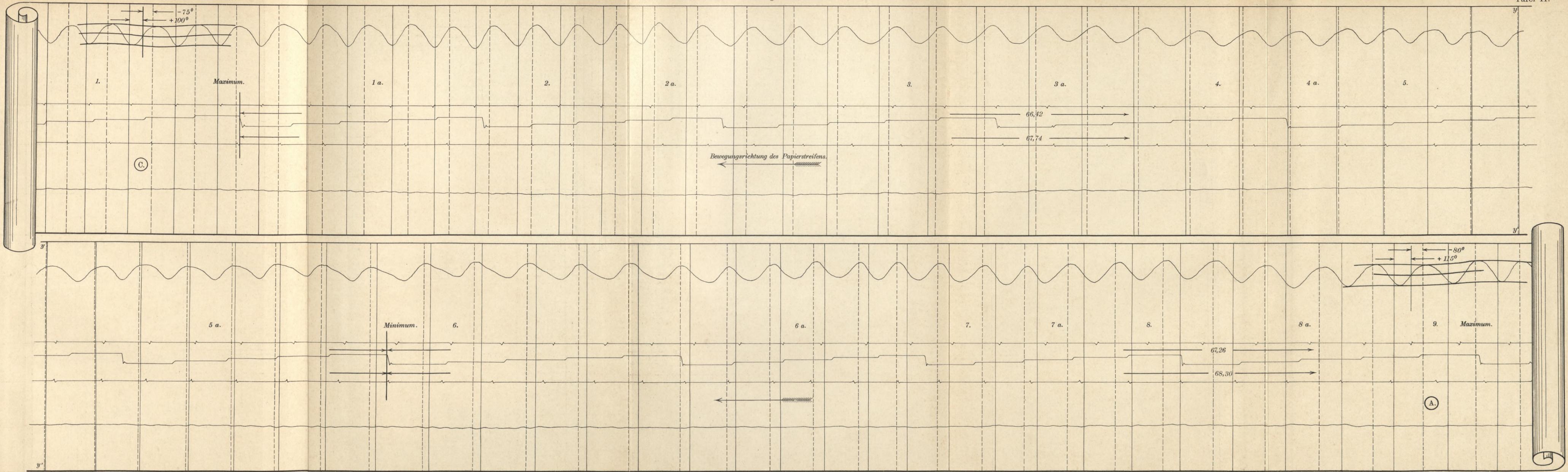


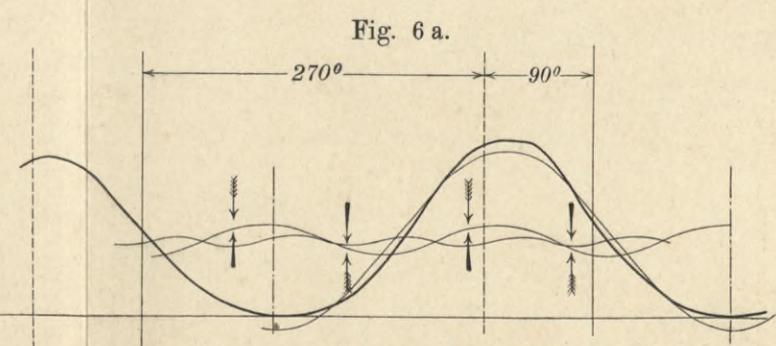
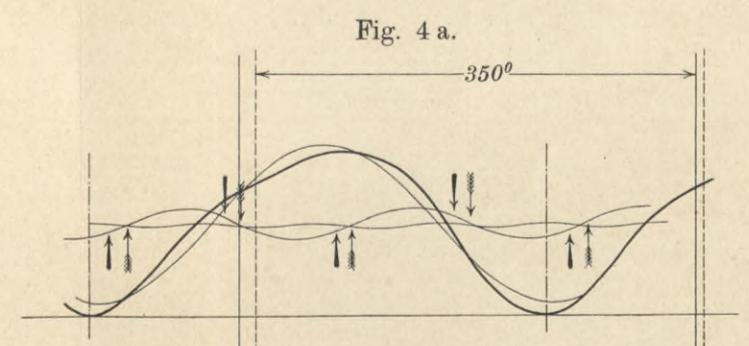
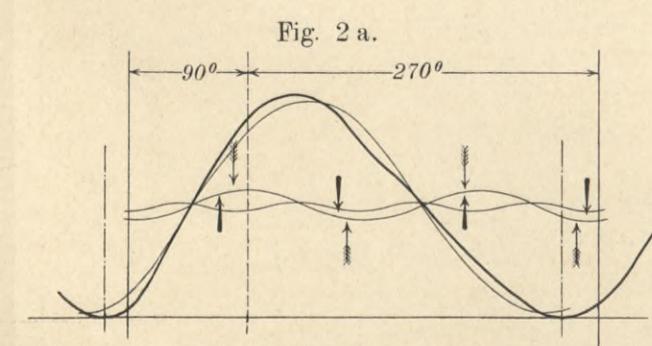
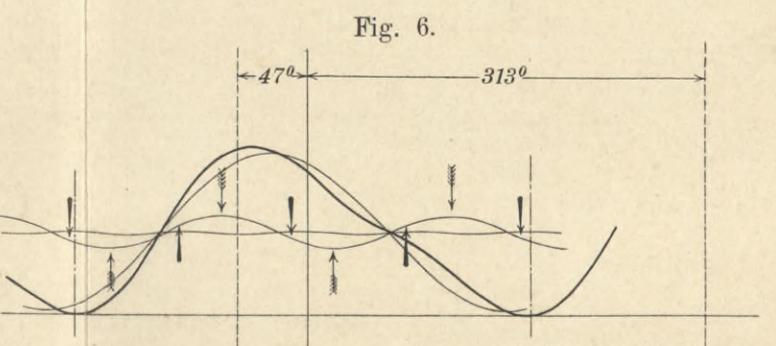
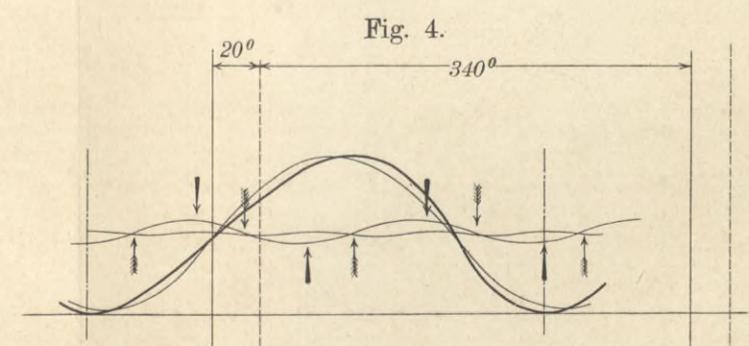
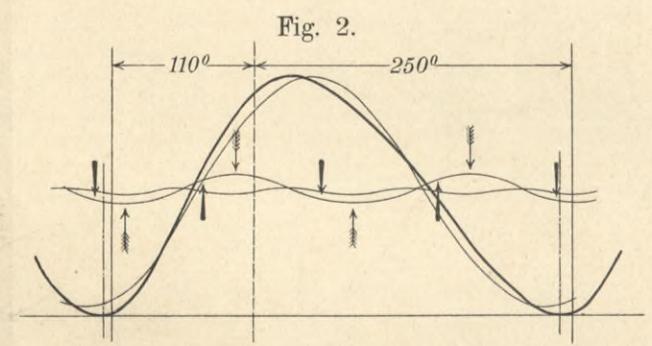
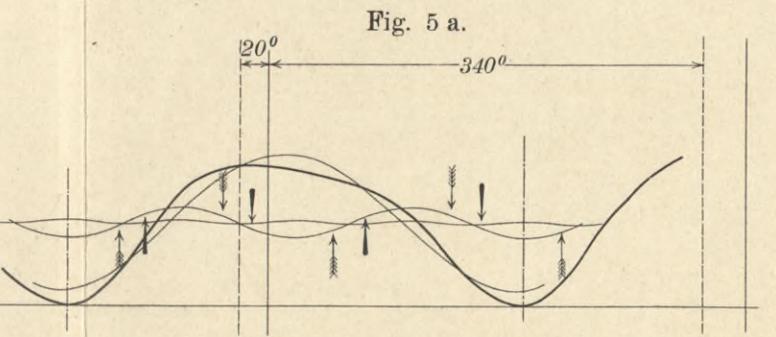
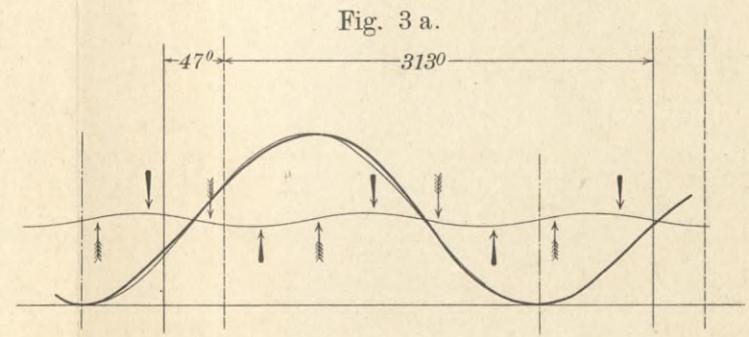
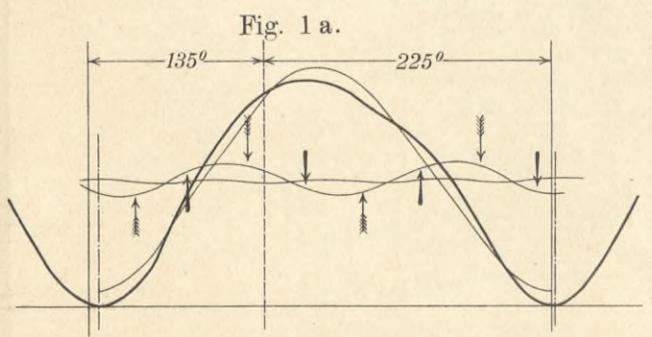
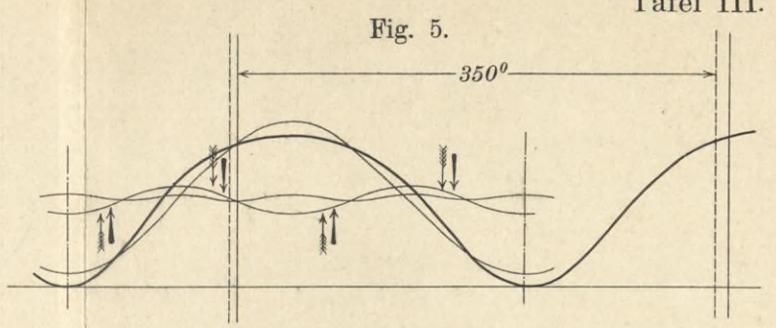
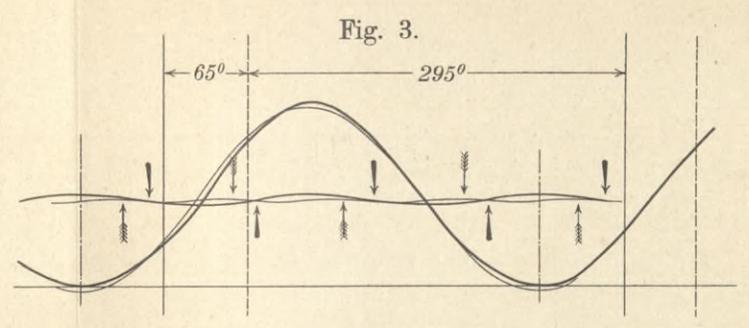
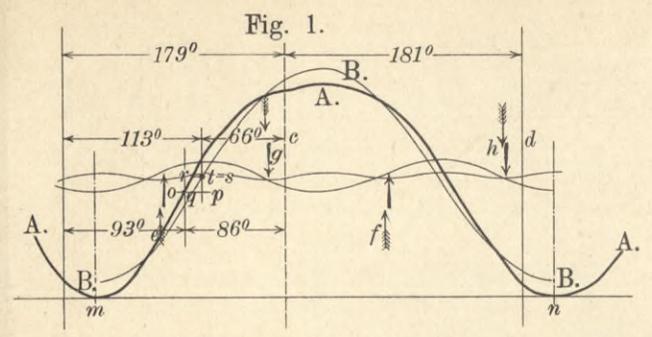
Fig. 5.



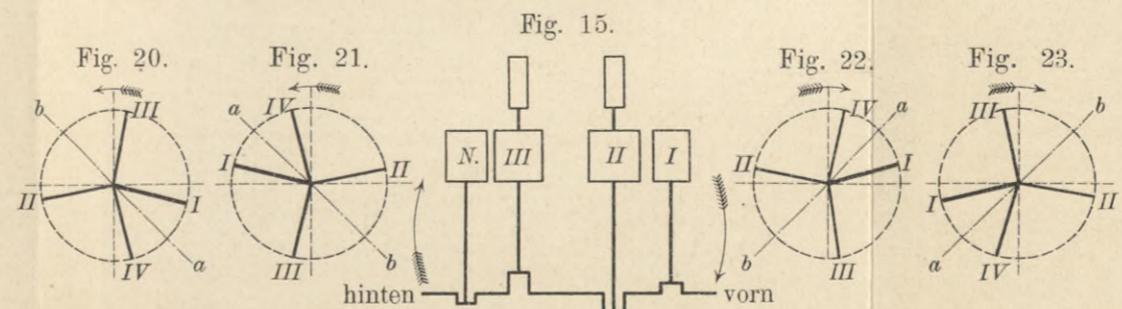
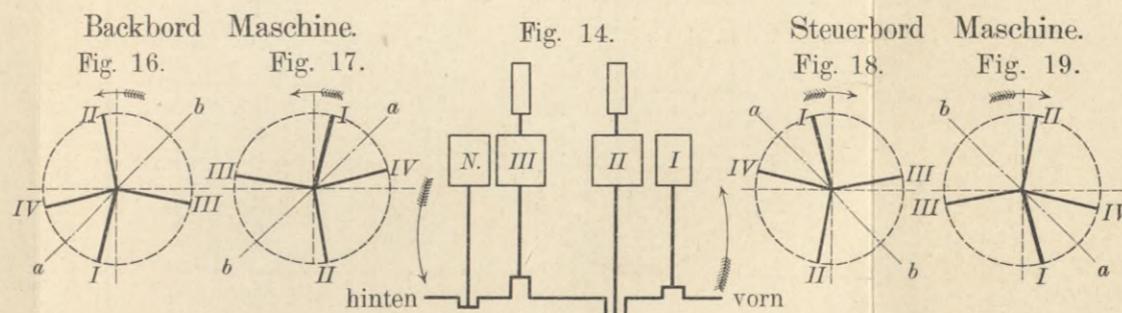
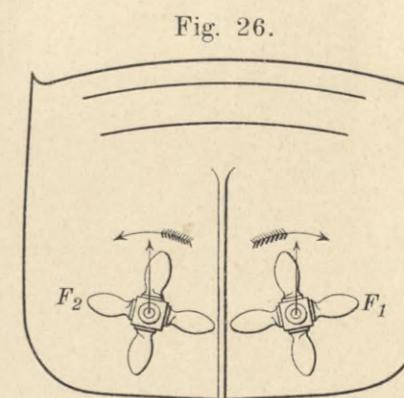
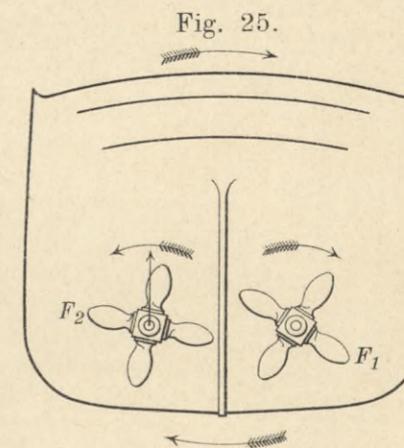
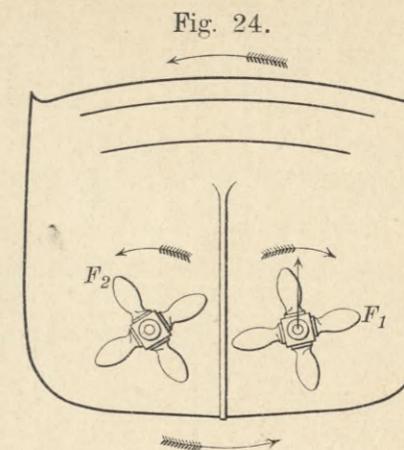
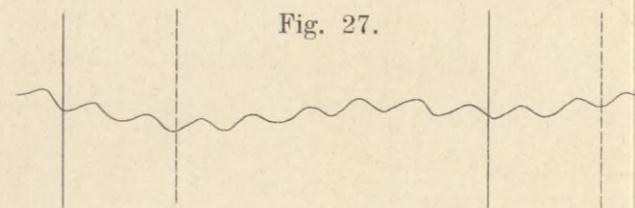
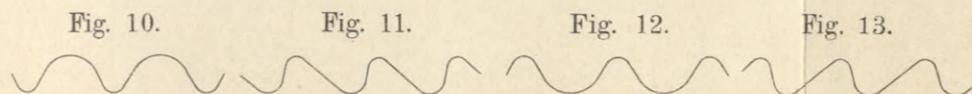
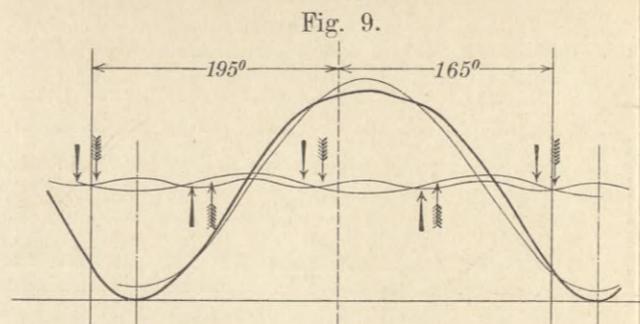
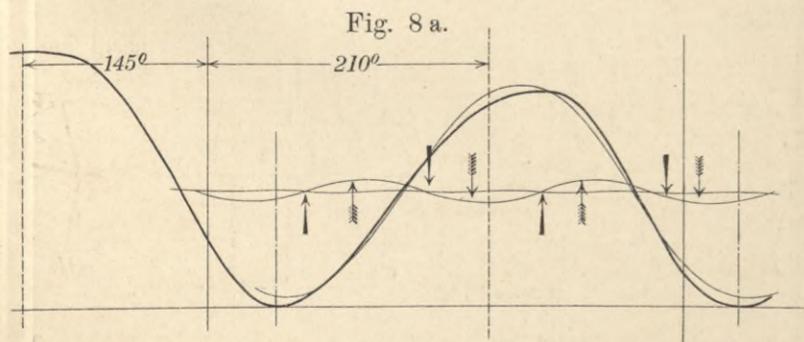
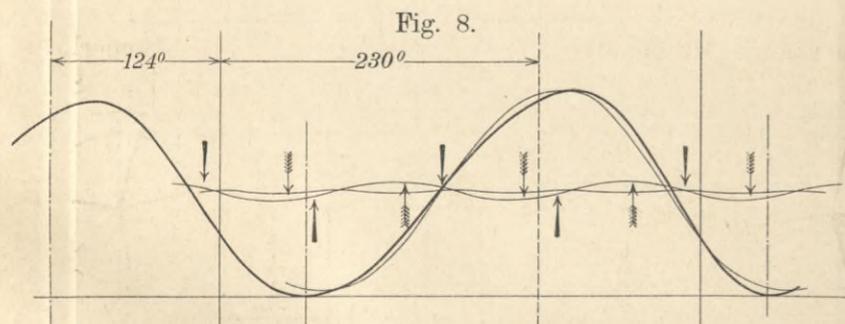
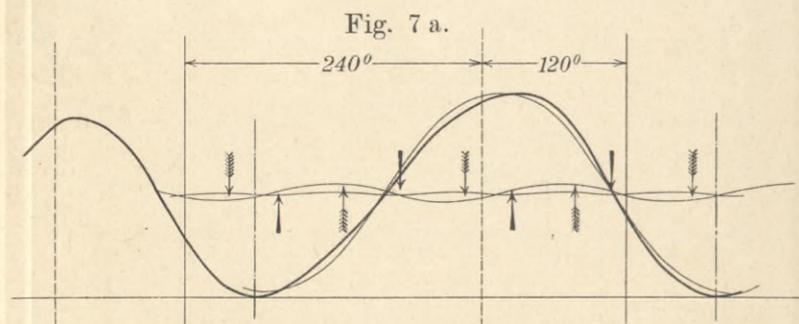
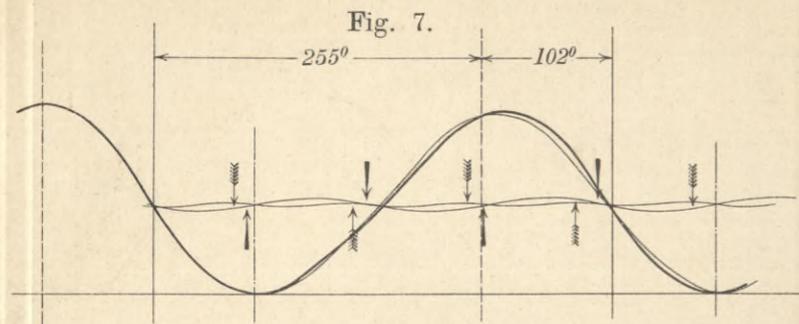












Die Kurbelstellungen von hinten nach vorn gesehen.





S. 61



WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inw.

31871

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

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000298380