

**Effektive Maschinenleistung
und effektives Drehmoment, und deren
experimentelle Bestimmung.**

(Mit besonderer Berücksichtigung großer Schiffsmaschinen).

Von der Königl. Technischen Hochschule zu München

zur

Erlangung der Würde eines Doktors der technischen Wissenschaften
(Doktor-Ingenieurs)

genehmigte Dissertation.

Vorgelegt von

Hermann Föttinger,
Diplom-Ingenieur.

Referent: Prof. Moritz Schröter.
Korreferent: Prof. Dr. August Föppl.

Berlin 1904.

Buchdruckerei H. W. Schade,
Schulzendorfer Straße 26.

*Seinem l. Vater
in Verehrung
der
Verfasser.*

Vorwort.

Die vorliegende Dissertation ist die ergänzte und durch Mitteilung neuerer Versuchsanordnungen erweiterte Bearbeitung eines Vortrages, der am 26. November 1902 vor der IV. Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft in der Technischen Hochschule Charlottenburg gehalten wurde. Dem Zuhörerkreise entsprechend, an den der Vortrag gerichtet war, gelten die Ausführungen in erster Linie für moderne Schiffsmaschinen-Anlagen, die durch zwei- bis sechskurbelige, schwingradlose Dampfmaschinen, eine oft 40 bis 60 m lange Wellenleitung und den am Ende derselben fliegend angeordneten, beträchtliche Schwungmassen enthaltenden Schraubenpropeller gekennzeichnet sind. Diese Beschränkung ist jedoch rein äußerlicher Art und im Wesen der Sache nicht begründet; vielmehr lassen sich die unten angegebenen Versuchsanordnungen ebensogut auch bei andern dynamischen Systemen verwenden, welche Wellenstücke von einiger Länge enthalten. Ja, es steht nichts im Wege, die Grundidee der Meßanordnungen, die Bestimmung effektiver Drehmomente aus der Torsion der Wellen, zu verallgemeinern und die im Maschinenbetrieb wirklich auftretenden Kräfte ganz allgemein aus der elastischen Deformation der Betriebsteile selbst, ohne Anwendung besonderer Meßfedern, experimentell festzustellen. Ich denke dabei z. B. an die Messung der auf ein Schwungrad übertragenen Kräfte aus der elastischen Federung der Radarme, an die Bestimmung des effektiven Propellerschubs aus der Federung des Drucklagers usw. usw.

Die praktische Ausgestaltung und Anwendung der neuen Meßapparate, die ich mit dem Namen »Torsionsindikatoren« bezeichnet und in dem Vortrage zum erstenmal veröffentlicht habe, ist inzwischen weiter fortgeschritten.

Während der ersten Reise des Schnelldampfers »Kaiser Wilhelm II.« nach New York im April 1903 wurden die Drehmomente und Effektivleistungen einer der 20000pferdigen Hauptmaschinen mit einem Torsionsindikator regelmäßig gemessen; bei der Uebergabeprobefahrt von S. M. Kreuzer »Hamburg« im Dezember 1903 diente ein anderer Apparat dieser Gattung zur Bestimmung der Effektivleistungen der 5000 pferdigen Backbord-Maschine. Auch auf einem Versuchs-

boot mit kleinen Elektromotoren haben sich die Apparate in Verbindung mit einem getrennt davon angeordneten Registrierapparat bewährt. Ueber die Konstruktion dieser neueren Ausführungen sind unten einige Angaben eingeschaltet, während ausführliche Mitteilungen darüber, sowie über die Versuchsergebnisse, auf der letzten Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft im November d. J. gegeben wurden.

Von besonderer praktischer Bedeutung versprechen die Apparate für Dampfturbinen-Schiffe zu werden. Die Maschinenleistung sämtlicher Schiffe mit Parsons- oder Rateau-Turbinen wurde bisher auf den Probefahrten, nach einem scheinbar mißglückten Versuch mit Torsionsdynamometern, ausschließlich aus Schleppversuchen mit Modellen des betreffenden Schiffes errechnet. Diese Bestimmungsmethode ist nicht gerade einwandfrei und zuverlässig, besonders wenn es sich um die Entscheidung solcher wichtiger Fragen handelt, welcher Antrieb, der mit Turbinen oder der mit Kolbenmaschinen, überlegen ist. Denn kein Fachmann würde wohl die analoge Bestimmung der Pferdestärken einer Kolbenmaschinenanlage als vollgültig anerkennen. Es mag daher die Mitteilung nicht uninteressant sein, daß bei den Abnahmeprobefahrten des Kreuzers »Lübeck« im Auftrag der kaiserlich deutschen Marine die Effektiv-Leistung der 10000pferdigen Parsons-Turbinenanlage durch 4 »Torsionsindikatoren« unmittelbar experimentell bestimmt werden wird. Ähnliche Apparate werden von der Stettiner Maschinenbau-Aktiengesellschaft »Vulcan« bei den Prüffeld- und Probefahrtsversuchen einer 6000pferdigen »A. E. G.«-Turbinenanlage für einen Schnelldampfer der Nordsee-Linie Verwendung finden. —

Allen Firmen, die mir in entgegenkommender Weise Material für die vorliegende Arbeit überlassen haben, ganz besonders der Stettiner Maschinenbau-Aktiengesellschaft »Vulcan«, möchte ich auch an dieser Stelle meinen besten Dank aussprechen.

Stettin, im November 1904.

Hermann Föttinger
Diplom-Ingenieur.

Ich stellte mir das Problem, einen Indikator zu konstruieren, der die Effektivleistungen aus einem selbsttätig aufgezeichneten Diagramm der tatsächlichen Drehkräfte zu bestimmen gestattet. Die praktisch erprobte Lösung des Problems wird durch den Torsionsindikator dargestellt. Daß der Weg dahin über eine Reihe von andern neuen, zum Teil allerdings recht komplizierten Meßanordnungen führte, die wieder andere Vorteile vereinigen, ist selbstverständlich.

Die meisten dieser Meßanordnungen waren beim Erscheinen der Frahm'schen Arbeit in allen Teilen ausgearbeitet, die Versuche an Bord konnten jedoch erst im September 1902 stattfinden, während die erste Veröffentlichung hierüber im November 1902 erfolgte.

Bevor ich auf die einzelnen älteren und neuen Methoden zur Bestimmung effektiver Leistungen und Drehmomente eingehe, sei kurz der

Unterschied zwischen effektiver und indizierter Maschinenleistung

berührt. »Indizierte Leistung« ist die vom Dampfe an die Kolben der Maschine abgegebene Leistung, welche sich in einfachster Weise aus den Dampfdruckdiagrammen berechnen läßt. Einem Strome vergleichbar fließt sie durch die Gestänge in die Kurbelwelle und durch die Laufwellenleitung nach ihrem Bestimmungsorte, dem Propeller. Unterwegs, an jeder Berührungsstelle beweglicher Teile, versickert ein Teil des ursprünglichen Energiestromes und nur ein Bruchteil, die »effektive Leistung«, erzwingt die nutzbringende Drehung der Schraube. Die zahlreichen Verluste veranschaulicht uns Fig. 1, deren Erläuterung wohl überflüssig ist. Hervorgehoben seien nur die Verluste durch Erzeugung von starken Schiffsschwingungen seitens der Maschine oder des Propellers, die bisher fast immer unerwähnt geblieben sind und für deren Bestimmung ich im Anhang eine exakte Methode gebe.

Eine allgemein gültige Definition der »effektiven Leistung« existiert vorläufig nicht; man versteht darunter entweder die Leistung in der Welle hinter der Maschine, oder hinter dem Drucklager, oder vor dem Stevenrohr, oder endlich die dem Propeller zugeführte Leistung. Im Schiffbau versteht man darunter häufig gar nur die vom Propeller verrichtete nützliche Schubleistung, die sich aus dem Drucklagerschub und der Schiffsgeschwindigkeit berechnen würde. Die gleiche Willkür herrscht bezüglich des prozentualen Verhältnisses von effektiver zu indizierter Leistung, das als »mechanischer Wirkungsgrad« bezeichnet wird.

Es wäre sowohl in wissenschaftlicher, wie in praktischer Hinsicht gleich wertvoll, wenn z. B. die »Schiffbautechnische Gesellschaft« nach dem Muster des »Verbandes deutscher Elektrotechniker« derartige Leistungsbezeichnungen normieren würde. Es dürfte sich empfehlen, die Leistung vor dem Stevenrohr als »Effektivleistung« zu bezeichnen, da dieselbe am leichtesten eine genaue Messung gestattet.

Bei der außerordentlichen Bedeutung, die der Kenntnis der effektiven Leistungen bei Festlegung der Maschinenkraft eines neuen Schiffes, bei Berechnung der günstigsten Propeller und besonders der Wellendimensionen zukommt, hat es nicht an Versuchen gefehlt, dieselben rechnerisch an Hand leicht zugänglicher, experimenteller Daten zu ermitteln. Der idealste Weg dazu wäre die

Berechnung der Einzelverluste,

eine Methode, die für moderne Dynamos und Motoren mit solchem Erfolge Anwendung findet, daß man die Wirkungs-

grade größerer Typen mit Sicherheit auf 0,5 bis 1 vH vor-ausberechnen kann.

Bei Dampfmaschinen besteht der angedeutete Weg in einer Berechnung der einzelnen Reibungskräfte aus Gesamtdruck und Reibungskoeffizient. Besonders über Zapfenreibung liegen ausführliche Versuche aus neuester Zeit vor. Die Figuren 2 und 3 sind z. B. Vergleichsversuchen der Stettiner Maschinenbau-Aktiengesellschaft »Vulcan« entnommen, die mit verschiedenen Weißmetallsorten auf Stahlzapfen bei mäßiger Gleitgeschwindigkeit und hohen Flächendrücken angestellt wurden. Besondere Erwähnung verdienen dabei die ausgezeichneten Untersuchungen von Stribeck¹⁾ und Lasche²⁾.

All diese Versuche gelten jedoch zunächst nur für konstante Druck- und Drehungsrichtung und konstante Druckgröße.

Die Zapfen der Kolbendampfmaschine arbeiten aber unter ganz andern Betriebsbedingungen. Infolge der wechselnden Druckrichtung werden die Zapfen zweimal pro Umdrehung von den Lagerschalen abgehoben und das Öl in die entstehende Fuge eingesogen, wodurch völlig verschiedene Schmierungs- und Reibungsverhältnisse eintreten. Die Un-

Fig. 2.

Weißmetall-Legierung I. — Reibungsversuche.

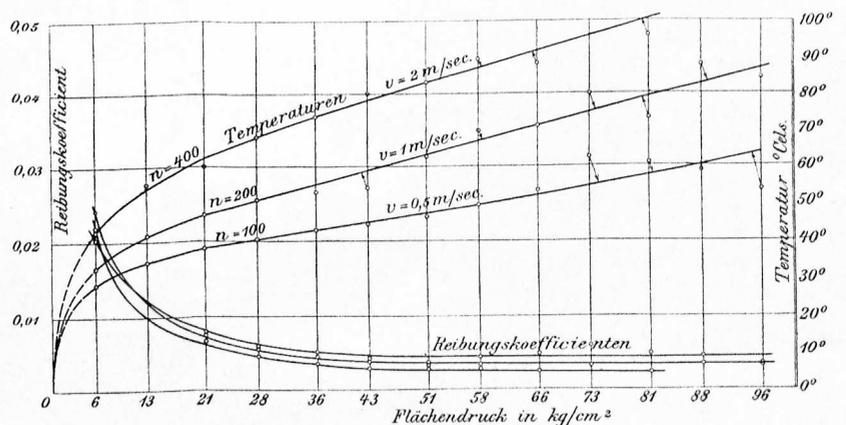
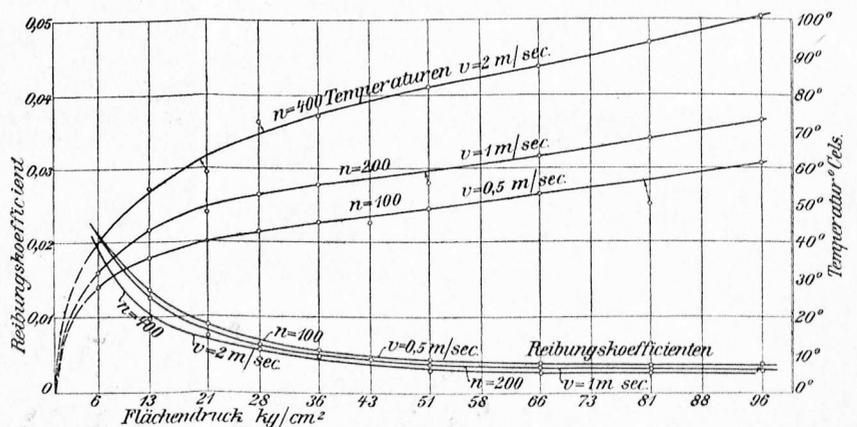


Fig. 3.

Weißmetall-Legierung II. — Reibungsversuche.



bestimmtheit der wirklichen Flächendrücke im Drucklager, die Unkenntnis der Reibungszahlen moderner Schieber und Stopfbuchsen und der durch Schiffsschwingungen absorbierten Energiemengen läßt eine derartige Berechnung der Einzelverluste vorläufig als praktisch wertlos erscheinen.

¹⁾ Stribeck, Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902 S. 1341.

²⁾ Lasche, Versuche mit Lagern für hohe Geschwindigkeit, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901 S 1269

Von größerer Bedeutung ist jetzt schon eine

Berechnung der Effektivleistung aus der Leerlaufarbeit.

Für stationäre Maschinen liefert die bekannte Formel

$$N_i = N_l + \delta \cdot N_e + N_e^1)$$

die zu jeder indizierten Leistung N_i gehörige Effektivleistung N_e in der Form

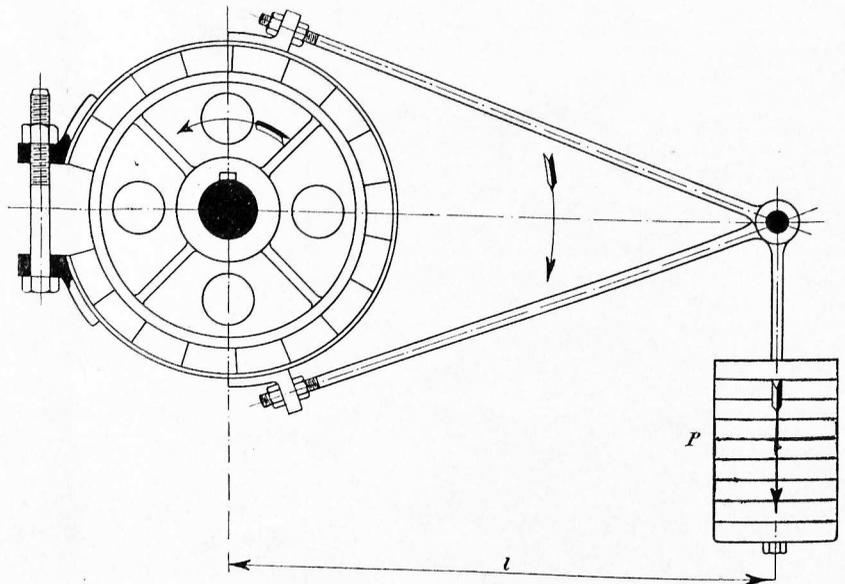
$$N_e = \frac{N_i - N_l}{1 + \delta}$$

und zwar für konstante Tourenzahl und wechselnde Belastung.

Bei Schiffsmaschinen entspricht jedoch jeder Belastung eine andere Tourenzahl. Man hat daher an Hand roher Annahmen über die Abhängigkeit der Leistung von der Tourenzahl die Formel den Verhältnissen der Schiffsmaschinen anzupassen versucht. Die so entstandenen höchst komplizierten Formeln entbehren jedoch vorläufig des experimentellen Beweises für moderne Schiffsmaschinen.

Ein interessanter Weg, um durch Indizieren Einblicke in den Verlauf der Wirkungsgrade bei wechselnden Belastungen zu gewinnen, ist von französischen Ingenieuren eingeschlagen worden. Arbeiten nämlich auf eine Welle zwei voneinander unabhängige Maschinen, wie dies bei amerikanischen und französischen Kriegsschiffen und dem Schnelldampfer »Kaiser Wilhelm II« der Fall ist, so läßt sich

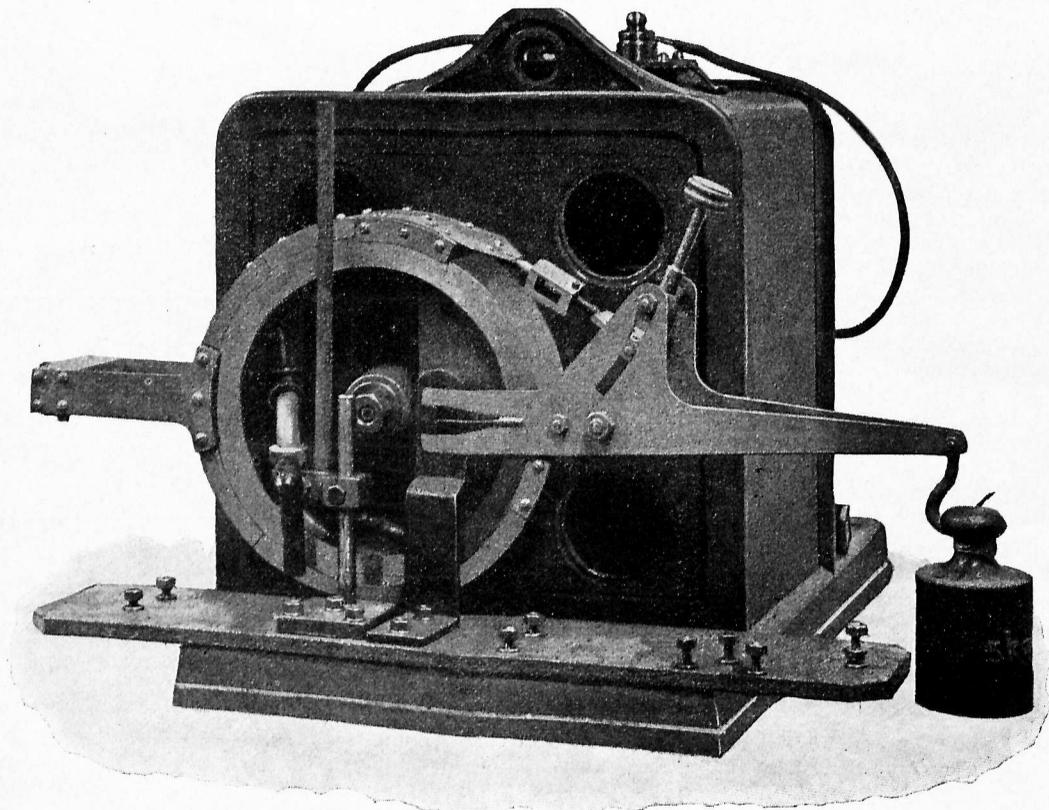
Fig. 4.
Prony'scher Zaum.



Fall, wobei jede Maschine die Hälfte leistete, wurde die indizierte Gesamtleistung pro Schraube größer gefunden, als im zweiten Fall. Es wurden so die oben erwähnten Formeln geprüft.

Fig. 5.

Regulierbare Bandbremse mit selbsttätiger Verhütung des Festbrennens.



die gleiche (verminderte) Geschwindigkeit entweder mit zwei Maschinen oder mit einer allein erzeugen. Im ersteren

¹⁾ N_i = indizierte Leistung; N_l = Leerlaufleistung; N_e = effektive Leistung; δ eine Erfahrungszahl,

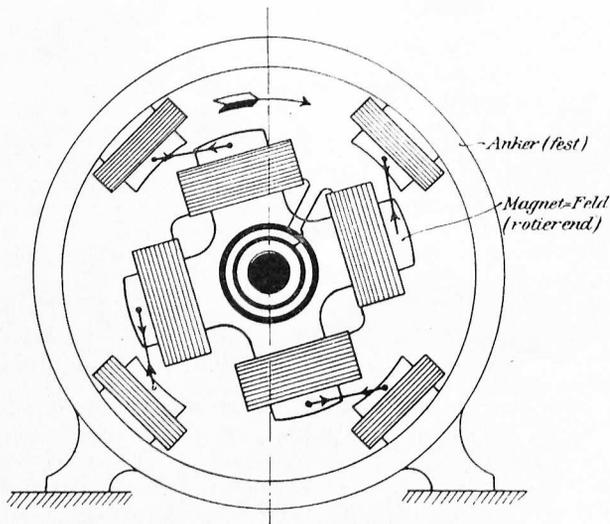
Das Verfahren läßt sich verallgemeinern. Die gleiche Tourenzahl kann durch irgend eine beliebige Verteilung der Leistung auf die vordere und hintere Maschine erzielt werden; ja, man kann darin so weit gehen, die eine Maschine auf rückwärts, d. h. der andern entgegen zu steuern, so

daß nur die Differenz der Drehmomente zum Propeller gelangt.

Im Prinzip ist sogar das Experiment möglich, bei abgekuppeltem Propeller die vollen Maschinenkräfte gegeneinander zu schalten. Der Ueberschuß der stär-

Fig. 6.

Schematische Darstellung der Bremswirkung einer Wechselstrommaschine.



keren Leistung, welche die Drehung erzwingt, über die geringere gäbe die indizierte Leistung, welche zur Ueberwindung der Reibungen beider Maschinen für volle Kraft nötig ist, d. h. man würde direkt die indizierten Gesamtverluste und damit die effektive Leistung erhalten.

Die außerordentliche Gefährlichkeit dieses Manövers würde leider das hochinteressante Experiment verbieten.

Die Methode würde ein interessantes Analogon zu einer in der Elektrotechnik bekannten Prüfungsweise elektrischer Maschinen darstellen, die dort als indirekte elektrische Methode bezeichnet wird¹⁾.

Der älteste direkt experimentelle Weg zur Bestimmung effektiver Leistungen ist die

Bremung.

Bekanntlich wird hier das von der Maschine erzeugte Drehmoment unmittelbar durch einen Gewichtshebel gemessen und die gesamte Leistung durch mechanische, hydraulische oder elektrische Reibung in Wärme umgesetzt.

Die Hauptnachteile der primitivsten Form der Bremse, des Prony'schen Zaumes (Fig. 4), die un stetigen Reibungsverhältnisse und das häufige Festbrennen des Bandes werden geschickt vermieden in der Bandbremse von Siemens & Halske²⁾ (Fig. 5). Bei eintretender Neigung zum Festbrennen

wird die Spannung des Bandes von selbst durch Anschlagen des inneren Hebelendes vermindert.

Die Kühlung erfolgt getrennt von der Schmierung auf der Innenseite der Bremsscheibe.

Ungleich eleganter wird das Problem gelöst durch die neuesten Konstruktionen der Wirbelstrom- und hydraulischen Bremsen.

Die ersteren verwenden statt mechanischer Reibung die unsichtbare Kraftwirkung zwischen Magnet und Anker einer Dynamomaschine (Fig. 6). Ein starker Widerstand gegen Drehung tritt ein, sobald die stromerzeugende Wicklung kurzgeschlossen wird. Wäre der feststehende Anker um die Welle drehbar aufgehängt, so würde er infolge der magnetischen Zugkräfte in kurzer Zeit die Tourenzahl der Welle annehmen; durch einen Hebel mit Gewichtsbelastung läßt sich dies vermeiden und das erzeugte Drehmoment und damit die Leistung messen.

Die konstruktive Verwirklichung dieses Gedankens zeigt die Wirbelstrombremse von Siemens & Halske¹⁾ (Fig. 7) und von E. H. Rieter²⁾ (Fig. 8 bis 10).

Beide besitzen feststehende bzw. um einen kleinen Winkel drehbare Magnete, erstere als Anker eine rotierende Kupferscheibe, letztere eine eiserne Trommel mit Kühlrippen. Eine besondere Ankerwicklung ist nicht vorhanden, vielmehr verlaufen die erzeugten Ströme in geschlossenen Wirbellinien auf der metallischen Mantelfläche des Ankers.

Die Regulierung auf bestimmte Tourenzahlen erfolgt durch Aenderung des Magnetstromes. Die Figuren lassen deutlich die Hebel zur Messung des Drehmoments erkennen. Die Abführung der erzeugten Wärme geschieht nur durch die Luft, wodurch der Betrag der maximal zu absorbierenden Leistung beschränkt ist. Bei dem Fehlen einer isolierten Ankerwicklung darf die zulässige Temperaturerhöhung allerdings ziemlich hoch gewählt werden.

Das hydraulische Dynamometer von Froude (Fig. 11

bis 13) absorbiert die zugeführte Leistung durch intensiv gesteigerten Wasserwirbel. In einem geschlossenen mit Wasser gefüllten Gehäuse rotiert ein Laufrad. Gehäuse und Laufrad sind mit sich gegenüberliegenden Kanälen von halb elliptischem Querschnitt ausgerüstet, welche durch schräge Querwände in einzelne Zellen zerfallen. Bei eintretender Rotation der Welle wird das Wasser in den Zellen des Laufrades durch Zentrifugalkraft nach außen geschleudert, tritt unter Stoß in die Zellen des Gehäuses ein, wird in der Nähe der Achse

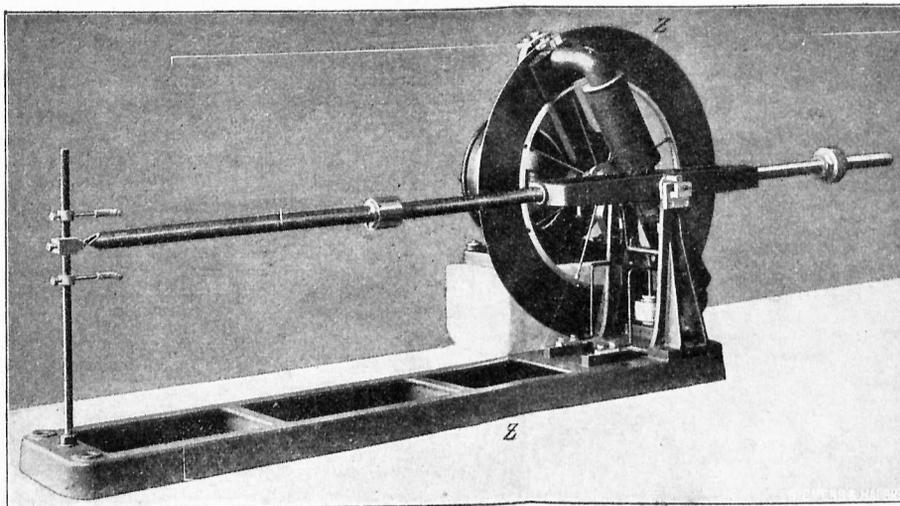
raschere Wirbelbewegung versetzt.

Das Gehäuse liegt in einer Rollenführung um die Welle drehbar und hat, infolge der starken Wasserstöße auf seine Zellen, eine lebhaftere Tendenz, an der Rotation des Laufrades teilzunehmen. Durch einen Gewichtshebel wird das so übertragene Drehmoment ausbalanciert und gemessen.

Die Regulierung erfolgt durch dünne Blechschilder, die zwischen Gehäuse und Laufrad mittels der horizontalen

Fig. 7.

Wirbelstrombremse von Siemens & Halske (großes Modell).



¹⁾ Vergl. Normalien zur Prüfung von elektr. Maschinen und Transformatoren 1901 § 38.

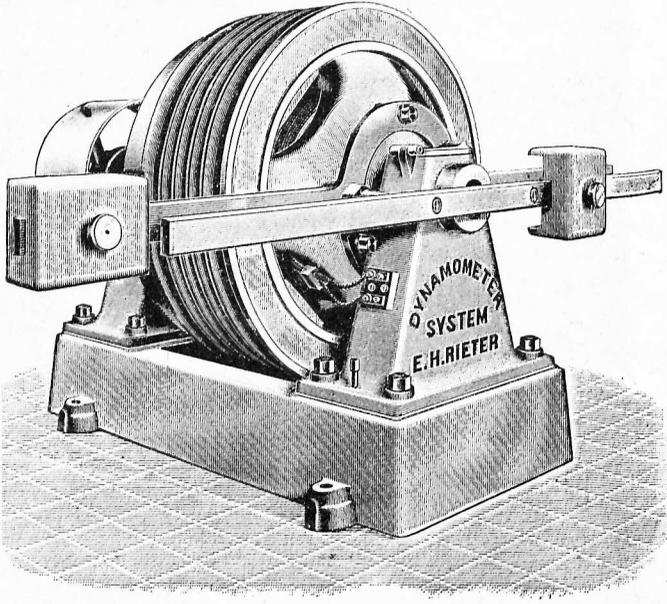
²⁾ Vergl. F. Hubert, Elektrotechnische Zeitschrift 1901 S. 339.

¹⁾ Vergl. Elektrotechnische Zeitschrift, Mitteilungen Nr. 32 von Siemens & Halske, 7 August 1902.

²⁾ Vergl. Elektrotechnische Zeitschrift 1901 S. 194.

Fig. 8 bis 10.

Präzisions-Bremsdynamometer von E. H. Rieter.



daß nur das mittlere effektive Drehmoment, nicht die Schwankungen desselben während jeder Umdrehung, bestimmbar sind.

Um auch diese der Messung zugänglich zu machen, mußte man bisher zu den

Einschalte-Dynamometern

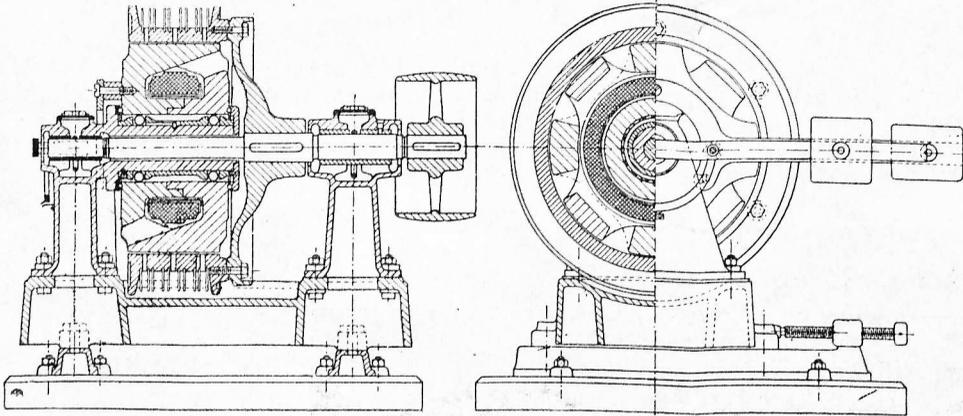
seine Zuflucht nehmen. Bei denselben wird die Welle unterbrochen und eine Vorrichtung zwischengeschaltet, welche das übertragene Drehmoment mithilfe von Gewichten oder Federn bestimmt.

Aus der beträchtlichen Zahl der Konstruktionen seien nur zwei typische Beispiele erwähnt, die für Schiffsmaschinen in Frage kommen könnten.

Das Zahndruck-Dynamometer von White ist in Fig. 14 schematisch dargestellt. Die beiden Planetenräder *a* und *b* sitzen lose auf einem um das Wellenmittel drehbaren Arm und übertragen das von Kegelrad I abgegebene Drehmoment an II. Voraussetzung ist dabei, daß der gemeinschaftliche Arm durch eine entsprechende äußere Kraft an der Drehung selbst verhindert ist; andernfalls würde er einfach rotieren, ohne Energie zu übertragen. Es läßt sich leicht beweisen, daß zum Festhalten des Armes ein Drehmoment $P \times R$ gleich dem doppelten von der Welle übertragenen Moment nötig ist.

Da nun letzteres starken Schwankungen unterliegt, so wird ein ruhiger Gleichgewichtszustand des Hebels unmöglich sein, ganz abgesehen von den starken Stößen und Geräuschen der Zahnräder.

Durch Anwendung von Federn statt der Gewichte ließe sich das Instrument registrierend machen; indessen dürfte die Kraftübertragung durch doppelte Zahnräderübersetzung schon bei 100 Pferden für Schiffsmaschinen mit größten Schwierigkeiten verknüpft sein. Dazu kommt, daß der Drehsinn der Welle umgekehrt wird und daß ein Teil der zugeführten Energie in den Zahnrädern verloren geht.



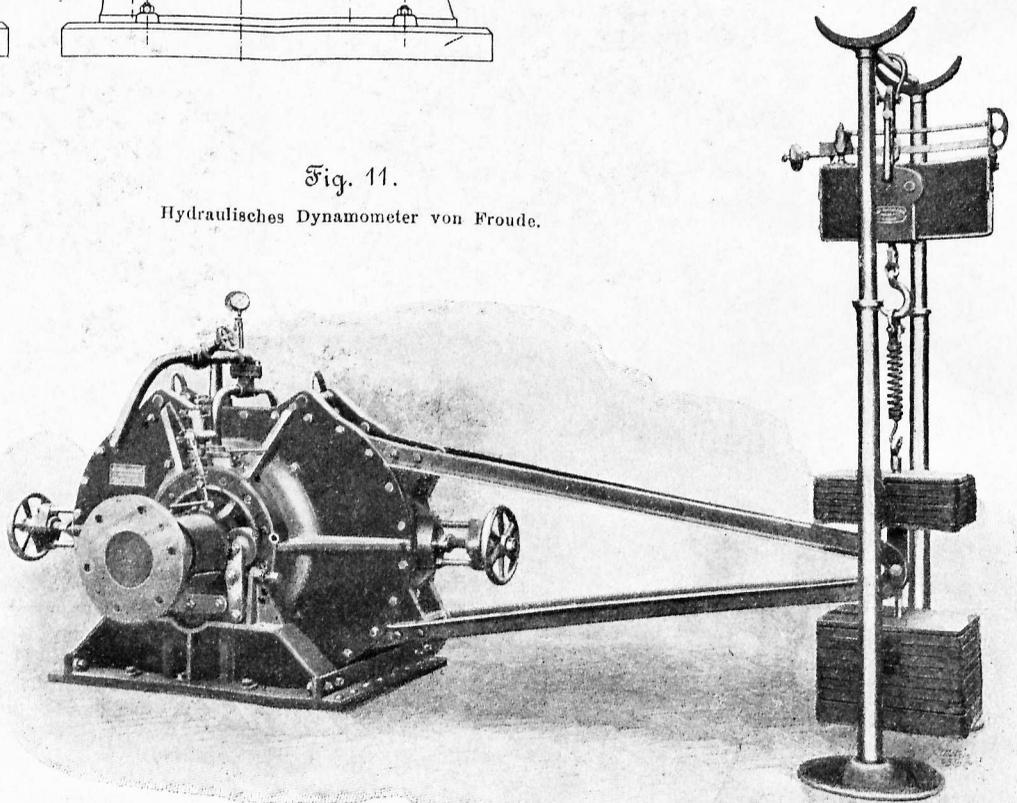
Schraubenspindeln eingeschoben werden. Nach Angaben der Firma Heenan & Froude, Birmingham, vermag ein Wasserdynamometer von 770 mm Laufraddurchmesser eine Effektivleistung von 1100 Pferdestärken bei 350 Touren zu vernichten, was einer kleineren Torpedobootsmaschine entspricht.

Eine Bremsung von Schiffsmaschinen ist selbst bei ganz kleinen Leistungen wegen des Fehlens eines Schwungrades sehr schwierig; sie erfordert teure und umständliche Vorbereitungen und ist bei größeren Leistungen gefährlich und mit Rücksicht auf die notwendige Energievergeudung kostspielig.

Ein großer Nachteil der Bremsung besteht ferner darin, daß die Effektivleistung dabei nicht während des eigentlichen Betriebes gemessen werden kann und

Fig. 11.

Hydraulisches Dynamometer von Froude.



Auf gänzlich verschiedenem Prinzipie beruhen die Torsionsdynamometer, schematisch dargestellt in Fig. 15. Die Kraftübertragung von Scheibe I nach II erfolgt durch Spiral- oder Blattfedern, aus deren Dehnung die Größe des augenblicklichen Drehmomentes, ähnlich dem Dampfdrucke bei Indikatoren, bestimmt wird.

Eine der Hauptschwierigkeiten bei derartigen Apparaten liegt darin, die relative Verschiebung der rotierenden Scheiben, aus der wir das augenblickliche Drehmoment ersehen können, nach dem ruhenden Standorte des Beobachters zu übertragen und eventuell aufzuzeichnen. Man hat dazu einen die hohle Welle durchsetzenden Stift oder eine Art Regulatorhülse verwendet.

Die vorliegende, von Ayrton und Perry gegebene Lösung benutzt einen kleinen Winkelhebel mit glänzendem Knöpfchen *k* am Ende, der bei einer Relativverdrehung nach außen gedreht wird; aus dem Durchmesser des vom Knöpfchen beschriebenen Kreises läßt sich mithilfe eines festen, geeichten Maßstabes das Drehmoment leicht, wenn auch nur ungenau, bestimmen. Eine Anzeichnung des Verlaufes der Drehmomente während einer Umdrehung ist dagegen mit dem Apparate unmöglich. Wir werden der geschilderten Schwierigkeit nochmals bei Gelegenheit des Torsionsindikators begegnen, wo sie sich in höchst einfacher Weise hat umgehen lassen.

Wenngleich bei Bestimmung der Effektivleistungen mit Einschaltedynamometern die normalen Betriebsverhältnisse weit mehr als bei Bremsungen beibehalten werden, so stehen doch die Kosten und Gefahren in keinem Verhältnis zum Werte der Resultate. Denn ein Bruch der Federn bedeutet einen Wellenbruch. Außerdem ist es praktisch ganz unmöglich, die Apparate auch bei höheren Tourenzahlen genau auszubalanzieren und die Federn und sonstigen Uebertragungsteile so anzuordnen, daß schädliche Deformationen und Reibungen nicht entstehen.

Es ist mir daher aus der modernen Schiffsmaschinenpraxis nur der Fall der „Turbinia“ bekannt, wo Einschaltedynamometer zur Messung der Turbinenleistung anfänglich verwendet, später aber wieder entfernt wurden. Daß sich solche Dynamometer nicht bewährt haben, geht daraus hervor, daß auch bei allen neueren Schiffen mit Parsons- und Rateau-Turbinen ausnahmslos die Turbinenleistung aus der durch Modellschleppversuche erhaltenen nützlichen Schubleistung errechnet wurde, sodaß die Angaben für Dampf- und Kohlenverbrauch pro Pferdestärke nicht gerade zuverlässig genannt werden können.

Für Bestimmung des Verlaufes der Drehmomente innerhalb einer Umdrehung liefern die Einschaltedynamometer bei Schiffsmaschinen direkt falsche Resultate.

Die experimentellen Untersuchungen von Frahm, wie meine eigenen, haben nämlich in Uebereinstimmung mit der Theorie unwiderleglich bewiesen, daß die in den Wellen auftretenden effektiven Drehmomente ausschließlich durch Torsionsschwingungen der Kurbel- und Propellermassen bedingt sind.

Durch Einschalten der elastischen Dynamometerfedern wird nun die Steifigkeit und damit die Schwingungszahl der

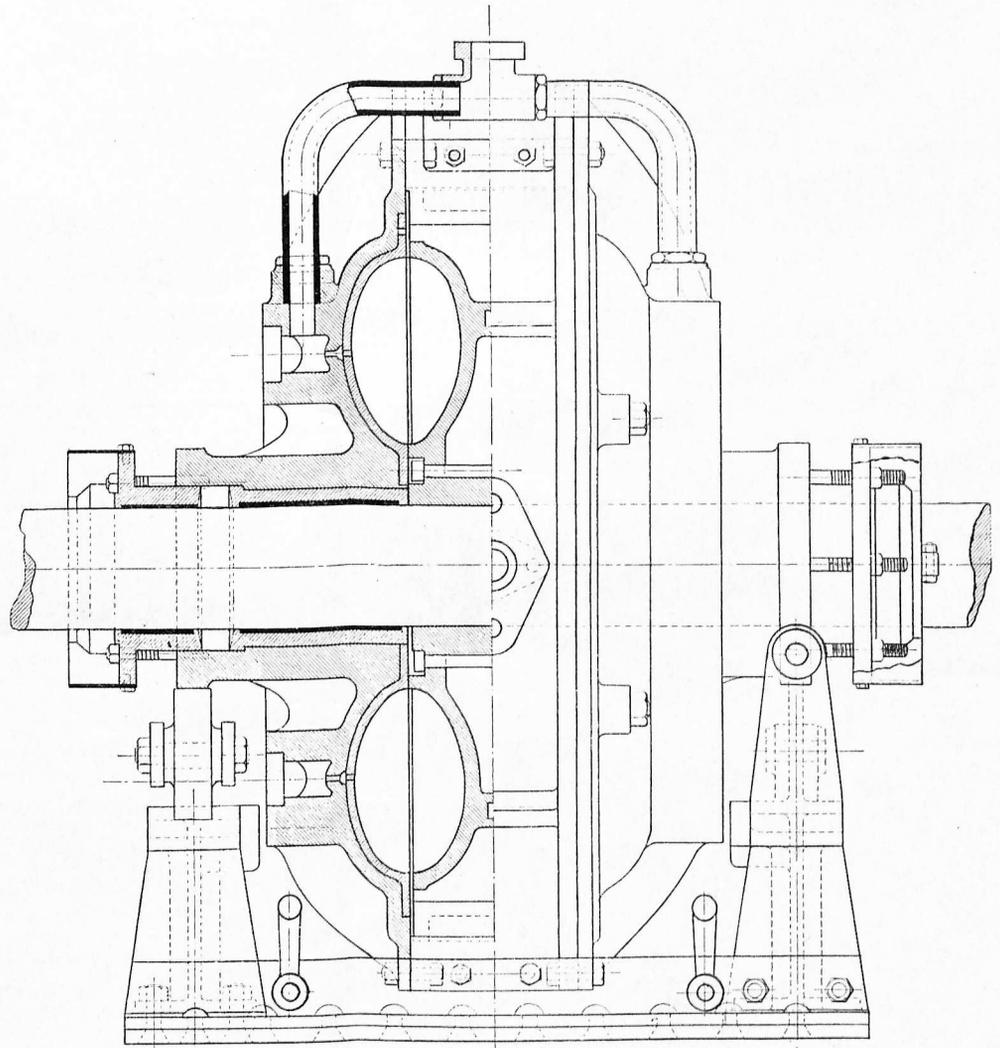
Welle derartig verändert, daß der Charakter der Schwingungen des normalen Betriebes völlig verwischt erscheint¹⁾.

Da wir demnach an der Welle selbst keine Veränderung vornehmen dürfen, bleibt als einziger, einwandfreier Weg die

Bestimmung der effektiven Drehmomente aus der Torsion der Welle, eine Methode, die von dem berühmten Wärmetheoretiker

Fig. 12.

Vertikal - Schnitt.

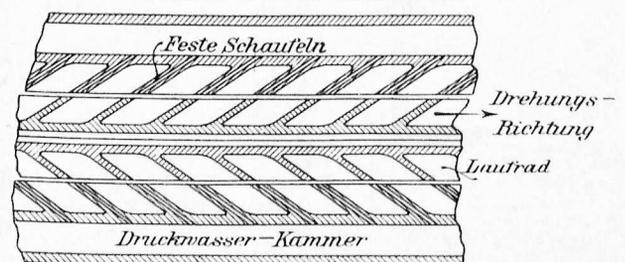


Hirn vor ca. 60 Jahren angegeben und neuerdings von Professor Denton, Frahm und mir wieder angewendet wurde.

Zwischen dem Torsionswinkel, bzw. dem zuge-

Fig. 13.

Schnitt durch die Laufradzellen.



hörigen Bogen, und dem tatsächlichen Drehmoment herrscht nämlich bei allen Sorten geschmiedeten Eisens

¹⁾ Dabei ist natürlich angenommen, daß normal kein Dynamometer in die Welle eingeschaltet ist

genaue Proportionalität. Es gilt die Beziehung, daß der im Abstand R cm vom Wellenmittel gemessene Verdrehungsbogen s

$$s_{cm} = \frac{L \cdot R \cdot M}{G \cdot \Theta} = \text{Konst.} \times M \text{ ist,}$$

wobei L = Länge des Wellenstückes in cm,

G = Schubelastizitätsmodul des Wellenmaterials in kg/cm^2 ,

Θ = polares Trägheitsmoment des Wellenquerschnittes in cm^4 ,

und M = tatsächliches Drehmoment in cmkg ist.

Fig. 14.

Zahndruck-Dynamometer von White.

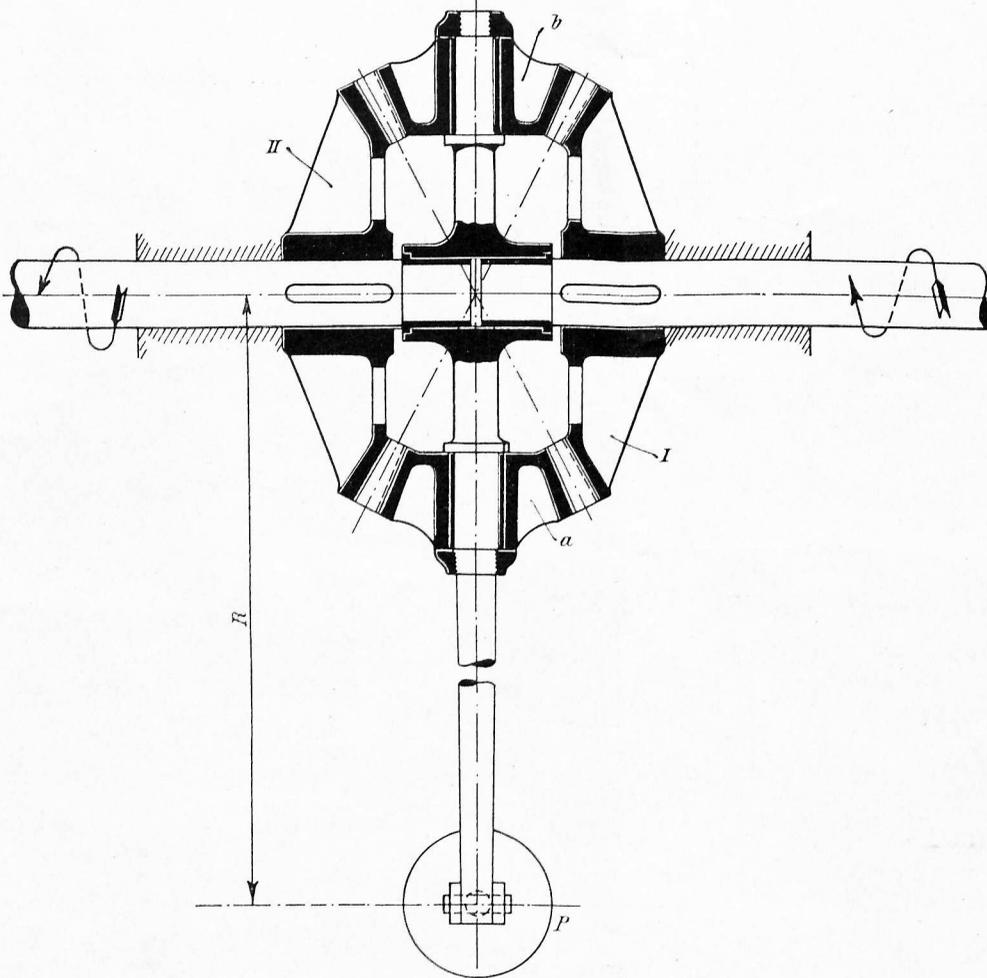
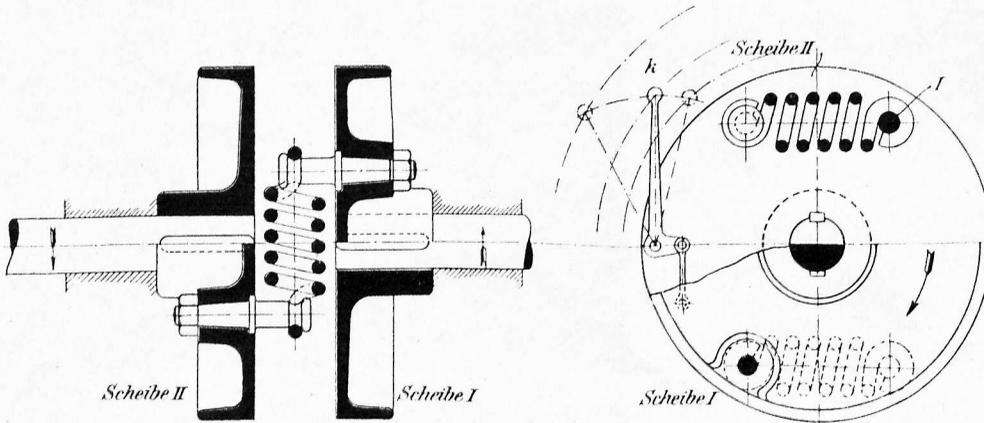


Fig. 15.

Torsionsdynamometer.



Aus dem gemessenen Verdrehungsbogen läßt sich daher das Drehmoment leicht berechnen. Voraussetzung ist dabei die Kenntnis des Schubelastizitätsmoduls G , der sich durch Versuche an Probewellen oder noch besser an nicht zu starken Wellen für wirklichen Betrieb sehr genau ermitteln läßt. Ausführliche Angaben über diesbezügliche Versuche des Verfassers an wirklichen Betriebswellen finden sich im Anhang S. 30.

Hier seien nur die folgenden kurzen Angaben vorausgeschickt:

Für den als Wellenmaterial meistens verwendeten Siemens-Martin-Stahl von 40 bis 47 kg/qmm Zugfestigkeit und über 20 vH Dehnung ergab sich aus Versuchen, die für die Firma Blohm & Voß, Hamburg, an 9, von 3 verschiedenen Firmen bezogenen Probewellen von 60 mm Dmr. und 2,5 m Länge angestellt wurden, nach Mitteilung von Frahm in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902 S. 801 mit sehr geringen Einzelabweichungen der Mittelwert $G = 828\,000 \text{ kg/cm}^2$.

Neuerdings angestellte Versuche, die auf meine Anregung seitens der Stettiner Maschinenbau-Aktiengesellschaft „Vulcan“ an 4 wirklichen Betriebswellen des Turbinenkreuzers „Lübeck“ (160 mm Wellendurchmesser) vorgenommen wurden, ergaben für den dazu verwendeten und auf Kriegsschiffen ziemlich allgemein üblichen Tiegelstahl von 45 bis 50 kg/qmm Zugfestigkeit und nicht unter 20 vH Dehnung als Mittelwert des Schubelastizitätsmoduls $G = 828\,800 \text{ kg/cm}^2$, wobei die größte Abweichung vom Mittelwert für eine Welle nur 4,46 ‰, d. h. weniger als ein halbes ‰ betrug. Nachdem die einzelnen bis zu 5,8 m langen Wellen aus verschiedenen Blöcken geschmiedet waren, ist eine solche Uebereinstimmung überraschend. Der angegebene Mittelwert für Tiegelstahl deckt sich übrigens sehr gut mit dem oben genannten Wert für Siemens-Martin-Stahl.

Um eine Vorstellung von der Größenordnung der bei Schiffsmaschinen-Wellen in Betracht kommenden Verdrehungsbögen zu geben, sei folgendes angeführt: Bei einer Wellenleitung von 320 mm Dmr., die 2000 PS bei 76 Touren überträgt, beläuft sich der mittlere Verdrehungsbogen, gemessen auf dem Wellen-Flanschumfang, d. h. im Abstände 315 mm vom Wellenmittel, auf 17,5 mm, und zwar für eine Totallänge der Laufwellen von 25,2 m.

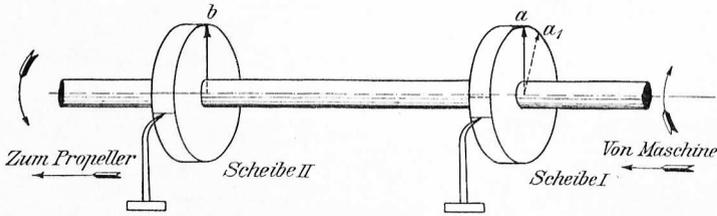
Zur Erzielung möglichst großer Verdrehungsbögen muß Meßradius R und Meßlänge L des untersuchten Wellenstückes möglichst groß gewählt werden. Während nun im Festigkeitslaboratorium die Torsion ruhender Wellen sehr leicht mit zwei Fernrohren zu messen ist, stellen sich bei rotierenden Wellen bedeutende Schwierigkeiten ein.

Idee aller Torsionsmessungen.

An Hand des einfachen Schemas (Fig. 16) lässt sich jedoch die allen denkbaren Methoden zugrunde liegende Idee finden. Auf den beiden gleich großen Scheiben I und II seien die Radien a und b angerissen, die bei spannungslosen

Fig. 16.

Schematische Darstellung der Torsionsmessung.



Wellenzustände parallel liegen sollen. Bei gespanntem, d. h. tordiertem Zustande der Welle, also im Betriebe, bilden sie einen Winkel. Wenn z. B. Radius b seine vertikale Lage eben wieder erreicht, so ist Radius a schon über dieselbe hinaus, und zwar um den Verdrehungsbogen $a - a_1$; denn die hintere Scheibe II wird durch den Propellerwiderstand zurückgehalten.

Das heißt also, im Betriebe hat die vordere Scheibe I wegen der Torsion immer schon einen etwas größeren Winkelweg als die hintere zurückgelegt.

Wir denken uns nun weiter bei spannungsloser Welle von zwei festen Punkten des Schiffes aus auf der vordern und hintern Meßscheibe je eine Nullmarke angerissen und nehmen an, es sei möglich, mit derselben Anreißvorrichtung auch während des Betriebes im genau gleichen Zeitmoment auf den Scheiben zwei neue Marken anzuzeichnen.

Würde die Welle als starrer Körper, ohne Torsion, rotieren, so müßten bei gleichem Scheibendurchmesser die neuen Marken von ihren Nullmarken genau gleiche Entfernung haben. In Wahrheit eilt jedoch die vordere Nullmarke um den Verdrehungsbogen voraus, so daß die Entfernungen ungleich ausfallen müssen, und zwar verschieden um den Betrag des Verdrehungsbogens.

Subtrahieren wir also die Entfernungen gleichzeitig entstandener Marken (von ihren Nullmarken) voneinander, so erhalten wir den augenblicklichen Verdrehungsbogen.

Die Idee einer Differenzbildung liegt allen Methoden der Torsionsmessung zugrunde.

Die im folgenden zu besprechenden Ausführungsformen des allgemeinen Grundgedankens unterscheiden sich durch die Art, in der die gleichzeitig entstehenden Marken erzeugt werden. Da auch die Methode von Frahm, sowie die von Prof. Denton unter das allgemeine Prinzip fallen, so werde ich dieselben an geeigneter Stelle andeuten.

Methode mit synchron schwingenden Stimmgabeln.

Die nächstliegende Methode ergab sich aus der dem Physiker unter der Bezeichnung »Vibrations-Chronoskop« geläufigen Meßanordnung, die von Dr. Bauer zur Untersuchung der variablen Rotationsgeschwindigkeit der Schiffsmaschinenwellen¹⁾ verwendet worden ist. Bei der Bauer'schen Anordnung wurden an zwei Stellen Trommeln auf der Welle festgekeilt, deren Umfänge mit berußtem Papiere bespannt waren. Zwei voneinander unabhängige, durch je einen Elektromagneten mit Selbstunterbrecher bewegte Stimmgabeln zeichneten auf den Trommeln Wellenlinien an. Aus der Länge der Wellen ergab sich die augenblickliche Geschwindigkeit.

Durch einen kleinen Kunstgriff läßt sich die Methode für Torsionsmessungen umgestalten. Man kann nämlich die vordere und hintere Stimmgabel genau synchron, d. h.

¹⁾ Vergl. Bauer, »Untersuchungen über die periodischen Schwankungen in der Umdrehungsgeschwindigkeit der Wellen von Schiffsmaschinen«, Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellschaft 1900 S. 311.

in gleichem Takt, dadurch schwingen lassen, daß der eine Selbstunterbrecher entfernt und der zugehörige Magnet mit dem des andern Apparates in einen Stromkreis geschaltet wird.

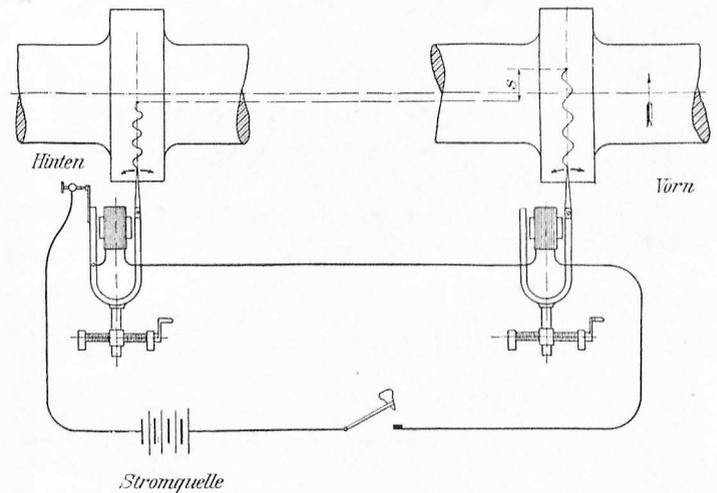
Es entsteht so die in Fig. 17 dargestellte Meßanordnung.

Sind die Stimmgabeln auf genauen Synchronismus abgestimmt, so durchschreiten sie, durch den gemeinsamen elektrischen Strom bewegt, ihre Mittellagen im genau gleichen Moment. Lassen wir von einer (nicht gezeichneten) Schreibfeder die Mittellagen der Gabeln aufzeichnen, so liefern uns deren Schnitte mit den Wellenlinien die gleichzeitig geschriebenen Marken, aus denen wir die Torsion für jeden Kurbelwinkel nach dem früher angegebenen Prinzip bestimmen können.

Vor dem Versuche sind für irgend eine Kurbelstellung, z. B. »Hochdruckkurbel oben«, die Nullmarken bei spannungsloser Welle auf beiden Meßtrommeln anzuzeichnen. Da infolge der beträchtlichen Reibung in den Lauf- und Pockholzlagern und in der Stevenrohrstopfbüchse¹⁾ die Welle immer mit einer gewissen Torsion in den Lagern liegt, so schlägt man den bei vielen Messungen der Elektrotechnik üblichen Weg ein, mit der Drehvorrichtung einmal nach vorwärts und dann nach rückwärts zu drehen. In der Mitte zwischen den jedesmal angezeichneten Marken liegt die wahre Nullmarke, vorausgesetzt, daß der Propeller genau ausbalanciert ist.

Fig. 17.

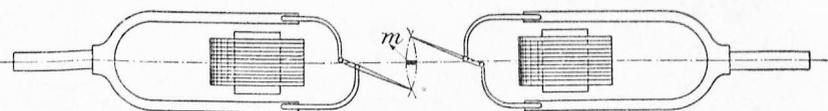
Torsionsmessung mit synchron schwingenden Stimmgabeln.



Da die ursprünglich verwendeten Stimmgabeln infolge ihrer geringen Amplituden sehr langgezogene flache Wellen gaben, deren Schnittpunkte mit der Mittellinie nur ungenau zu bestimmen waren, so armierte ich (Fig. 18) die Schenkel mit Verlängerungen, die einen sehr leichten Hebel bewegten. Die Amplitude ließ sich so vervierfachen.

Fig. 18.

Anordnung zur Prüfung des genauen Synchronismus.



Genauer Synchronismus, bzw. Phasengleichheit der beiderseitigen Schwingungen tritt nur ein, wenn die Eigenschwin-

¹⁾ Unter Stevenrohr versteht man ein vom Austritt der Schraubenwelle aus dem Schiff bis zum hintersten wasserdichten Schott reichendes Rohr, welches die Welle eng umschließt und am vorderen Ende die Wellenstopfbüchse zur Abdichtung des Wellenaustrittes gegen die See enthält. Außerdem trägt das Stevenrohr 2 oder 3 Pockholzlagern für die Schraubenwelle.

gungszahlen und namentlich auch die Dämpfungen der beiden Systeme ganz genau übereinstimmen. Durch vorsichtiges Beifilen oder durch Beifügen kleiner Ballastmassen läßt sich dies erreichen.

Auf die interessanten dabei beobachteten Schwebungserscheinungen kann ich hier nicht eingehen, vielmehr sei kurz der Weg angedeutet, um die Phasengleichheit der

m ; die Treffstelle m ist in dem entstehenden Schleier leicht zu erkennen; beim leisesten Phasenunterschied verschiebt sie sich nach den Seiten¹⁾.

Ein anderes Mittel zur Prüfung des beiderseitigen Phasenwinkels besteht darin, daß man beide Zeiger auf eine rotierende Trommel schreiben läßt und die Entfernungen der Marken von der Anfangslage kontrolliert.

Ich hatte die Stimmgabelmethode zur Kontrolle der Diagramme des Torsionsindikators in Aussicht genommen, entschloß mich aber wegen Zeitmangels im letzten Moment zu der noch zu beschreibenden Methode mit elektrischen Funken, welche weniger Vorbereitungen erforderte.

Methode mit 2 Synchron-Motoren.

Das schwierige Abstimmen der beiden Schreibapparate läßt sich durch Ersatz der oszillierenden Gabeln durch kleine rotierende Synchron-Motoren umgehen.

In bezug auf deren Prinzip sei nur erwähnt, daß dieselben aus einem durch permanente Magnete gebildeten oder durch Gleichstrom erregten Magnetsystem und einem durch Wechselstrom oder Zwei- oder Dreiphasendrehstrom gespeisten Wechsel- oder Drehfeld bestehen; schaltet man die Wechselfelder zweier derartiger Motoren hintereinander, so rotieren die Magnetsysteme genau synchron. Auch die Erzielung der Phasengleichheit macht dabei keine weiteren Schwierigkeiten.

Fig. 19 zeigt schematisch die entstehende Meßanordnung bei Benutzung von Zweiphasen-Wechselstrom. Ein mit der Motorwelle rotierender Schreibstift zeichnet bei jeder Umdrehung eine scharfe Marke auf dem beruhten Papier der Meßtrommel an; der Schnitt mit der Mittellinie kann dabei beliebig steil erhalten werden. Wirklicher Wechselstrom ist zum Betrieb der Apparate nicht erforderlich; es genügt der kommutierte Gleichstrom einer Beleuchtungsanlage.

Ein viel einfacheres Prinzip liegt der

Methode

mit elektrischen Funken.

zugrunde, die ich mit Erfolg zur Kontrolle des Torsionsindikators verwendete. Schaltet man in den Hochspannungskreis eines Funkeninduktors zwei Unterbrechungsstellen, statt der gewöhnlich benutzten einen, so springt der Funke an beiden Stellen gleichzeitig (über²⁾). Zwei in die Unterbrechungsstellen gehaltene Blätter Papier werden dabei im gleichen Moment durchschlagen.

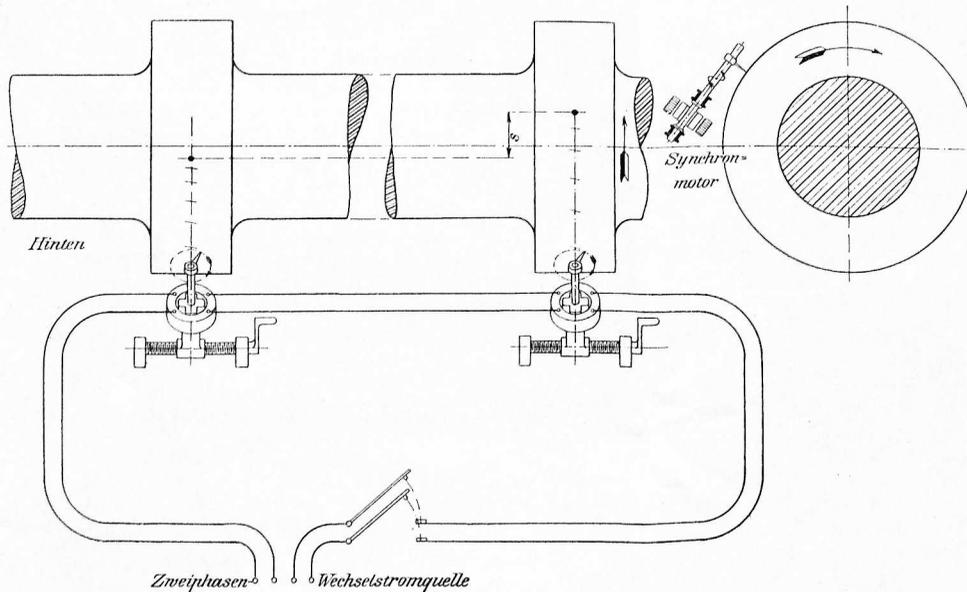
Dieser einfache Gedanke wird in der Meßanordnung, Fig. 20, verwendet. Die 2 Pole der Hochspan-

¹⁾ Diese Methode ließe sich sogar zur Demonstration des Phasenunterschiedes von elektrischen Wechselstromkreisen anwenden.

²⁾ Die unter Umständen tatsächlich bestehende minimale Zeitdifferenz ist von einer Größenordnung, die selbst bei diesen immerhin diffizilen Messungen nicht mehr in Betracht kommt.

Fig. 19.

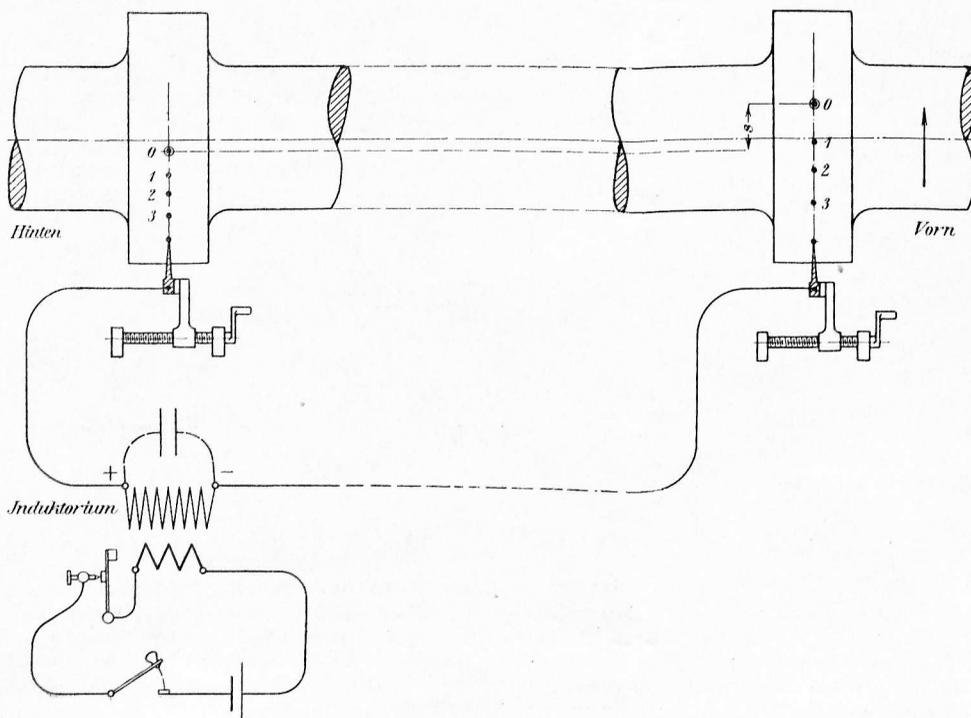
Methode mit Synchron-Motoren.



mit über 100 Schwingungen pro Sekunde oszillierenden Gabeln direkt dem Auge sichtbar zu machen (Fig. 18). Die Gabeln werden sich so gegenübergestellt, daß die Zeiger sich im Ruhezustand decken. Nach Einschalten des Stromes schwingt der eine nach links, der andre nach rechts und bei genauer Phasengleichheit begegnen sie sich in der Mitte bei

Fig. 20.

Methode mit elektrischen Funken. Schaltung I.



nungswicklung eines Induktoriums sind mit 2 festen Metallspitzen verbunden, die den beiden Meßscheiben I und II bis auf ca. 1 mm gegenüberstehen. Dabei bildet die Welle selbst einen Teil des Entladungskreises. Sobald der Selbstunterbrecher des Batteriekreises zu spielen anfängt, springen auf die rotierenden Flanschen Funken über, welche deutlich erkennbare Löcher in das um die Flanschen gespannte Papier bohren.

Eine Abänderung der Methode zeigt Fig. 21. Hier werden zwei Induktionsspulen benutzt, deren Primärkreise hintereinander geschaltet sind und von einem gemeinsamen Selbstunterbrecher bedient werden. Die Hochspannungspole sind einerseits mit den erwähnten Metallspitzen, andererseits mit dem Schiffskörper, d. h. der Welle verbunden. Bei jeder Stromunterbrechung springen von beiden Metallspitzen auch hier gleichzeitig Funken über, dabei das Meßpapier durchlöchernd.

Beide Schaltungen haben sich im Betriebe bewährt; die zweite hat den Vorteil, daß die zum vorderen Apparate führende Leitung keine Hochspannung führt, also leichter im Wellentunnel zu isolieren ist; dagegen erfordert sie zwei Induktorien und eine stärkere Batterie.

Zur Erzielung sehr deutlicher Löcher empfiehlt sich die Anordnung einer kleinen Leydener Flasche parallel zur Funkenstrecke, wie die Figuren 20 und 21 zeigen¹⁾.

Das Auffinden der Löcher wird durch vorheriges Beruhen des Meßpapiers mit einer Terpentinölflamme sehr erleichtert; der Funke bläst den Ruß im Umkreise von ca. 1 mm vollständig weg, so daß weiße Punkte entstehen.

Zur Führung der Metallspitzen in konstantem Abstände vom Papier diente eine auf dem Trommelumfang schleifende Hartgummispitze, welche zugleich neben der Funkenreihe eine orientierende weiße Linie zog.

Um die Rußdiagramme zu fixieren, wurden dieselben noch auf der Welle in bekannter Weise durch einen kleinen Zerstäuber mit Fixierlack dünn überzogen.

Um das zeitraubende und lästige Ermitteln der Nullmarken nicht für jedes Diagramm wiederholen und die Maschine stoppen zu müssen, wurden besondere ausrückbare Meßtrommeln von 764 mm Dmr. = 2400 mm Umfang benutzt (vergl. Fig. 22). Die auf der Welle liegende, fest angezogene Schelle ist mit einem keilförmigen Ausschnitte versehen, in den ein gleichgeformter Daumen der Trommel sich einschieben läßt. Dadurch erreicht man eine exakte Kupplung von Trommel und Welle und den Vorteil, auf die stillgesetzte Trommel beliebig viele Diagramme ohne Betriebsunterbrechung aufziehen zu können.

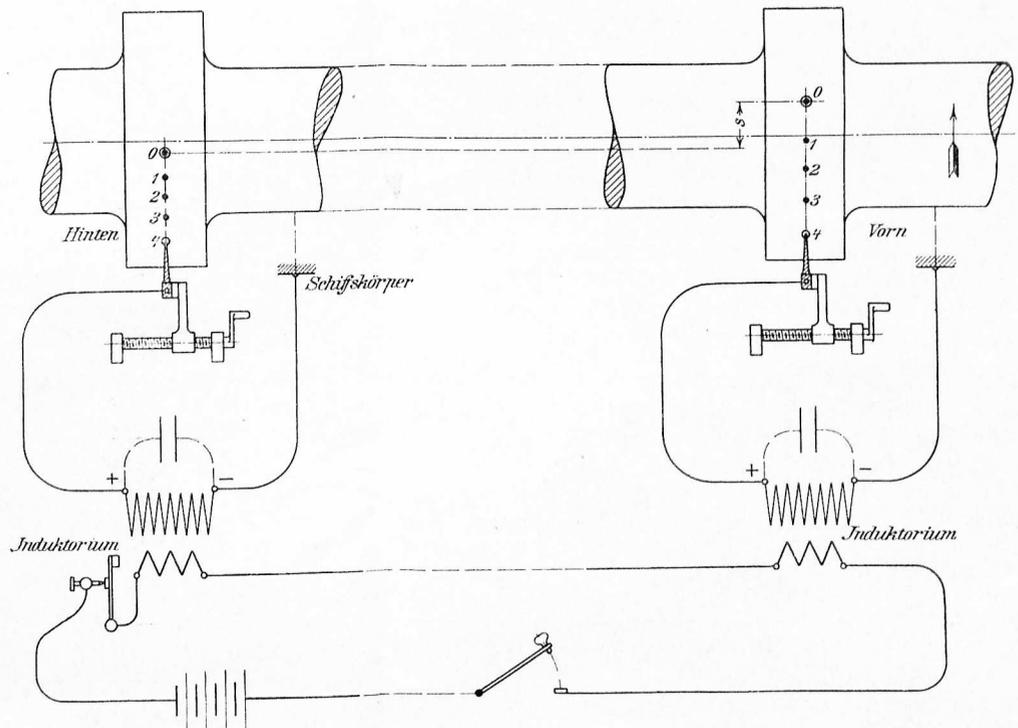
¹⁾ Statt der Leydener Flaschen fanden vorübergehend einige Franklinsche Tafeln von ca. 22 x 22 cm Stannfolblattgröße Verwendung. Dabei zeigte sich die interessante Erscheinung, daß die oszillatorische Entladung derselben über einen ganz beträchtlichen Zeitraum sich erstreckte. Statt einer einzigen Durchlöcherung des Meßpapiers erschien eine ganze Kette von 10 bis 20 Löchern, die sich über eine Distanz von 6 cm ausdehnte. Aus der Umfangsgeschwindigkeit der Trommel (= 3,12 m/sk bei $n = 78$ Touren) berechnet sich die Gesamtdauer der oszillatorischen Entladung zu $\frac{1}{52}$ sk. Die Erscheinung trat sehr ausgeprägt auf, wenn die Metallspitze das Meßpapier berührte, so daß die zu durchschlagende Luftstrecke und damit die Dämpfung des Entladungskreises sehr gering war.

Voraussetzung ist dabei, daß die Nullmarken nicht nur auf jedem Diagramm, sondern ein für allemal auf dem Trommelumfang genau angekört werden.

Außerdem bieten die Meßtrommeln den bedeutenden Vorteil, daß durch Wahl des Trommeldurchmessers die

Fig. 21.

Methode mit elektrischen Funken. Schaltung II.



Verdrehungsbögen größer als auf den Flanschen erhalten werden können.

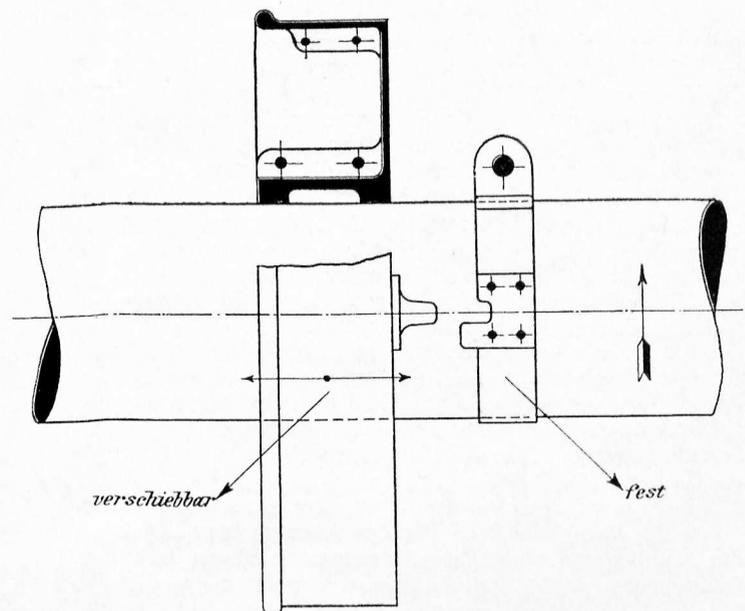
Die

Methode von Frahm,

welche in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902 S. 797 eingehend veröffentlicht ist, benützt die chemische Wirkung des elektrischen Stromes zur Erzeugung der

Fig. 22.

Ausrückbare Meßtrommel.



gleichzeitig entstehenden dauernden Marken. Zu diesem Zwecke sind um 2 Flanschen der Welle besondere, chemisch präparierte Zinkbänder geschlungen, gegen welche sich fein zugespitzte Platinstifte anlegen und auf einem kleinen Schlitten verschieben lassen. Der von den Platinstiften auf das Zinkband übergehende Strom verändert dessen Oberfläche durch elektrochemische Einwirkung und erzeugt dadurch sichtbare Linien. Ein Motorunterbrecher unterbricht in genau gleichen Moment die zu den Platinstiften gehörigen Stromkreise.

Bezüglich weiterer Details muß ich auf die genannte ausführliche Abhandlung verweisen.

Die Verwendung der Flanschen als Meßtrommeln schließt natürlich eine Vergrößerung der Verdrehungsbögen aus; auch muß für jede Diagrammentnahme die Maschine gestoppt und die Null-Lage neu angerissen werden. Komplikationen werden auch dadurch eintreten, daß 2 weit auseinanderliegende Flanschen wohl nie ganz genau gleichen Durchmesser haben.

Hr. Frahm hat Schwierigkeiten darin gefunden, die zeitlich zusammengehörigen Markenreihen und Marken herauszufinden, da die Kontaktstifte nicht gleichzeitig gegen die Flanschen gelegt werden und die ersten Reihen auf beiden Meßbändern daher nicht zusammengehören.

Ich habe diese Frage dadurch gelöst, daß der Strom erst dann eingeschaltet wurde, wenn die Metallspitzen schon während 1 bis 2 Umdrehungen axial vorwärts gekurbelt waren. Die erste Marke der vorderen und hin-

die zeitraubende Auswertung der Diagramme stellen an die Geduld des Experimentators hohe Anforderungen. Diese Mängel fallen besonders ins Gewicht, wenn derartige Torsionsmessungen an mehrtausendpferdigen Schiffsanlagen vorzunehmen sind, deren örtliche Verhältnisse, zumal in dem Gebiete einer Probefahrt, für ungestörte physikalisch-technische Versuche nichts weniger als geeignet sich erweisen.

Einen bedeutenden Fortschritt in der Einfachheit der Torsionsmessung zeigt die

Methode mit einer Meßtrommel.

Die Differenzbildung wird hier vom Apparat selbst besorgt. Eine der Meßtrommeln, z. B. die hintere, ist durch ein um den Flansch gelegtes Metallband ersetzt, das eine Reihe gleicher, mit Isolation gefüllter Unterbrechungsstellen 1, 2, 3, 4 besitzt (Fig. 23). Eine Kontaktbürste unterbricht beim Vorbeipassieren jedes Loches den Primärkreis eines Induktoriums, das in der Nähe der einen Meßtrommel vorn aufgestellt findet.

Dadurch werden im Sekundärkreise jedesmal Funken erzeugt, die von einer festen Metallspitze auf die Trommel überspringen und das aufgespannte Papier durchlöchern.

Durch langsames Vor- und Rückwärtsdrehen der Welle werden zunächst die den einzelnen Unterbrechungsstellen entsprechenden Nullmarken bestimmt.

Würde die Welle in diesem spannungslosen Zustand rotieren, so müßten alle weiteren Funkenmarken wieder genau

Fig. 23.

Torsionsmessung mit 1 Meßtrommel.

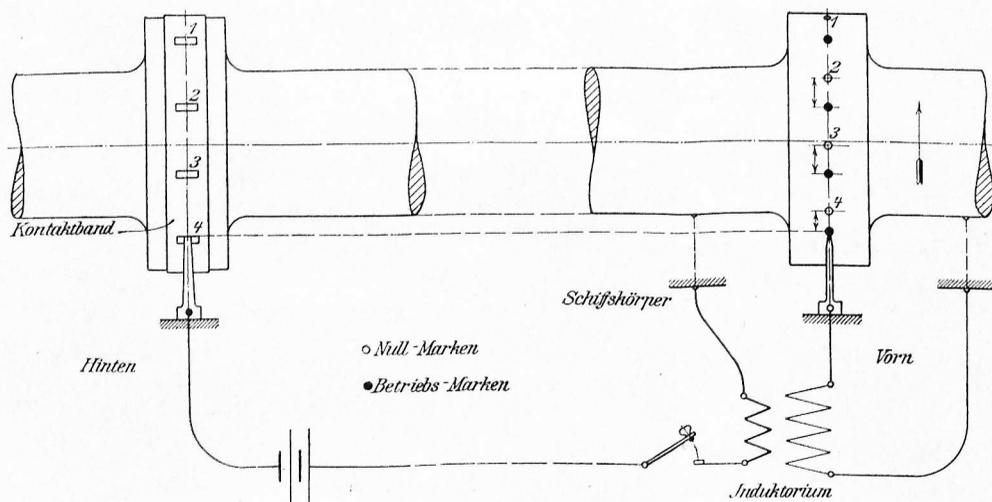
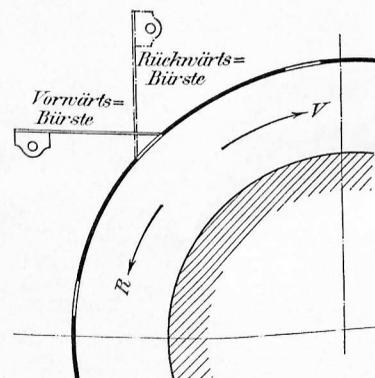


Fig. 24.

Anordnung einer besonderen Rückwärtsbürste.



teren Trommel gehört dann sicher zusammen. Es wird so ein leicht zu erhebender Einwand gegen die Zuverlässigkeit der Resultate hinfällig. —

Die Auswertung der zusammengehörigen Diagramme erfolgt bei sämtlichen bisher beschriebenen Methoden nach dem Versuche dadurch, daß die Abstände gleichzeitig entstandener Marken von ihren Nullmarken gemessen und voneinander subtrahiert werden. Die Differenzen der beiderseitigen Abstände, d. h. die Verdrehungsbögen, werden in ein Diagramm eingetragen, das entweder Zeiten oder räumliche Winkelstellungen irgend eines Punktes der Meßtrommel, z. B. der Nullmarke, als Abszissen hat.

Läßt man die Marken in genau gleichen Zeiträumen einander folgen, so kann bei sämtlichen Methoden aus der Entfernung aufeinanderfolgender Marken desselben Diagramms die momentane Drehgeschwindigkeit der Welle berechnet werden. Für die Torsionsmessung ist die Größe der Zeitabstände völlig gleichgültig.

Der unangenehmste Mangel der erörterten Methoden ist deren Umständlichkeit. Das Operieren an zwei Meßstellen, die räumlich um 20 bis 30 m auseinander liegen, mit zwei Diagrammen, das leichte Mißlingen eines derselben, die Notwendigkeit von drei Personen beim Versuche und endlich

auf die eben ermittelten Nullpunkte fallen. Tatsächlich aber liegen die Betriebsmarken um den augenblicklichen Verdrehungsbogen von ihren Nullmarken entfernt, der somit für jede Lage direkt abgemessen werden kann.

Bei der praktischen Ausführung ist zu beachten, daß beim Vorwärtsdrehen der Welle die obere, beim Rückwärtsdrehen die untere Lochkante zur Wirkung gelangt; die beide-mal entstehenden Nullmarken fallen also auch bei völlig spannungsloser Welle um die Lochbreite auseinander.

Diese Schwierigkeit läßt sich, wie in Fig. 24 beispielsweise angegeben, in einfacher Form durch Anordnung einer besonderen Rückwärtsbürste umgehen, welche die untere Unterbrechungskante im selben Moment verläßt, wo die Vorwärtsbürste die obere Kante berührt. Nach Aufzeichnung der Nullmarken wird die Rückwärtsbürste abgehoben.

Beim Versuche ist nichts zu tun, als Kontaktbürste und Metallspitze anzulegen, worauf der Strom geschlossen und letztere langsam weiter gekurbelt wird. Die ausrückbare Trommel kann, wie bei allen bisherigen Methoden, auch hier zur Entnahme beliebig vieler Diagramme ohne Betriebsunterbrechung verwendet werden.

Eine Abänderung der Methode nach Fig. 25 gestattet

nun den Verlauf der Verdrehungsbögen, d. h. der Drehkräfte, während des Betriebes in Gestalt einer leuchtenden, durch Funken dargestellten Kurve nach außen sichtbar zu machen. Es ist hier der Entstehungsort der Funken auf die Meßtrommel, und zwar zwischen eine Reihe von Spitzen verlegt, die in einer Schraubenlinie die Trommel umgürten.

Die tangentielle Verschiebung des Funkens aus einer gewissen Null-Lage, d. h. die Ordinate, ist proportional dem Verdrehungsbogen, die axiale Verschiebung, also die Abszisse ist proportional dem Drehwinkel der Trommel, d. h. des vor-

Die Auswertung der Diagramme gestaltet sich bei der letzten Methode und deren Modifikation überaus einfach, da der momentane Verdrehungsbogen direkt abgegriffen werden kann.

Ihrem Wesen nach hierher gehörig ist die

Methode von Professor Denton, Hoboken, nach welcher die Effektivleistung einer Dampf-Jacht mit Curtis-Turbinen gemessen wurde¹⁾.

Im Gegensatz zu den bisher beschriebenen Meßanordnungen ist die Denton'sche nur bei nahezu konstantem Drehmoment, also bei Elektromotor- oder Turbinenantrieb, verwendbar. Die Meßtrommeln sind hier durch gezahnte Scheiben ersetzt, deren Umfängen Magnete mit Drahtwicklungen gegenüberstehen. Jede Scheibe bildet mit ihrem Magneten eine kleine Wechselstrommaschine nach dem sogenannten Induktorsystem, das sich durch das Fehlen rotierender Wicklungen auszeichnet. Der eine Magnet ist fest, der andere konzentrisch um die Welle verschiebbar gelagert. Läßt man die beiderseitigen Wechselströme gemeinsam auf ein Telefon wirken, so verschwindet der Ton in demselben bei geeigneter Winkellage des beweglichen Magneten. Man bestimmt diese Winkellage bei spannungsloser Welle und nachher im Betrieb und erhält als Differenz der beiden den Verdrehungswinkel der Welle.

Ich hatte die Absicht, auf dem Kreuzer »Bogatyr« die Torsion der Wellen nach einer der beschriebenen Methoden, speziell nach der mit einer Meßtrommel, zu bestimmen, mußte mich aber leider durch einfache Rechnung überzeugen, daß bei der geringen zugänglichen Wellenlänge der mittlere Verdrehungsbogen für 10000 PS nur ca. 3 mm auf dem Flanschumfang betrug. Eine Berechnung von Drehmomenten aus solch kleinen Meßgrößen ist praktisch unmöglich; man bedarf dazu mindestens Bögen von 15 mm, d. h. Wellenlängen von 20 bis 30 m; ein schwerwiegender Nachteil, der alle bisher genannten Methoden von der Verwendung auf Kriegsschiffen wohl fast immer ausschließt.

Aber noch weitere Nachteile sind denselben gemein. Eine Wellenleitung von solcher Länge

besteht aus 4 bis 5 Stücken und enthält 8 bis 10 Flanschen, über deren Verhalten in elastischer Beziehung, d. h. deren Torsion, vorläufig so gut wie nichts bekannt ist. Da die Spannungsverteilung des Wellenschaftes jedenfalls schon vor der Flanschausrundung anormal ist, so sind wir bei Berechnung der äquivalenten Wellenlänge auf eine rohe Schätzung angewiesen, deren Fehler in alle weiteren Resultate eingeht.

Ferner enthält eine solche Wellenleitung 8 bis 10 Lauf-lager, von denen jedes einen, allerdings geringen, Energiebetrag absorbiert.

Um also einwandfreie Resultate zu erzielen, darf das zur Torsionsmessung benutzte Wellenstück weder Flanschen,

Fig. 25.

Direkte Darstellung der Verdrehungskurve durch eine leuchtende Funkenkette.

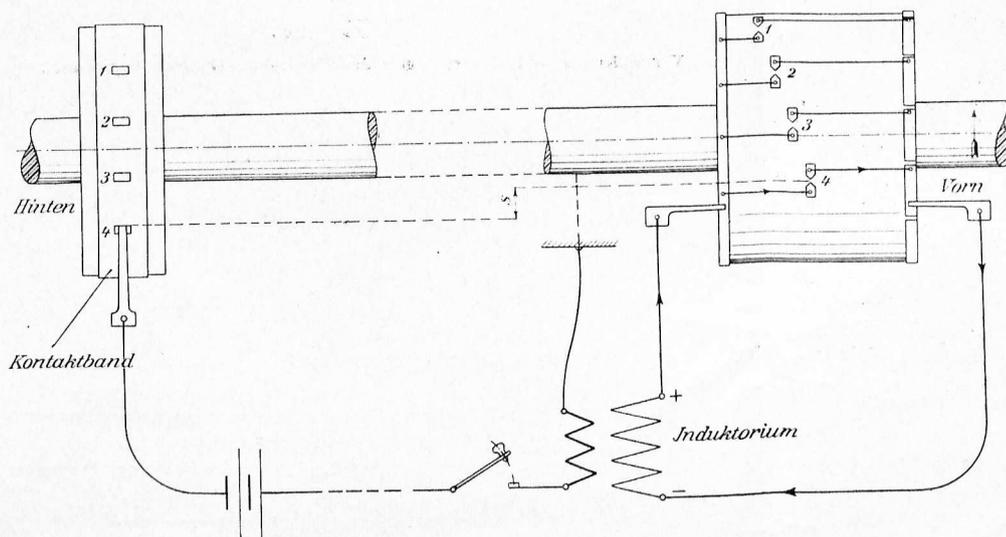
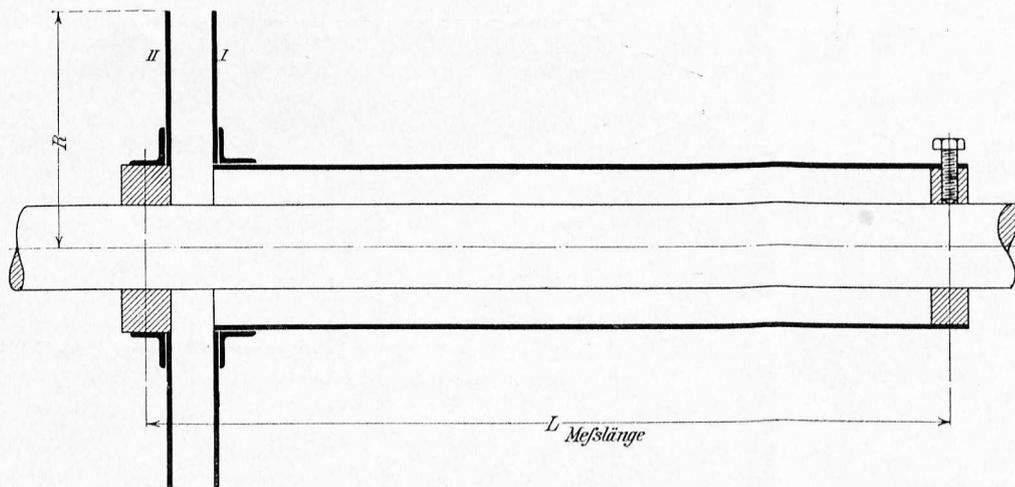


Fig. 26.

Prinzip der Torsionsmessung auf kurze Meßlänge.



deren Flansches. Mit Hilfe einer Glasscheibe läßt sich die bei jeder Umdrehung neu entstehende leuchtende Kurve auf Pauspapier leicht nachziehen.

Die beschriebene Vorrichtung dürfte sich zur Demonstration von Torsionsschwingungen an geeigneten Modellen sehr gut eignen.

¹⁾ Die Kenntnis dieser Methode verdanke ich privaten Mitteilungen von Herrn Professor Schröter, München. Ob und wo eine Veröffentlichung darüber von Professor Denton selbst stattgefunden hat, ist mir unbekannt. Im Interesse der Wahrung eventueller Prioritätsansprüche halte ich jedoch eine kurze Erwähnung der Methode für erforderlich.

noch Lagerstellen enthalten. Es bleibt also nichts übrig, als die Meßlänge auf das zwischen zwei Lagern enthaltene Wellenstück, das oft nur 2 bis 3 m lang ist, zu beschränken.

Für eine Meßlänge von 2 m bestimmt sich der im Abstände 400 mm vom Wellenmittel gemessene mittlere Verdrehungsbogen z. B. für eine Handelsschiffs-Maschine von 2000 PS bei 76 Umdrehungen zu ca. 1,8 mm.

Da in fast allen ähnlichen Fällen die Bögen innerhalb 1 bis 3 mm liegen¹⁾, so folgt zunächst, daß solch kleine Relativverschiebungen nicht durch Differenzbildung der gleichzeitig zurückgelegten Wege seitens des Beobachters, sondern seitens des Apparates selbst, erhalten werden müssen. Andernfalls würden die Beobachtungsfehler die Meßgröße manehmal übersteigen.

Das

Prinzip der Torsionsmessung auf kurze Meßlänge (1 bis 2 m)

zeigt nun Fig. 26. — Auf der Welle ist ein Rohr festgeklemmt, das an seinem freibeweglichen und irgendwie gegen die Welle zentrierten Ende eine Scheibe I trägt. Dieser gegenüber steht eine zweite, auf der Welle direkt festgekeilte Scheibe II. Wird die Welle tordiert, so verdrehen sich die beiden Scheiben gegeneinander um den Torsionswinkel. Der Verdrehungsbogen ließe sich z. B. an zwei sich gegenüberliegenden Spitzen der zwei Scheiben abmessen. Jede Schwankung des Drehmoments würde sich in einer Relativverschiebung der zwei Spitzen äußern.

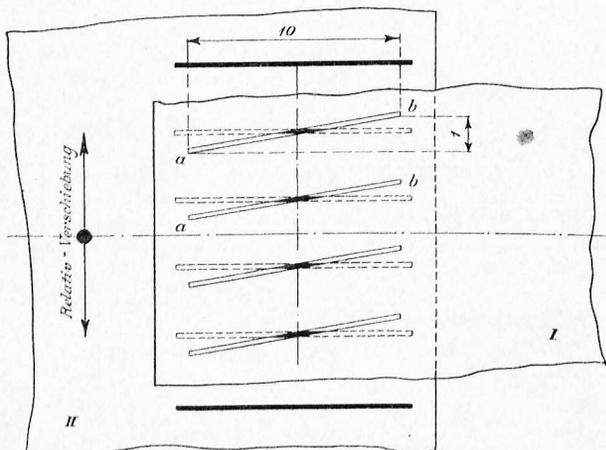
Für praktische Messungen sind jedoch Bögen von 1 bis 3 mm, selbst von 6 und 8 mm, noch viel zu klein; wir können dieselben jedoch selbsttätig durch die Meßvorrichtung vergrößern lassen.

Die Einführung des Prinzips der selbsttätigen Vergrößerung kennzeichnet alle folgenden Methoden der Torsionsmessung.

Aber noch eine zweite Forderung schließt sich dem an. Die Welle samt Rohr und Scheiben rotiert im Betriebe, der Beobachter steht still; wir müssen also den Vorgang der Relativbewegung der zwei Scheiben quantitativ nach außen sichtbar machen.

Fig. 27.

Vergrößerung und Uebertragung des Verdrehungsbogens durch schräge Schlitzte.



In außerordentlich einfacher Weise lassen sich nun beide Aufgaben zugleich lösen, z. B. mit Hilfe der

Vergrößerung und Uebertragung des Verdrehungsbogens durch schräge Schlitzte.

Eine hell angestrichene Blechtafel I ist in gleichen Abständen mit schwach geneigten, unter sich parallelen Schlitzten

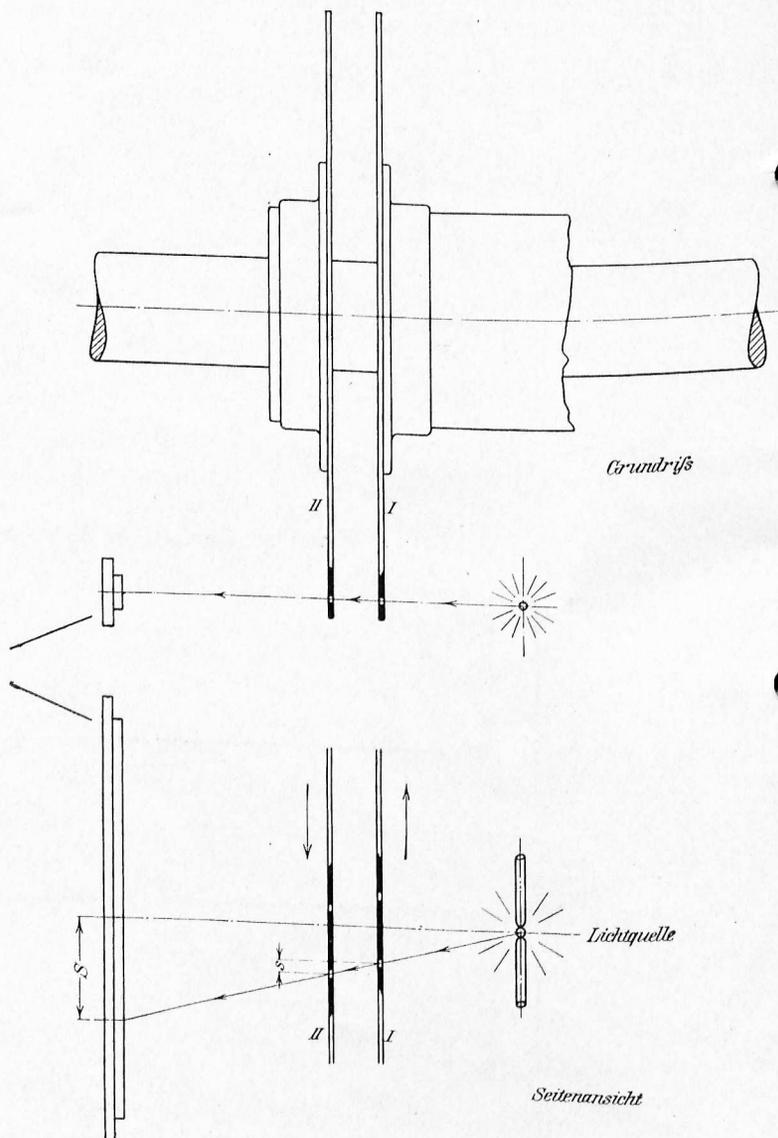
¹⁾ Nur bei kleineren Kriegsschiffen ermitteln sich größere mittlere Verdrehungsbögen von 6 bis 8 mm.

ab versehen (Fig. 27). Blechtafel II trägt in entsprechenden Abständen horizontale schwarze Linien. Legt man I über II, so wird von den schwarzen Linien nur ein ganz kurzes Stück durch die Schlitzte hindurch sichtbar sein. Jede Relativverschiebung der Tafeln in der Pfeilrichtung verursacht ein rasches Wandern der sichtbaren schwarzen Stellen zwischen *a* und *b*. Ist die Neigung der Schlitzte z. B. gleich 1:10, so wandern dieselben den zehnfachen Betrag der Relativverschiebung, d. h. diese wird in der Ableseung verzehnfacht. Daran ändert sich nichts, wenn die Tafeln zu zwei coaxialen Zylindern zusammengerollt werden, deren Achse parallel zu den schwarzen Linien liegt.

Rotieren die Zylinder, so markieren sich die sämtlichen schwarzen Stellen als ein dunkler Ring auf dem weißen Zylindermantel, und befestigen wir die Vorrichtung an den

Fig. 28.

Vergrößerung und Uebertragung des Verdrehungsbogens durch Lichtstrahl.



Scheiben der Figur 26, so zeigt sich jede Relativverdrehung in einer axialen Verschiebung des schwarzen Ringes. Seine Entfernung von der Null-Lage mißt den Verdrehungsbogen und das Hin- und Herspielen des Ringes gibt ein Bild der Schwankungen des effektiven Drehmomentes. Statt auf einem Zylinder können die Schlitzte auch radial auf einer Scheibe angeordnet werden.

Die an Einfachheit und Billigkeit wohl nicht zu übertreffende Vorrichtung gestattet ohne weiteres, die maximale

und minimale Drehkraft an einem festen Maßstabe abzulesen; für weitere Punkte zur Aufzeichnung einer Kurve läßt sich dies durch eine mitrotierende Blende ermöglichen, welche alle Schlitzze bis auf einen oder zwei verdeckt und von außen um je einen kleinen Winkel ruckweise verschoben werden kann. Etwas feinere Messungen gestattet die

Vergrößerung und Uebertragung des Verdrehungsbogens durch Lichtstrahlen.

Die Scheiben I und II sind nahe dem Umfang mit kleinen, sich bei spannungsloser Welle gegenüberliegenden Löchern oder Schlitzzen versehen (Fig. 28); von einer in Höhe des Wellenmittels aufgestellten Bogenlampe vermag ein Lichtstrahl zunächst nur in horizontaler Richtung durch zwei der Löcher zu dringen, dabei die Nullmarke auf einem vertikalen Maßstab angehend. Infolge der im Betriebe stattfindenden Verschiebung der beiderseitigen Löcher wird der Strahl, wie gezeichnet, schräg gestellt. Dadurch verschiebt sich sein Fußpunkt auf dem Maßstabe um das Stück S , welches proportional dem Verdrehungsbogen s ist. Die Vergrößerung hängt ab vom Abstände der zwei Scheiben und dem der Lichtquelle vom Maßstabe. Bei der Rotation gestattet ein Lochpaar nach dem andern den Durchgang des Strahles, und sein Fußpunkt tanzt, den Schwankungen des Drehmomentes entsprechend, auf und ab.

Bei der praktischen Ausführung muß der Lichtkegel erst durch Linsen und Diaphragmen konzentriert werden. Zur Ablesung einzelner Verdrehungswerte kann auch hier die mitrotierende Blende sinngemäß Anwendung finden.

Die Meßanordnung dürfte sich wohl mehr für physikalische Laboratorien, als für den Wellentummel einer Schiffsmaschine eignen; die Forderungen der Technik sind viel weitergehend. Vom technischen Standpunkte genügt es nicht, durch difficile Meßanordnungen Diagramme zu erhalten, die in mühseliger Arbeit ausgewertet werden müssen; auf Probefahrten z. B. will der leitende Ingenieur sofort die Resultate der Maschine sehen, um eventuelle Abänderungen an Ort und Stelle vornehmen zu können.

Im vorliegenden Falle ergibt sich hieraus die Forderung, eine Vorrichtung zu konstruieren, welche ohne Aufwand geistiger Arbeit ein Diagramm der effektiven Drehkräfte selbsttätig aufzeichnet. Die Lösung des ziemlich umfassenden Problems bildet

der Torsionsindikator.

Das Prinzip desselben ist sehr einfach. Er benutzt die Anordnung (Fig. 26) mit Meßrohr und 2 Scheiben. Die geringe Relativverschiebung der Scheibenumfänge wird durch einen oder mehrere ungleicharmige Hebel vergrößert, genau wie dies bei allen Dampfindikatoren und Manometern geschieht.

Die schwierigste Frage war die Uebertragung des aufzuzeichnenden Diagramms von den rotierenden Scheiben nach außen hin. Denn ein Stoppen der Maschine zu diesem Zwecke ist praktisch undurchführbar. Eine überaus einfache Lösung ergab sich in folgender Weise (Fig. 29): Die Hebel $abcdefg$ werden so angeordnet, daß der daran befestigte Schreibstift g nach dem Wellenmittel hindeutet und sich in Richtung der Wellenachse bewegt; sein Ausschlag aus der Null-Lage in axialer Richtung mißt dann die augenblickliche Torsion des Wellenstücks, d. h. die Drehkraft.

Zwischen Schreibstift und Welle läßt sich nun eine kon-

zentrisch zur Welle liegende Schreibtrommel von der Seite her auf einer Schlittenführung einschieben.

Im Betriebe rotieren Rohr, Scheiben und Hebelwerk; Schreibstift g läuft dabei um die stillstehende Schreibtrommel, auf ihrem Umfang die Kurve der Verdrehungen, d. h. die Drehkräfte, aufzeichnend.

Wenn die Trommel zur Seite geschoben ist, liegt sie vollständig außerhalb des Bereichs der rotierenden Apparateile und kann gefahrlos mit Papier bespannt werden; analog vollzieht sich das Abnehmen der fertigen Diagramme.

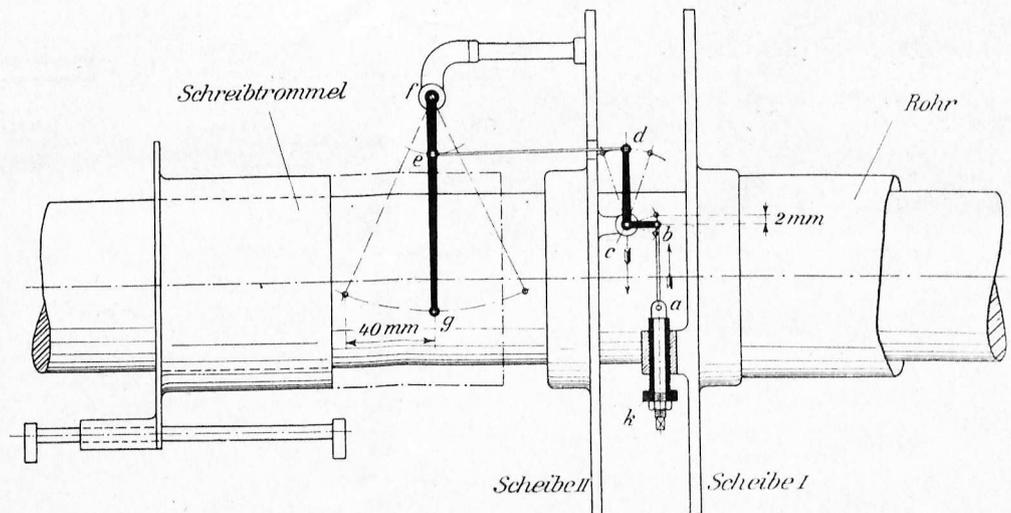
Auf S. 18 finden sich weitere Angaben, wie die Uebertragung der Diagramme nach dem festen Raume hin erreicht werden kann.

Selbstverständlich muß, entsprechend der atmosphärischen Linie der Dampfdiagramme, die Abszissenachse, d. h. die Null-Linie für spannungslosen Wellenzustand, auf jedem Diagramm angegeben werden. Dies wird von einem zweiten mitrotierenden, jedoch unbeweglichen Schreibstift besorgt, der vor dem Versuche ein für allemal entsprechend eingestellt wird.

Da die Ordinaten der Diagramme, d. h. die axialen Schreibstiftverschiebungen, proportional der augenblicklichen Drehkraft, die Abszissen, d. h. die räumlichen Stellungen des Schreibstiftes, proportional dem zurückgelegten Wege sind, so stellt die vom Diagramm begrenzte Fläche, genau wie bei Dampfdiagrammen, die

Fig. 29.

Schreibhebel- und Trommelanordnung des Torsionsindikators.



durch die Welle bei einer Umdrehung übertragene Arbeit dar. Es folgt, daß durch Planimetrieren der selbsttätig aufgezeichneten Diagramme das mittlere Drehmoment und damit die effektive Pferdezahl bestimmt werden kann.

Die konstruktive Durchbildung der Idee zeigen die Figuren 30 bis 34 für einen Wellendurchmesser von 320 mm bei einer Meßlänge von 2200 mm und einem Meßradius $R = 400$ mm.

Es ist dies die erste und typische Ausführungsform des Apparates. Auf äußere Eleganz, wie man sie sonst bei modernen Meßapparaten gewöhnt ist, wurde dabei vollständig verzichtet.

Um jede einseitige Wirkung entdecken und im Meßresultate sicher eliminieren zu können, wurde die Relativverschiebung gleichzeitig an zwei diametral gegenüberliegenden Punkten gemessen, so daß eigentlich 2 getrennte Meßapparate entstehen, die sich gegenseitig kontrollieren. Selbstverständlich sind alle Stücke zweiteilig ausgeführt, damit an der fertigen Wellenleitung keinerlei Demontage vorzunehmen ist.

Zur Zentrierung des freien Rohrendes bei Scheibe I dienen vier große, durch radiale Schrauben genau einstellbare Rollen, wodurch die Reibung auf ein Minimum redu-

ziert wird. Bei einem kleineren Apparate für 50 mm Wellendurchmesser fanden wegen Platzmangels Rollensektoren Anwendung.

Das genau dem Schema (Fig. 29) entsprechende Hebelwerk *abcdefg* (Fig. 31) vergrößert die Relativverschiebung auf das 22fache, so daß einem mittleren Verdrehungsbogen von 2 mm eine mittlere Diagrammhöhe von 44 mm entspricht. Der größte Feind einer exakten Messung ist im vorliegenden

Fall ein toter Gang in den Gelenken des Hebelwerkes. Derselbe wurde durch Anordnung konischer, nachstellbarer Zapfen bei allen festen Lagerungen und durch sorgfältig eingeschliffene, zylindrische Zapfen bei den beweglichen Lagerungen nach Möglichkeit vollständig vermieden. Ein etwa verbleibender Rest ließ sich durch eine Feder, welche alle Zapfen nach einer Richtung angedrückt hielt, vollends unschädlich machen.

Fig. 30.

Torsionsindikator. Gesamtanordnung.

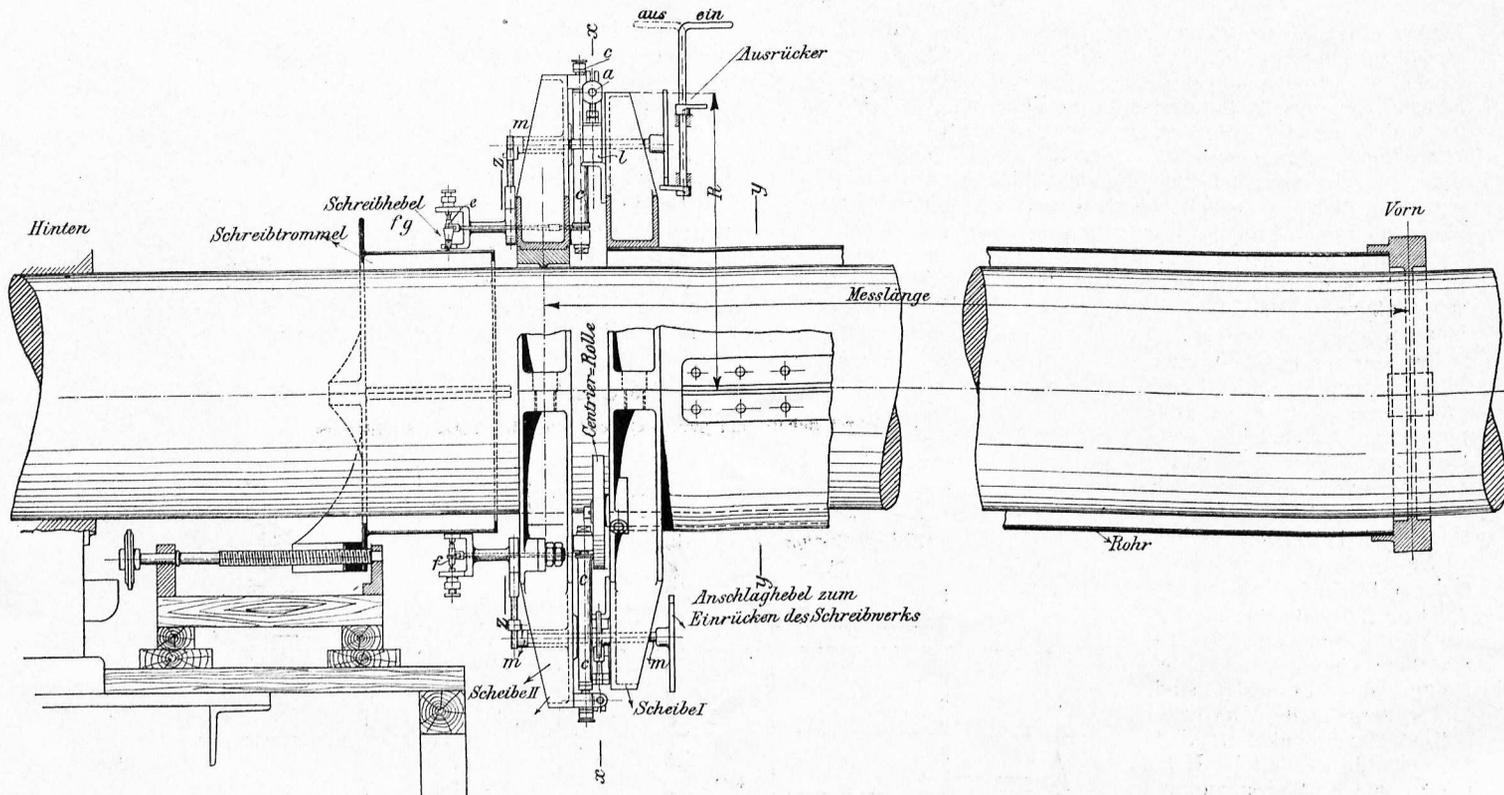


Fig. 31.

Oberansicht.

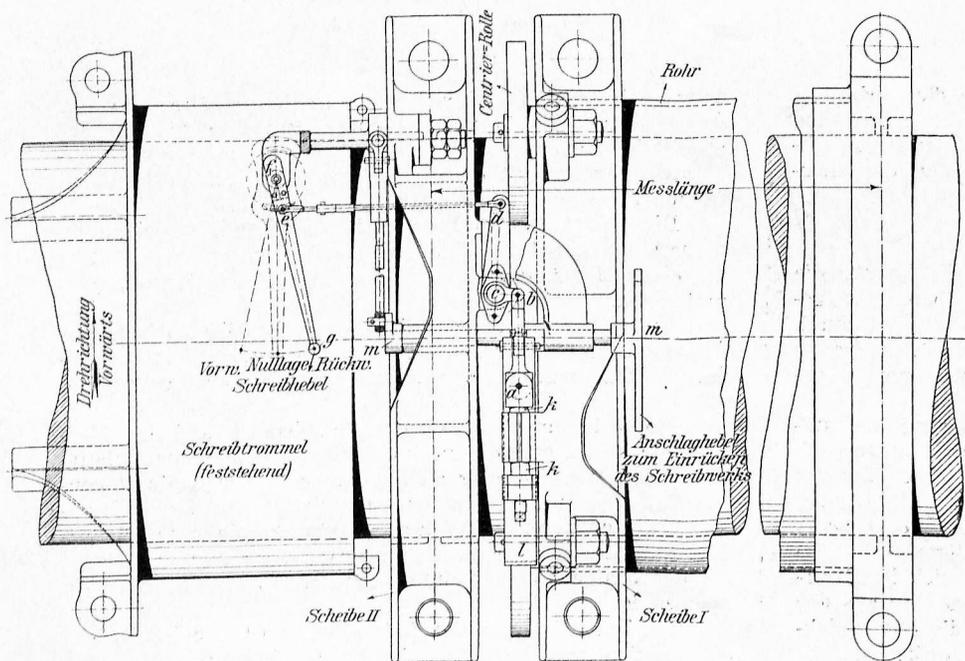
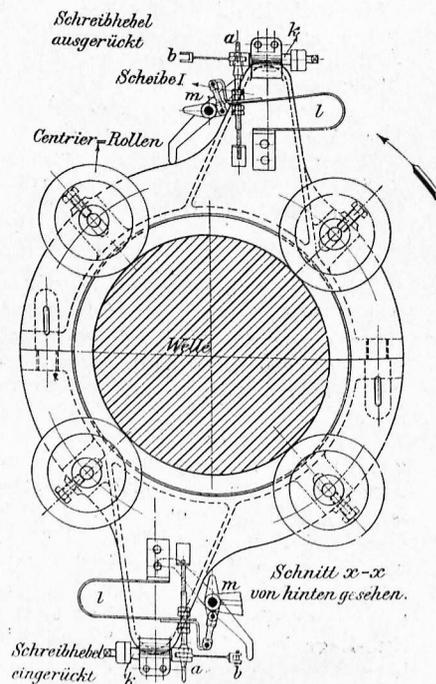


Fig. 32.

Querschnitt.

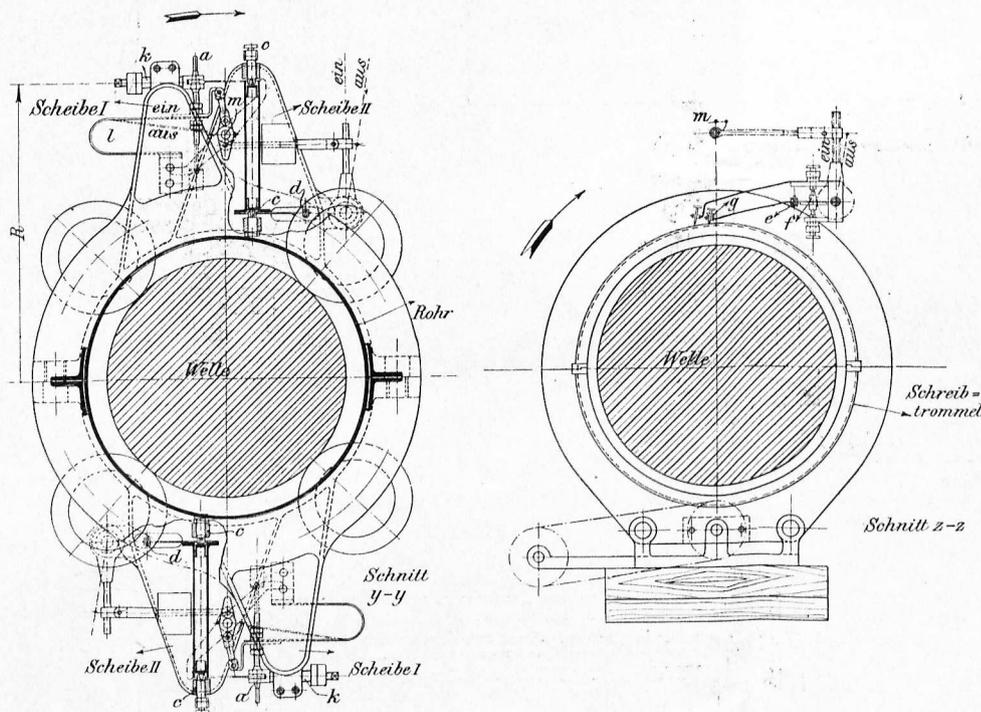


Um den Apparat nicht gleich von Anfang an zu sehr zu komplizieren, wurde auf eine Geradföhrung des Schreibstiftes *g* wie bei Dampfindikatoreu anfänglich verzichtet; ein Fehler in der gemessenen Effektivleistung tritt dadurch nicht ein, wie sich leicht geometrisch beweisen läßt; übrigeus können die meistens nur wenig verzerrten Diagramme sofort von Bogenordinaten auf senkrechte Ordinaten umgezeichnet werden, wie in Fig. 48 angedeutet.

Die Schreibstifte müssen, schon wegen der Zentrifugalkraft, mit einem gewissen Drucke gegen die Trommel anliegen. Beim Einschleiben der Trommel würden sie daher abbrechen, wenn nicht irgendwie vorher ein Abheben derselben ermöglicht wird.

Dieses Manöver an dem rotierenden Apparat auszuführen, dient eine aus Welle *m-m* mit Anschlaghebel einerseits und Kurbel andererseits bestehende Vorrichtung, deren Idee den Sternvorschüben der Bohrwerke usw. entnommen ist. Die

Fig. 33 und 34.
Querschnitte.



Achse *f* des beweglichen Schreibhebels *f-g* läuft nämlich in der Gabel einer Säule, die in einem Auge der Scheibe II, um einen kleinen Winkel drehbar gelagert ist und gleichzeitig den festen Schreibstift für die Null-Linie trägt. Beim Drehen dieser Säule nach außen heben sich die Schreibstifte von der Trommel ab (vergl. Fig. 31, 33 und 34). Mit der drehbaren Säule verbunden ist ein in Fig. 33 und 34 deutlich zu erkennender Hebel, der durch die Kurbel bei *m* unter Vermittlung einer einstellbaren Zugstange bewegt wird.

Die Vorrichtung *m-m* erfüllt gleichzeitig noch einen andern Zweck, nämlich das Hebelwerk zu arretieren. Ich erachtete es nämlich für die Gelenke nicht für vorteilhaft, wenn dieselben während der ganzen Dauer der Fahrt spielen, obwohl man z. B. bei Manometern an Receivern dagegen nicht das leiseste Bedenken hat. Die Arretierung erfolgt hier durch Unterbrechung der Verbindung zwischen Scheibe I und II, indem der konische Zapfen *a* der Zugstange *a-b* unter Vermittlung einer kleinen Kurbel und der Feder *l* (vergl. Fig. 32 und 33) radial nach innen gezogen wird. Sobald dies geschieht, hat die Relativverdrehung von Scheibe II gegen I nur ein Spielen des Zugstangenendes *a* in der Gabel von *a-k* zur Folge, ohne daß jedoch das übrige Hebelwerk bewegt wird. Die Feder *l* sucht den konischen Zapfen *a* nach innen zu ziehen.

Die Bewegung dieser Ausrück- und Arretiervorrichtung geschieht durch Anschlagen des rechts liegenden Anschlaghebels *m* (Fig. 31) an den inneren oder äußeren Daumen einer passend am Schiffskörper befestigten, von Hand zu stellenden Steuerwelle (vergl. Fig. 30). Dieser Anschlaghebel, dessen Form und Endstellungen Fig. 32 deutlich erkennen läßt, dreht sich dabei mit seiner Schaltwelle *m-m* um 90°.

Von besonderer Wichtigkeit für eine genaue Auswertung der Diagramme ist die Kenntnis des wirklichen Uebersetzungsverhältnisses des Hebelwerkes; denn eine Berechnung desselben aus den aufgemessenen oder gar in der Werkzeichnung angegebenen Hebellängen würde unter Umständen Fehler von 8 bis 10 vH ergeben. Es wurde deshalb an Scheibe I die Mikrometerschraube *a-k* angebracht, um eine tangentielle Relativverschiebung des Punktes *a* gegen Scheibe II von genau bekannter Größe ermöglichen zu können. Man setzt zu diesem Zweck eine Scheibe mit Gradeinteilung auf den Kopf der Mikrometerschraube, dreht diese um irgend einen Winkel, wobei sich *a* um eine, durch die Steigung der Schraube genau bekannte Strecke verschiebt, und mißt den Ausschlag von Schreibstift *g* ab. Das Verhältnis der beiden Wege ist das wirkliche Uebersetzungsverhältnis.

Eine der Hauptschwierigkeiten der praktischen Ausführung scheint die hohe Schreibgeschwindigkeit zu bilden. Bei 380 mm Trommeldurchmesser und 80 Umdrehungen pro Minute beträgt sie z. B. 1,6 m/sk. Solche Geschwindigkeiten kommen selbst beim Indizieren von Torpedobootsmaschinen nicht vor.

Nach einigen Vorversuchen mit Stiften aus Blei oder weichen Legierungen auf gewöhnlichem und präpariertem Papier erwiesen sich Stifte aus hartem Messing auf kräftigem, präpariertem Indikatorpapier als allein brauchbar. Wesentlich ist, daß die Schreibstifte geneigt zur Papierfläche stehen; andernfalls tritt immer ein Aufreißen ein.

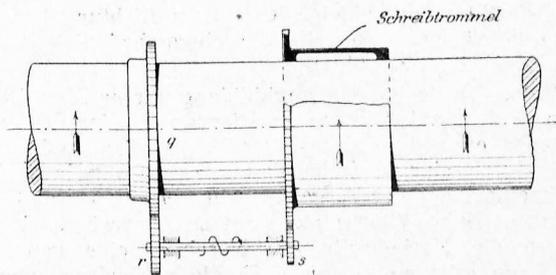
Auf diese Weise lassen sich auch bei 3 m/sk Geschwindigkeit noch gute Resultate erzielen.

Bei dem großen Einfluß solcher scheinbar untergeordneter Schwierigkeiten auf die sichere Erzielung guter Resultate ist es jedenfalls nicht überflüssig, wenn ich andeute, wie dieselben durch andere Schreibtrommelanordnungen umgangen werden können.

Eine Möglichkeit zeigt z. B. Fig. 35 in schematischer Darstellung.

Fig. 35.

Rotierende Differential-Schreibtrommel mit verminderter Schreibgeschwindigkeit.



Es wird hier die Relativgeschwindigkeit zwischen Schreibstift und Trommel dadurch vermindert, daß die Trommel gleichsinnig mit dem Schreibstifte rotiert, jedoch etwas rascher

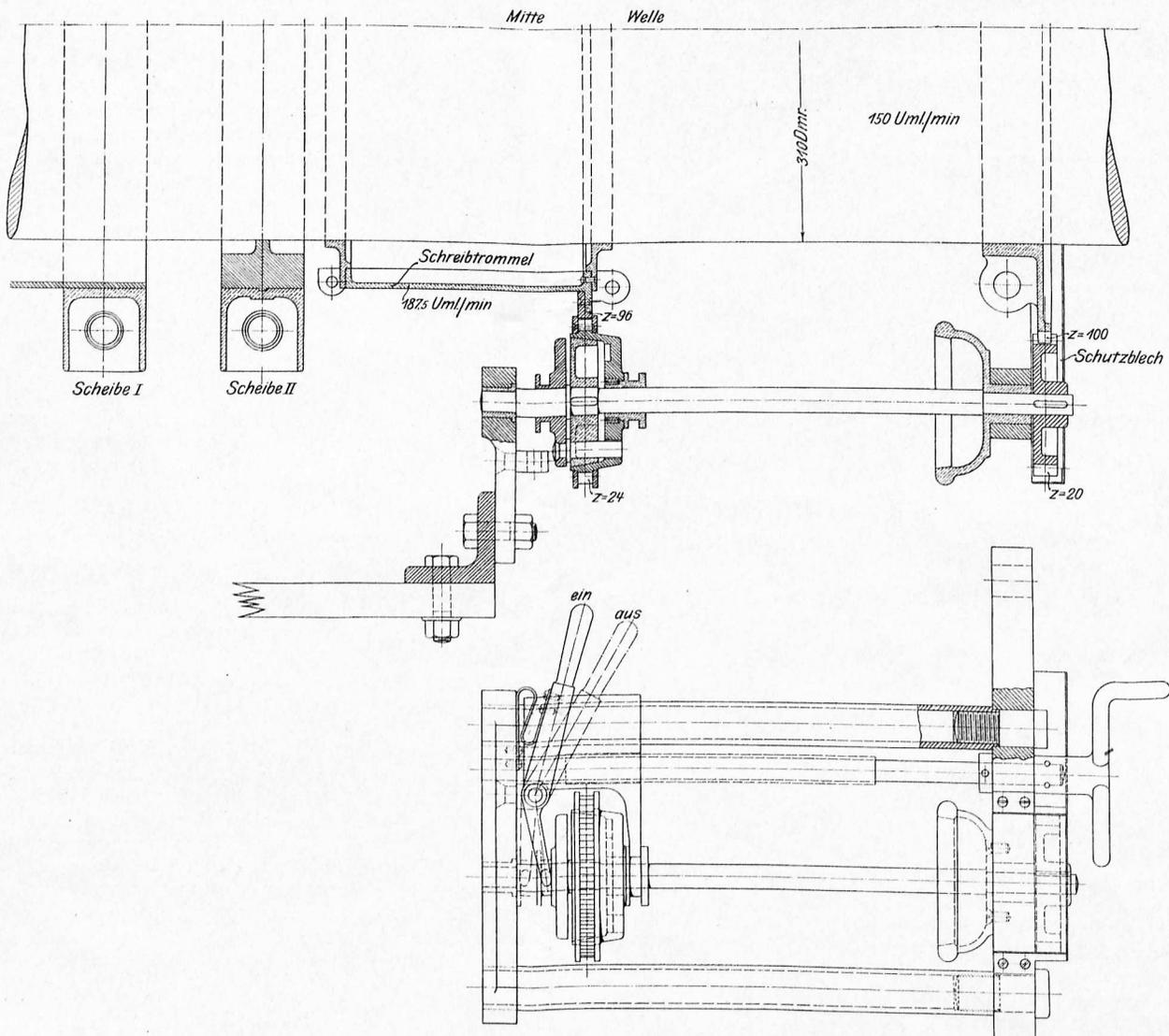
oder langsamer. Erreicht wird dies durch die Zahnräder $q-r-s$. q sitzt fest auf der Maschinenwelle und treibt durch das kleine Zahnrad r die Vorgelegewelle $r-s$. Zahnrad s greift in einen Zahnkranz der Schreibtrommel, welche hier lose dreh- und verschiebbar auf der Maschinenwelle sitzt. Die beiderlei Uebersetzungen werden so gewählt, daß die Tourenzahl der Schreibtrommel um einen einfachen Bruchteil $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{4}$, . . . größer oder kleiner als die Tourenzahl der Maschinenwelle ausfällt. Die Trommel dreht sich alsdann bei jedem Maschinenumgang nur um $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{4}$ usw.

Fig. 36 und 37 zeigt die Ausführung dieser Ideen für S. M. Kreuzer »Hamburg«¹⁾, dessen Wellen je 5000 PS bei $n = 150$ Touren übertragen. Auf der Vorgelegewelle ist links die kombinierte Reibungs- und Stiftkupplung, rechts die Trommel in ausgerücktem Zustand selbsttätig festbremst.

Derselbe Zweck, die Verringerung der Schreibgeschwindigkeit und damit der Diagrammlänge läßt sich noch in ganz anderer Weise erreichen, nämlich durch kleine mitrotierende Schreibtrommeln, die auf einem die Welle

Fig. 36 und 37.

Schreibtrommel-Anordnung auf S. M. Kreuzer »Hamburg«.



ihres Umfanges unter dem mit der Maschinenwelle rotierenden Schreibstift in der einen oder andern Richtung fort und die Diagrammlänge, sowie die Schreibgeschwindigkeit wird auf $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{4}$. . . vermindert.

Bei der konstruktiven Durchbildung dieser Idee ist zu beachten, daß zum Aufziehen von Diagrammpapier die Trommel festgehalten und seitlich verschoben werden muß. Dies läßt sich durch eine konische Reibungskupplung in Verbindung mit einem auf der Vorgelegewelle verschiebbaren Zahnrad erzielen. Beim Wiedereinkuppeln muß jedoch die Trommel gegen die Kurbelwelle der Maschine eine ganz bestimmte Lage erhalten, damit z. B. die »Hochdruck oben«-Stellung auf jedem Diagramm angegeben werden kann. Diese Möglichkeit gibt eine Klauen- oder Stiftkupplung.

lose umgebenden Ring aufsitzen. Fig. 38 bis 40 zeigt das Prinzip dieser Anordnung, die für den Schnelldampfer »Kaiser Wilhelm II« Anwendung fand ($2 \times 20\,000$ PS_i bei $n = 80$ Touren). $a-a$ in Fig. 38 ist der trommelartige, verschieb- und drehbare Ring, der auf der Achse b die Schreibtrommel c von genau 360 mm Umfang trägt. Längs deren Oberfläche bewegt sich, hier in radialer Richtung, der mit Ellipsengeradförmige Schreibstift d . Der lose Ring kann mit Hilfe des Kammes e in axialer Richtung an die Scheibe II heran-

¹⁾ Ueber die konstruktive Durchbildung der neueren, auf Schnelldampfer »Kaiser Wilhelm II«, einem Kreuzer mit 10 000 PS_i, einem Versuchsboot, und S. M. Kreuzer »Lübeck« verwendeten Apparate und deren Versuchsergebnisse ist vor der Schiffbautechnischen Gesellschaft im November d. J. eingehend berichtet worden.

geschoben und durch den Mitnehmerdaumen *f* exakt und stoßfrei mit ihr gekuppelt werden. Zum Aufziehen von Papier wird der Ring nach rechts geschoben und durch eine hier nicht gezeichnete Schlittenvorrichtung in der Endstellung selbsttätig festgebremst.

Die Trommel *c* muß sich bei jedem Maschinenumgang genau einmal um ihre Achse *b* drehen. Dies besorgt ein

Ganzes, ohne Relativbewegung von *c*. Der Druck der Schreibstifte gegen die Schreibtrommel läßt sich hier durch Verschieben der Trommelachse *b* auf dem Ring *a* im Betriebe beliebig einstellen. —

Hervorgehoben sei, daß die sämtlichen, hier beschriebenen Anordnungen zur Uebertragung der Diagramme nach dem ruhenden Raum hin ganz all

Fig. 38.

Schreibtrommelanordnung des Torsionsindikators für den Schnelldampfer »Kaiser Wilhelm II«.

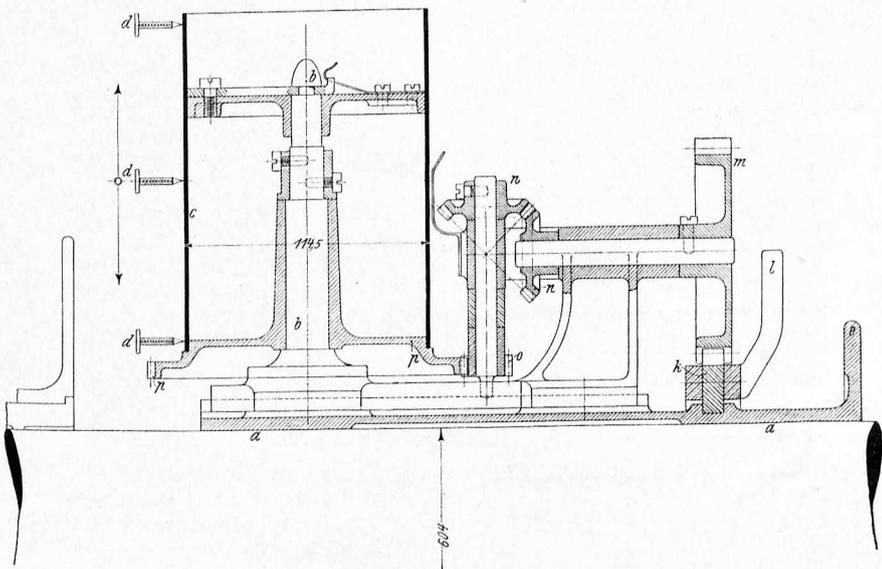


Fig. 39.

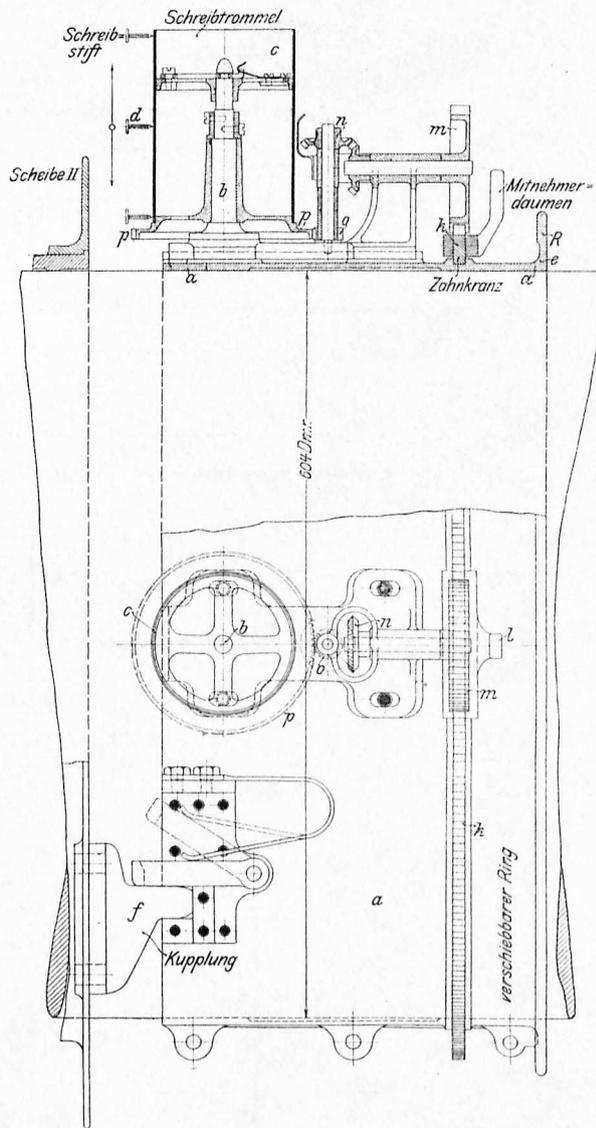
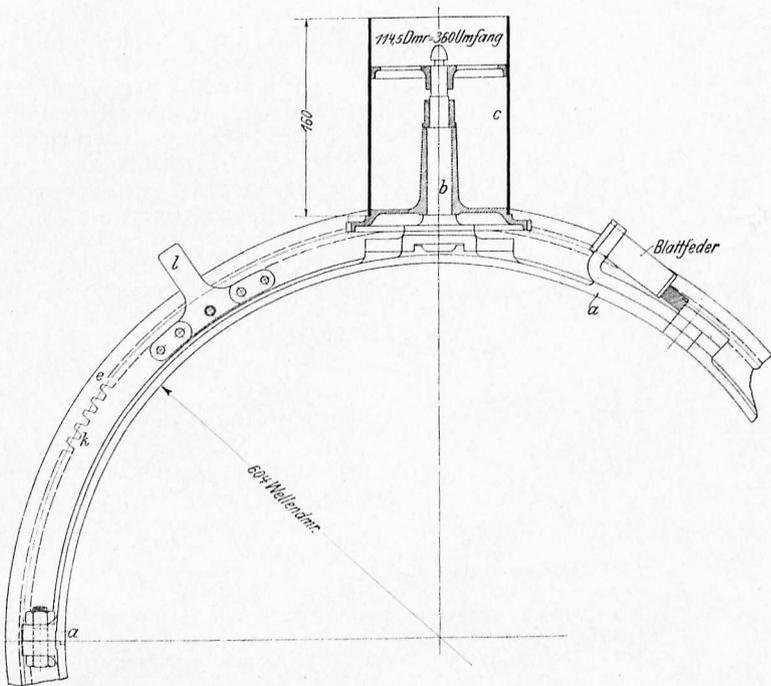


Fig. 40.

Details zur Schreibtrommelanordnung für Schnelldampfer »Kaiser Wilhelm II« (Seitenansicht).



Planetengetriebe, bestehend aus dem in einer Nut des Ringes *a*—*a* lose drehbaren Zahnkranz *k*, der durch den Mitnehmer *l* von außen festgehalten werden kann, und dem auf *k* sich abwälzenden Planetenrad *m*, das durch Kegeiräder *n*—*n* und Stirnräder *o*—*p* seine Bewegung der Schreibtrommel mitteilt. Es geschieht dies jedoch nur, wenn Zahnrad *k* mit Hilfe des Mitnehmers *l* festgehalten wird, andernfalls rotiert *a* mit *c* als

gemein bei Meßapparaten Verwendung finden können, welche auf rotierenden Wellen sitzen und dort sich abspielende physikalische oder technische Vorgänge beobachten sollen.

Ich brauche wohl kaum zu erwähnen, daß die ein für allemal gegebene Idee des Apparates außerdem durch kleine Abänderungen einzelner Details zahllose Variationen gestattet, deren Mehrzahl jedoch verworfen wurde. So ließe sich eine hydraulische Vergrößerung der Verschiebungen, eine elektrische Zeigerübertragung nach irgend einer Stelle des Schiffes angeben. Ferner könnte das Instrument in ziemlich einfacher Weise mit einer Planimeterrolle ausgerüstet und dadurch zu einem integrierenden Torsionsindikator bzw. einem Leistungszähler umgestaltet werden.

Etwa befürchtete Fehler durch Torsionsschwingungen des Rohres selbst, infolge von ungleichmäßiger Drehgeschwindigkeit der Welle ließen sich durch die Anord-

nung Fig. 41 fast vollständig vermeiden; übrigens liegt die Eigenschwingungszahl solch kurzer Rohre an und für sich schon außerordentlich hoch.

Bei Platzmangel in Richtung der Wellenachse kann die Trommel um das Rohr gelegt werden, wie dies z. B. bei einem Modell für 50 bis 140 mm Wellendurchmesser geschah (vergl. Fig. 44).

Eine wesentliche Vereinfachung des Apparates kann eintreten, wenn das Drehmoment während einer Umdrehung nahezu konstant ist, wie bei Elektromotor- oder Turbinenantrieb. Von ganz besonderer Wichtigkeit ist dies beim Schiffsantrieb durch Dampfturbinen, in welchem Falle die übertragene Leistung bisher (abgesehen von der Methode

geschieht hier, wie bei Zentrifugalregulatoren, mit Hilfe einer axialverschieblichen Hülse und eines Gleitringes.

Die konstruktive Ausführung eines solchen Apparates für ein kleines Versuchsboot mit $2 \times 6 \text{ PS}_0$ bei $n = 300$ bis $n = 3000$ Touren pro Minute zeigt Fig. 43 und 43a. Aehnliche Apparate werden auf S. M. Kreuzer »Lübeck« und einem Turbinenschneeldampfer der Nordsee-Linie zur Bestimmung der Effektivleistung der 10000 pferdigen bzw. 6000 pferdigen Dampfturbinenanlagen Verwendung finden.

Die vorstehend angedeuteten Abänderungen und Spezialkonstruktionen des Torsionsindikators mögen beweisen, in wie mannigfaltiger Weise das allgemeine Prinzip des Apparates sich konstruktiv verwirklichen und anwenden läßt.

Fig. 41.

Anordnung zur Verhütung von Torsionsschwingungen des Rohres.

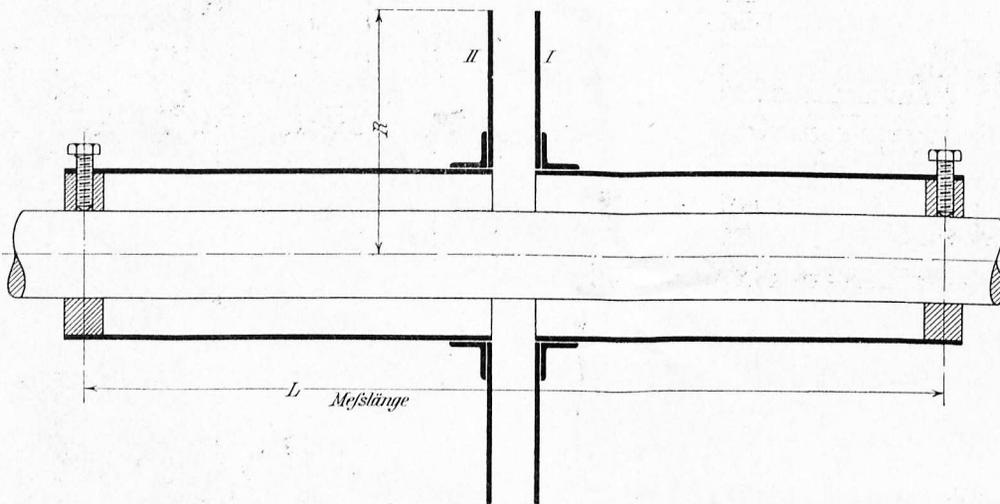
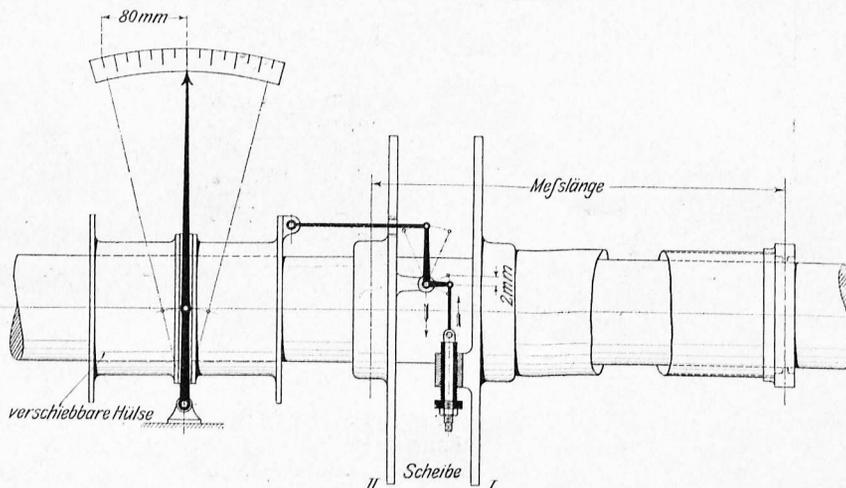


Fig. 42.

Torsionsindikator für Turbinen (schematisch).



Professor Denton's, welche jedoch den Nachteil hat, eine größere Wellenlänge mit Flanschen und Lagern zu erfordern) überhaupt noch nie exakt bestimmt werden konnte, sondern aus Modellschleppversuchen berechnet werden mußte.

Infolge der Rückwirkung der einzelnen Propellerflügel ist das effektive Drehmoment zwar niemals absolut genau konstant, indessen erlangen die Schwankungen nur beim Eintritt von Resonanz etwas größere Werte. Man darf daher auf ein eigenes Diagramm verzichten und kann den Mittelwert des Drehmomentes nach dem Prinzip der schematischen Figur 42 direkt an einem Zeiger von außen ablesen. Die Übertragung der Hebelstellungen nach dem ruhenden Raume

Eine Anpassung des Torsionsindikators an beliebige kleinere Wellendurchmesser erfolgt durch auswechselbare Futter, oder durch vier lange Stellschrauben.

Verschiedene Empfindlichkeit läßt sich durch Variation der Meßlänge, z. B. mit Hilfe von entsprechend eingebohrten Stellschrauben, oder durch Aenderung der Hebelübersetzung erreichen.

Handhabung des Indikators beim Versuche.

Vor der Besprechung der Versuche sei kurz die Handhabung des Apparates angedeutet.

Zunächst ist in der früher angegebenen Weise das Übersetzungsverhältnis des Hebelwerkes mit Hilfe der für diesen Zweck eingebauten Mikrometerschraube genau zu bestimmen, vergl. S. 17.

Nach dieser Vorarbeit wird die Lage der Schreibstifte für spannungslosen Wellenzustand festgestellt; man erreicht dies durch langsames Vor- und Rückwärtsdrehen der Welle¹⁾. Die vom Schreibstifte dabei gezeichneten Null-Linien liegen um einige Millimeter auseinander. In der Mitte zwischen beiden Linien liegt — genau ausbalancierten Propeller vorausgesetzt — die wirkliche Null-Linie, auf welche der feste Schreibstift ein- für allemal eingestellt wird²⁾.

Darauf wird die Lage der Schreibstifte gegen die Trommel für irgend eine Kurbelstellung, z. B. »Hd-oben«, ebenfalls durch Vor- und Rückwärtsdrehen genau ermittelt und auf der Trommel angeköhrt. Liegt der Apparat von der Maschine weit entfernt, so gilt diese Marke im Betriebe nicht

¹⁾ Große Schiffsmaschinen sind immer mit einer speziell diesem Zweck dienenden kleinen Hilfsdampfmaschine, der sogenannten Drehmaschine, versehen, die durch Schneckenradübersetzung ein gleichmäßiges, langsames Drehen der Welle ermöglicht.

²⁾ In sehr eleganter Weise gelingt diese Bestimmung der Nulllage beim Antrieb durch Motoren mit konstantem Drehmoment, z. B. Turbinen. Man kuppelt zu diesem Zweck die Welle hinter dem Apparat ab und läßt die Anlage leer vorwärts und rückwärts laufen, wobei die Zeigerausschläge zu beobachten sind. Aber auch bei Kolbenmaschinen kann das letztere Verfahren, nämlich Leerlaufversuche bei abgekuppelter Propellerwelle, zur ganz genauen Feststellung der Null-Linien verwendet werden.

mehr genau, weil der Schreibstift des Apparates gegenüber der Maschine um den Verdrehungswinkel der zwischenliegenden Wellenleitung zurückbleibt.

Die eigentliche Diagrammentnahme im Betrieb erfordert außer dem Ein- und Ausschleiben der Schreibtrommel, vergl. Fig. 29 bis 34, weiter nichts als eine Drehung der kleinen Steuerwelle auf »ein« und »aus«; die ganze Manipulation wurde von einem mir bei den Versuchen zugeteilten Schlosser nach einmaliger Anweisung in zuverlässigster Weise ausgeführt.

Die Versuche.

Die ersten Versuche fanden mit einem kleineren Modell für 50 bis 140 mm Wellendurchmesser an der Transmissionswelle eines Lochwerkes statt. Naturgemäß bietet die verhältnismäßig langsam variierende Drehkraft desselben wenig Interesse, um so mehr als ein Vergleich mit einer Berechnung unmöglich ist. Interessant war nur die Anfahrperiode, die mit starken stoßartigen Schwingungen begann.

Die weiteren Versuche wurden an einer zwischen Drehbankspitzen gespannten Welle von 50 mm Durchmesser vorgenommen, die nach Fig. 44 mit einer Riemenscheibe und schweren Bleigewichten ausgerüstet war.

Bei eintretender Mitnahme der Welle durch die Planscheibe entstand durch die Gewichte ein Drehmoment von sinusförmigem Verlauf; denn der Hebelarm variierte sinusförmig. Die zu erwartende Drehkraftkurve war demnach eine symmetrisch zur Null-Linie liegende Sinuslinie.

Fig. 45 zeigt nun Kopien der unter vier verschiedenen

Fig. 43.

Torsionsindikator für ein Versuchsboot.

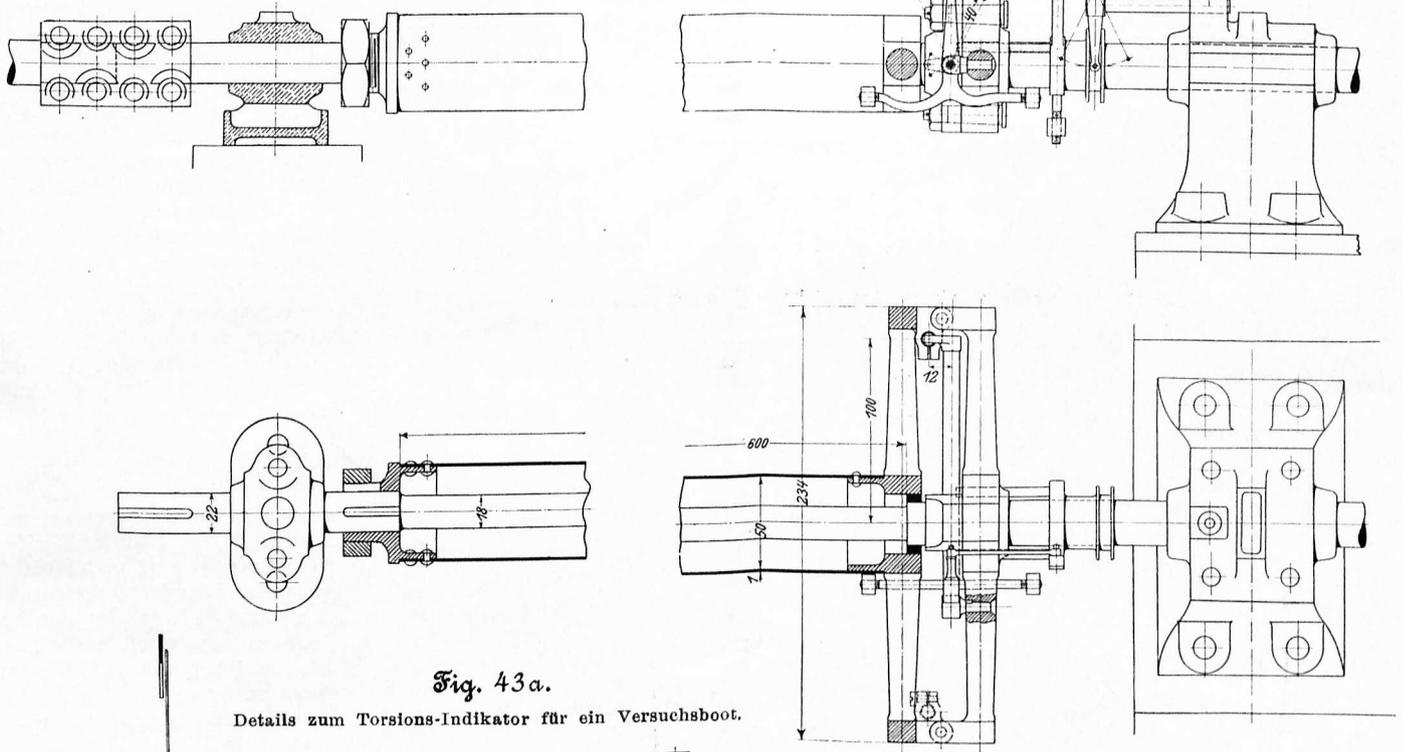
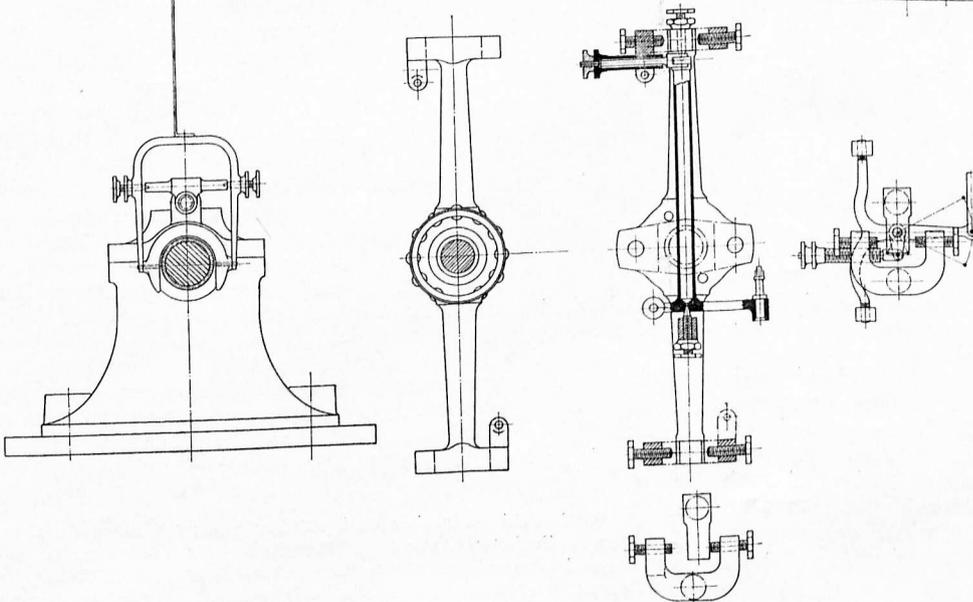


Fig. 43a.

Details zum Torsions-Indikator für ein Versuchsboot.



Verhältnissen erhaltenen Originaldiagramme. Sie stellen den Verlauf der Verdrehungen, d. h. auch der Drehmomente und Spannungen dar.

Die Lage der Null-Linie ist nicht genau symmetrisch zur Sinuslinie. Es rührt dies von dem ziemlich konstanten, zur Ueberwindung der Reibung in der hinteren Drehbankspitze nötigen Drehmoment her. Durch Planimetrieren des Gesamtdiagramms läßt sich der entsprechende Betrag leicht finden. Durch Anziehen der Reitstockspindel konnte der Betrag beliebig gesteigert werden.

Selbst bei der niederen Tourenzahl von 27 pro Minute zeigen sich in der Nähe der Null-Linie, d. h. beim Krafttrichtungswechsel, bedeutende Abweichungen von der Sinuslinie in Gestalt von rascheren, darüber gelagerten Schwingungen. Die Ursache

war am starken Klappen der Zahnräder des Antriebes deutlich hörbar. Der Druckwechsel ruft bei Zahnrädern mit Spiel Stöße hervor, die in der Welle Torsionsschwingungen erzeugen. Die Wirkung steigert sich mit zunehmender Tourenzahl, wie das zweite Diagramm erkennen läßt.

Von besonderem Interesse dürften nun die Versuche sein, bei denen absichtlich zwischen den Mitnehmerknaggen der Planscheibe und dem Drehherz der Welle zuerst 3 mm, dann 5 mm Spiel gegeben wurde. Die nunmehr direkt auf die Welle übertragenen Stöße riefen Torsionsschwingungen hervor, welche die Welle auf den doppelten bis dreifachen Betrag des maximalen statischen Drehmoments

Fig. 44.

Versuche auf der Drehbank. Meßanordnung.

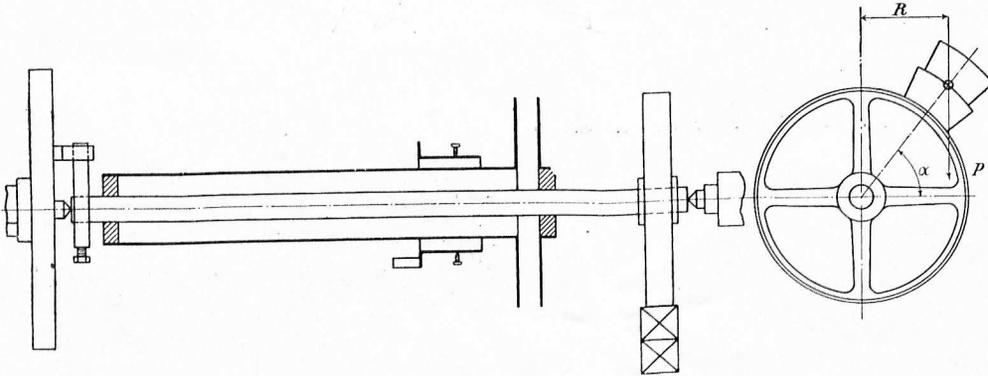
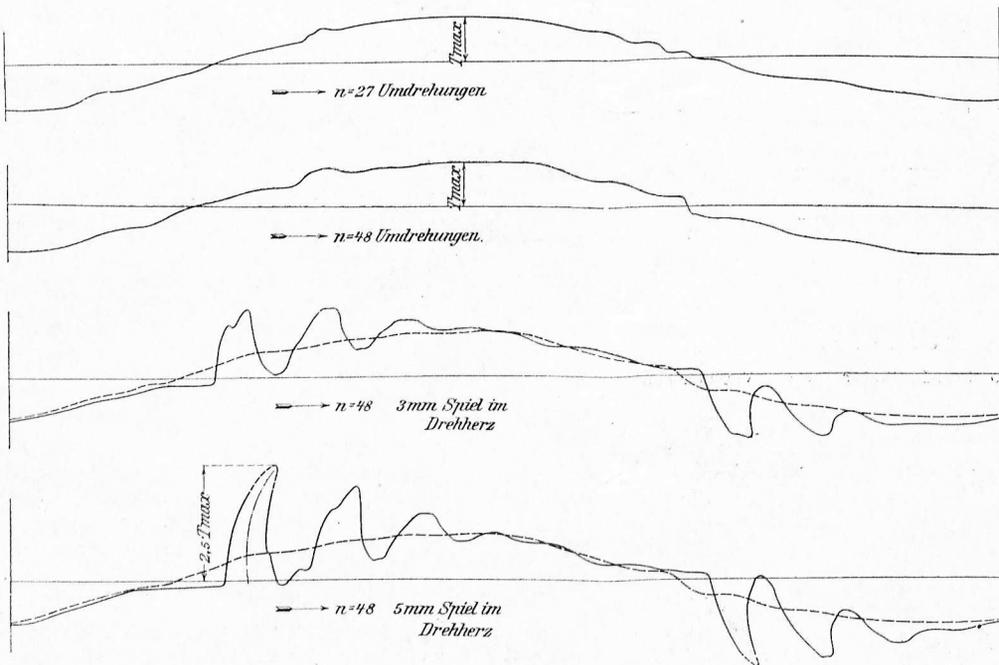


Fig. 45.

Versuche auf der Drehbank an einer Welle von 50 mm Durchmesser.



beanspruchten. Leider war die erste Amplitude nach jedem Stoß nicht mehr genau zu erkennen, da der Apparat für solch große Ausschläge nicht gebaut ist.

Der anscheinend von der Sinusform stark abweichende Verlauf der durch die Stöße erregten Eigenschwingungen rührt zunächst von der Aufzeichnung der Kurven mit Bogenordinaten und weiter davon her, daß die Abszissen nach Wegen (d. h. räumlichen Winkelstellungen) und nicht nach Zeiten fortschreiten. Zudem sind darüber Wellen von noch höherer Periode gelagert, die durch lokale Schwingungen, z. B. des für den ersten Versuch außerordentlich schwer gebauten Meßrohres, verursacht sein dürften.

Die erhaltenen Resultate lassen weitgehende Schlüsse zu. Zunächst ist es einleuchtend, daß bei Dampfmaschinen, deren Kurbelgetriebe mit mehreren Millimetern Spiel in den Kreuzkopf- oder Kurbelzapfen laufen, wie dies bei Schiffsmaschinen häufig vorkommt, die Beanspruchungen aller Konstruktionsteile, namentlich auch der Wellen, auf Biegung und Torsion ganz bedeutend höher ausfallen, als nach den rechnermäßigen, statisch gedachten Belastungen sich ergeben würde.

Derartige Messungen, die mit dem Torsionsindikator mühelos vorgenommen werden können, ermöglichen eine ungefähre Abschätzung der Verhältnisse, die überhaupt bei Stoßbelastungen von Maschinenteilen auftreten.

Um nur auf einen, gerade für den Schiffsmaschinenbau und -Betrieb hochwichtigen Fall hinzuweisen: Welche Biegungsspannungen mögen z. B. in Propellerwellen¹⁾ entstehen, die manchmal noch mit 10 mm Spiel in den Pockholzlager laufen müssen und dabei eventuell durch schlecht ausbalancierte Propeller ständig hin- und hergeworfen werden, wenn ein Spielraum von 3 bis 5 mm schon bei einer hochelastischen Welle von 50 mm Durchmesser und 3 m Länge Beanspruchungen im Gefolge hat, welche die bei statischer Belastung erwarteten um das 2- bis 3fache übertreffen!

Bedenkt man, daß dort die Aufnahme der Biegungsstöße viel härter erfolgt, als die der Drehstöße bei den geschilderten Torsionsversuchen, so ist leicht einzusehen, daß auf die Dauer die Wellen den enormen Ueberanstrengungen nicht standhalten können.

Nach den Erfahrungen der ersten Versuche wurde sofort das große, ausführlich beschriebene Modell für 320 mm Wellendurchmesser (Fig. 30 bis 34) gebaut und an der Dreikurbelmaschine eines Frachtdampfers von 2200 indizierten Pferdestärken und ca. 75 Touren probiert.

Trotz des bedeutenden Unterschiedes der zu messenden Kräfte — man bedenke die Festigkeit einer 50 mm-Welle und einer 320 mm-Welle — und trotzdem der Apparat wegen äußersten Zeitmangels erst am letzten Tage, ohne vorherige Montage in der Werkstatt, an seinem Bestimmungsort zusammengebaut wurde, funktionierten alle Teile vom ersten Moment an in bester Weise und zeigten die praktische Aus-

führbarkeit und Brauchbarkeit der zugrunde liegenden Ideen.

Zum Beweise sei eine Reihe der bei verschiedensten Tourenzahlen genommenen Originaldiagramme vorgelegt, die in den Figuren 46 bis 47 auf Bogenordinaten umgezeichnet, zum Teil reproduziert sind. Das dazu benützte einfache graphische Verfahren ist in Fig. 48 angedeutet.

¹⁾ Die Schiffsschrauben sind auf dem hintersten Stück der Uebertragungswellenleitung, der sog. Propeller- oder Schwanzwelle, stets fliegend angeordnet. Erfahrungsgemäß brechen diese Wellen fast immer nahe der Einmündungsstelle der Schwanzwelle in die Propellernabe.

Fig. 46.

Verlauf der mit dem Torsionsindikator genommenen Diagramme bei verschiedenen Tourenzahlen.

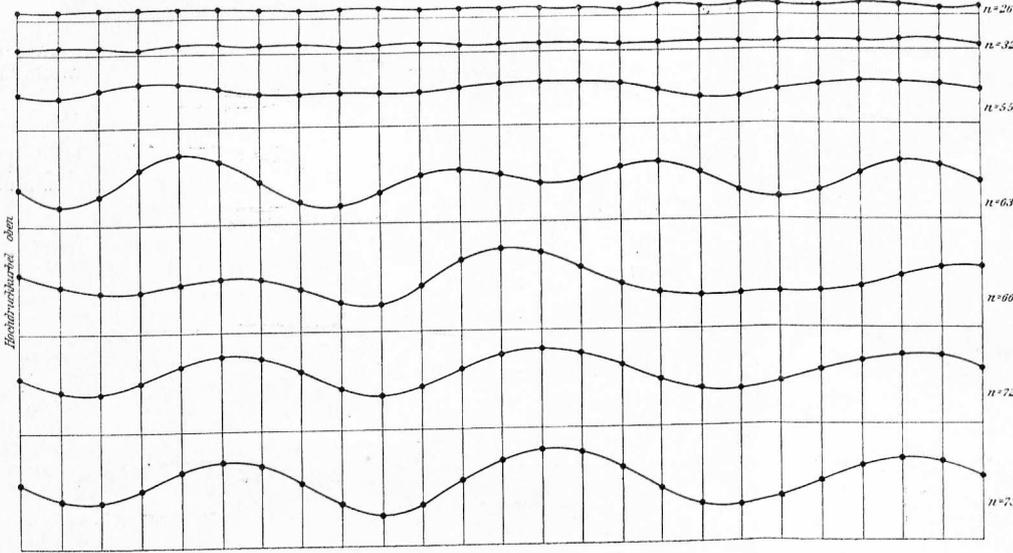


Fig. 47.

Verlauf der mit dem Torsionsindikator genommenen Diagramme bei verschiedenen Tourenzahlen.

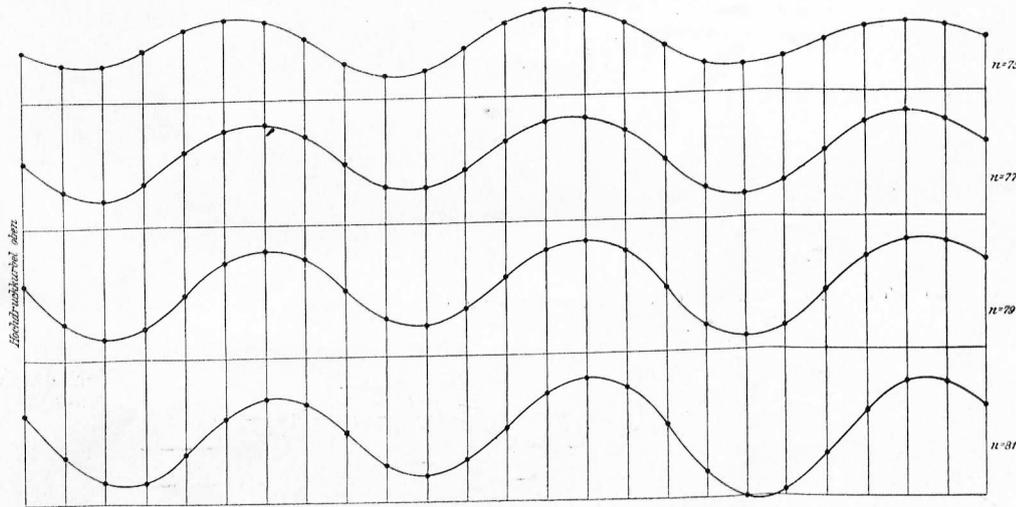
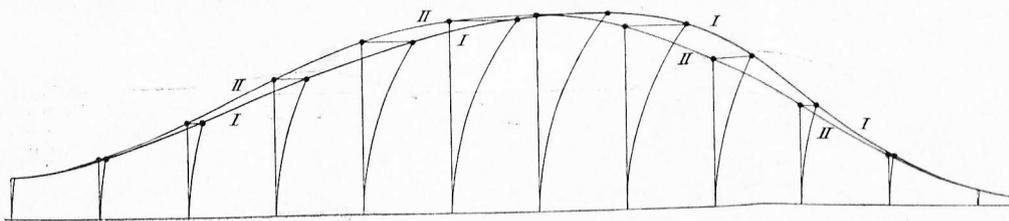


Fig. 48.

Umzeichnung der Originaldiagramme von Bogenordinaten auf rechtwinklige Ordinaten.
Kurve I Originaldiagramm. Kurve II umgezeichnet.

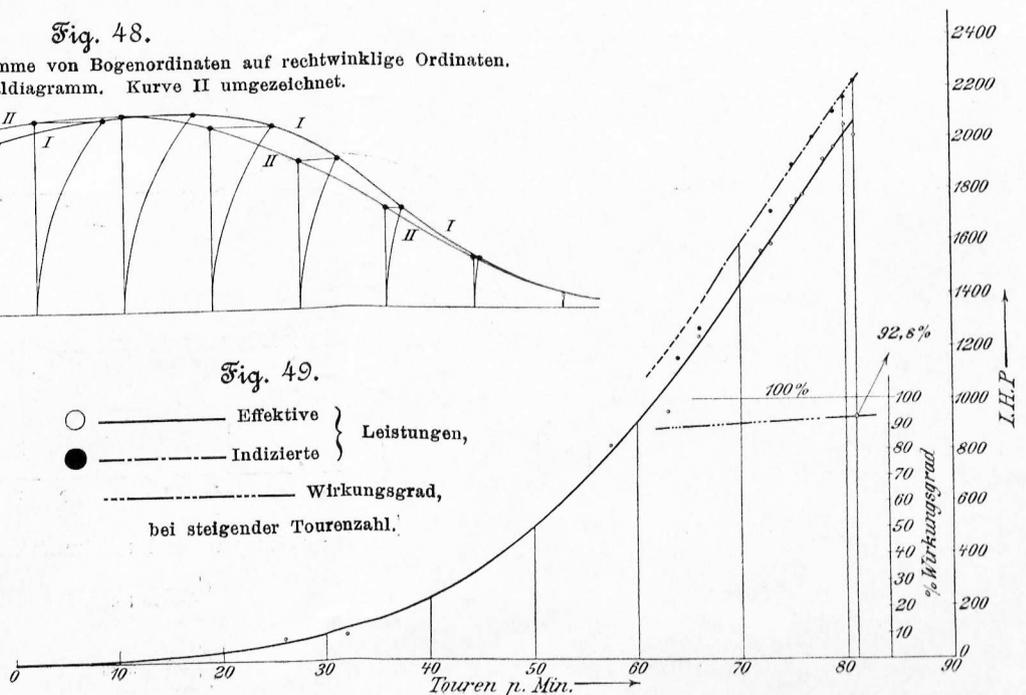


Durch Planimetrieren der Originaldiagramme wurde die mittlere Höhe derselben, d. h. das mittlere Drehmoment und damit die effektive Leistung der Maschine ermittelt. Als Elastizitätsmodul für den üblichen Siemens-Martinstahl von 40 bis 47 kg/qmm Festigkeit und über 20 vH Dehnung wurde der in der Litteratur zu findende und von Frahm bestätigte Wert 828 000 kg/qcm benutzt.

Da infolge der doppelten Anordnung der Hebel und Schreib-

Fig. 49.

○ ——— Effektive Leistungen,
● ——— Indizierte Leistungen,
- - - - - Wirkungsgrad, bei steigender Tourenzahl.



werke gleichzeitig zwei um die Hälfte ihrer Länge gegeneinander versetzte Diagramme geschrieben wurden, so ergab sich hieraus eine sehr scharfe Kontrolle ihrer Genauigkeit. Die daraus ermittelten Zahlen der Pferdekräfte unterschieden sich in den meisten Fällen um weniger als 1 vH, nur bei geringen Leistungen wurden Unterschiede bis zu 2 vH konstatiert.

Die Zunahme der Effektivleistungen mit der Tourenzahl zeigt Fig. 49 in der ausgezogenen Linie. Die schlechte Lage mancher Diagrammpunkte gegen die Kurven ist auf die für feinere Messungen unzuverlässige Tourenzählung mit der Uhr zurückzuführen, die selbst bei mehrtausendpferdigen Handelsschiffsmaschinen wegen Fehlens moderner Tachometer nötig ist und eine Verfolgung der namentlich bei seichtem Wasser auftretenden raschen Tourenschwankungen unmöglich macht. Besonders stark tritt diese Unvollkommenheit bei den Dampfdiagrammen hervor, denn es ist klar, daß die sechs einzelnen Diagramme einer Dreikurbelmaschine unmöglich im selben Moment genommen werden können.

Aus diesem Grunde läßt sich der mechanische Wirkungsgrad der Anlage nur durch Vergleich der indizierten und effektiven Kurvenwerte zuverlässig bestimmen, wie dies hier geschehen ist; andernfalls wäre der Fall denkbar, daß Wirkungsgrade über 100 vH ermittelt würden. Die erhaltene Kurve zeigt ein langsames Sinken des Wirkungsgrades

mit abnehmender Leistung, der Maximalwert beträgt etwas über 92 vH bei 2200 PS_i, d. h. 2000 PS_e.

Von noch größerem Interesse dürfte nun ein Vergleich der vom Torsionsindikator aufgezeichneten effektiven Drehkraftkurven mit den zugehörigen Tangentialkraftkurven sein.

In den Figuren 50 bis 53 sind zunächst für vier verschiedene Tourenzahlen die Dampftangentialdrücke allein und dann mit den gesondert aufgezeichneten Massendrücken vereinigt bestimmt worden. Bei den höheren Tourenzahlen 77 und 81 wurde das sog. Massendruckdrehmoment der oszillierenden Gestänge-Teile auch für die experimentell ermittelte variable Umfangsgeschwindigkeit bestimmt;

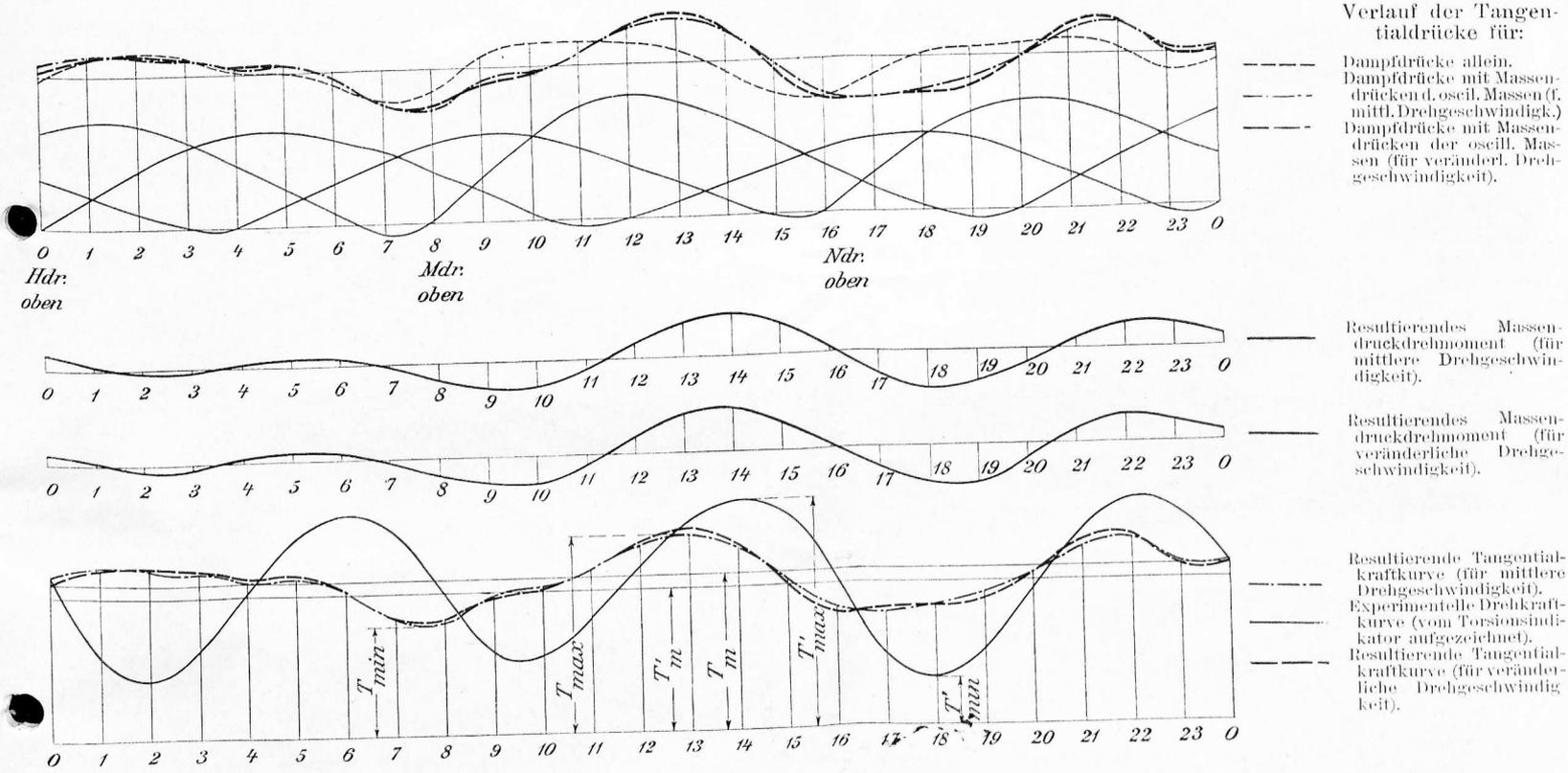
resultierende Tangentialkraftkurve neben der effektiven Drehkraftkurve. Das genaue Eintragen der letzteren in die erstere ist nicht ganz einfach; denn wenn z. B. der Schreibstift des Apparates die Hd-oben-Marke passiert, so steht die Hochdruckkurbel in diesem Moment gar nicht mehr im oberen Totpunkte, sondern ist schon um den Torsionswinkel darüber hinaus. Der hieraus sich ergebende Gedankengang für die richtige Zusammenzeichnung ist im Anhang zu finden. Die Methode wurde bei allen vier Diagrammen angewendet.

Zunächst sei Fig. 50, für 66 Umdrehungen gültig, betrachtet.

Der Verlauf des resultierenden Tangentialdiagramms ist

Fig. 52.

Vergleich der experimentellen Drehkraftkurve mit der Tangentialkraftkurve.
n = 77 Umdrehungen.



Verlauf der Tangentialdrücke für:

- Dampfdrücke allein.
- Dampfdrücke mit Massendrücken d. oscil. Massen (f. mittl. Drehgeschwindigk.)
- · - · - Dampfdrücke mit Massendrücken der oscil. Massen (für veränd. Drehgeschwindigkeit).

Resultierendes Massendruckdrehmoment (für mittlere Drehgeschwindigkeit).

Resultierendes Massendruckdrehmoment (für veränderliche Drehgeschwindigkeit).

Resultierende Tangentialkraftkurve (für mittlere Drehgeschwindigkeit).
Experimentelle Drehkraftkurve (vom Torsionsindikator aufgezeichnet).
Resultierende Tangentialkraftkurve (für veränderliche Drehgeschwindigkeit).

Tangentialkraftkurve:

$$\frac{T'_{max}}{T'_m} = 1,27$$

$$\frac{T'_{max}}{T'_{min}} = 1,79$$

Experimentelle Drehkraftkurve:

$$\frac{T'_{max}}{T'_m} = 1,62$$

$$\frac{T'_{max}}{T'_{min}} = 5,0$$

es weicht nur wenig von dem für mittlere Umfangsgeschwindigkeit ab¹⁾.

Das unterste Diagramm zeigt in jedem Fall die

¹⁾ Ist W die Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis, so ist die Kolbenbeschleunigung sehr annähernd $= \frac{W^2}{R} \cdot (\cos \omega + \lambda \cos 2 \omega) + \frac{dW}{dt} \cdot (\sin \omega + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \omega)$, wobei R den Kurbelradius, ω den Kurbel-drehwinkel, von der inneren Totlage gerechnet, und λ das Verhältnis von Kurbelradius zu Pleuelstangenlänge bedeutet. Bei Konstruktion der üblichen Tangentialkraftdiagramme setzt man für W einen konstanten, aus der Tourenzahl gerechneten Mittelwert; dabei verschwindet natürlich $\frac{dW}{dt}$. Im vorliegenden Falle wurde zunächst das »Massendruck-Drehmoment« für das mittlere W_m konstruiert und darauf die Ordinaten der erhaltenen Kurve im Verhältnis $\left(\frac{W}{W_m}\right)^2$ reduziert. W wurde experimentell ermittelt.

sehr günstig; es zeigt drei Schwankungen, die sich nur wenig von der mittleren Tangentialkraft entfernen. Nach den üblichen älteren Anschauungen müßte zwischen den Ordinaten der Tangentialkraft- und der effektiven Drehkraft-Kurve annähernde Uebereinstimmung bestehen; ein flüchtiger Blick zeigt, daß dies nur sehr wenig der Fall ist. Die Schwankungen der effektiven Drehkraft sind erstens viel größer als die der Tangentialdrücke und teilweise denselben entgegengesetzt gerichtet.

Dagegen fand eine Berücksichtigung der zweiten Glieder mit $\frac{dW}{dt}$ absichtlich nicht statt, weil alsdann auch die ähnlich zu rechnenden, bedeutend größeren, Trägheitskräfte der rotierenden Massen hätten berücksichtigt werden müssen. Dies hätte dem Wesen des üblichen »Tangentialkraft-Diagramms«, das hier mit der experimentellen effektiven Drehkraftkurve verglichen werden sollte, ganz und gar nicht entsprochen.

Die Nichtübereinstimmung der beiden wird am deutlichsten aus den Vergleichswerten

$$T_{\max} : T_m = 1,22 \text{ der Tangentialkraft und}$$

$$T'_{\max} : T'_m = 1,69 \text{ der effektiven Drehkraft;}$$

noch stärker verschieden sind die Werte $T_{\max} : T_{\min} = 1,63$ bzw. $= 3,15$.

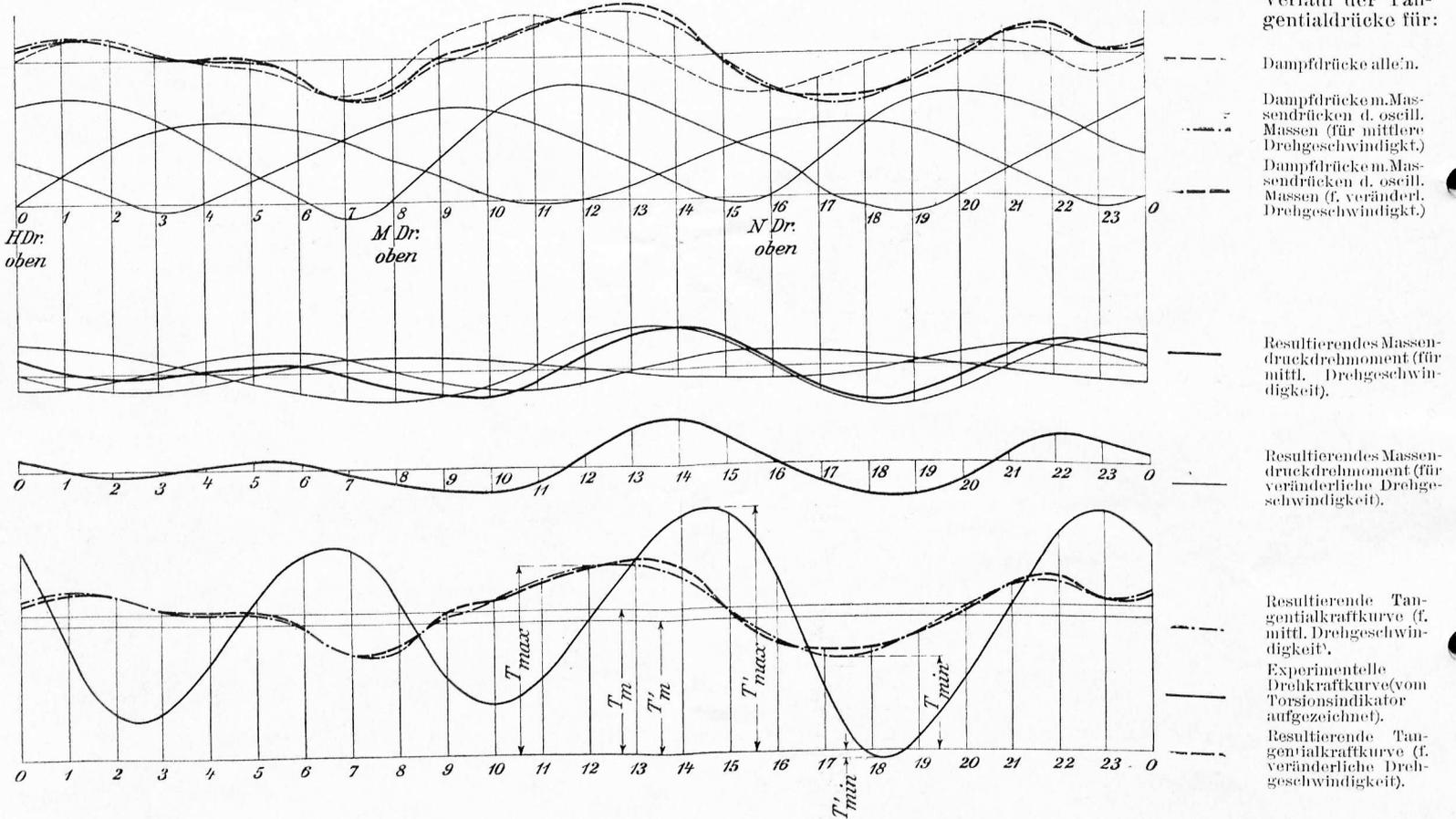
Fig. 51, für 73 Umdrehungen gültig, zeigt noch größere Unterschiede. Das unterste Diagramm veranschaulicht wieder den Vergleich der beiden. Nach den deutlich ausgeprägten zwei Hauptschwingungen der Tangentialkraftkurve wäre derselbe Verlauf für die effektive Drehkraft anzunehmen; statt dessen zeigen sich drei scharf markierte

nämlich 5,0 und 1,79. Auffallend ist, wie schon in Fig. 51 für 73 Umdrehungen, die Tatsache, daß die erste Schwingung der effektiven Drehkraft der des Tangentialdiagramms gerade entgegengesetzt gerichtet ist.

Überraschend ist nun die Zusammenstellung (Fig. 53) für 81 Umdrehungen. Die deutlich ausgeprägten zwei Hauptschwingungen der Tangentialkraft könnten nach der üblichen älteren Anschauung nur zwei Schwankungen der effektiven Drehkraft erzeugen; statt dessen kommen drei sehr starke Torsionsschwingungen pro Umdrehung zustande, von denen die letzte sogar das Gebiet der negativen Drehmomente erreicht; es bedeutet dies, daß eine Zeitlang der vorwärtsschwingende Propeller die gesamten Wellen- und

Fig. 53.

Vergleich der experimentellen Drehkraftkurve mit der Tangentialkraftkurve.
n = 81 Umdrehungen.



Tangentialkraftkurve.

$$T_{\max} = 1,30$$

$$T_m = 1,00$$

$$T_{\max} = 2,0$$

$$T_{\min} = 0,0$$

Experimentelle Drehkraftkurve.

$$T'_{\max} = 1,85$$

$$T'_m = 1,00$$

$$T'_{\max} = -29,4$$

$$T'_{\min} = 0,0$$

Verdrehungsschwingungen der Welle, die einen merkwürdig abgerundeten Verlauf, ohne alle kleineren Erhöhungen, nehmen. Die Schwankungen der effektiven Drehkraft erstrecken sich auch hier wieder auf viel größere Beträge, als die übliche Anschauung erwarten ließe; es stehen sich die Verhältnisse $T_{\max} : T_m = 1,32$ und $= 1,5$ und $T_{\max} : T_{\min} = 1,95$ und $3,33$ gegenüber.

In noch höherem Grade zeigt Fig. 52 bei 77 Touren das Zustandekommen starker Torsionsschwingungen, deren maximale Amplituden bis auf das 1,62fache des Mittelwertes ausschlagen, während das Tangentialdiagramm den sehr günstigen Wert $T_{\max} : T_m = 1,27$ aufweist. Sehr beträchtlich ist der Unterschied der beiderseitigen Verhältnisse $T_{\max} : T_{\min}$.

Maschinenmassen mitschleppt, d. h. antreibt. Und so ist es nicht zu verwundern, daß die außerordentlich verschiedenen Werte $T_{\max} : T_m = 1,30$ und $= 1,85$, sowie $T_{\max} : T_{\min} = 2,0$ und $= -29,4$ sich gegenüberstehen.

Die einzige Erklärung für diese, bei allen Tourenzahlen experimentell konstatierten Unterschiede ist das Zustandekommen von Torsions-Eigenschwingungen des Systems.

Eine Berechnung der Eigenschwingungszahl der Wellenanlage nach der von verschiedenen Seiten angegebenen Formel

$$n = \frac{30}{\pi R} \cdot \sqrt{\frac{G \cdot \theta \cdot (M + m)}{L \cdot M \cdot m}}$$

worin R = Kurbelradius cm,
 G = Schubelastizitäts-Modul kg/cm^2 ,
 Θ = polares Trägheitsmoment des Wellenquerschnitts
in cm^4 ,
 L = die reduzierte Wellenlänge in cm,
 M = Propellermasse } auf den Kurbelkreis reduziert,
 m = Maschinenmassen }

ergibt ungefähr 243 Schwingungen pro Minute; bei 81 Umdrehungen der Maschine entfallen also genau $\frac{243}{81} = 3$ Torsionsschwingungen der Welle auf eine Umdrehung, wodurch die Tourenzahl 81 sich als eine »kritische« kennzeichnet.

Die Zunahme der Schwingungen in der Nähe von 80 Touren, die besonders deutlich aus Fig. 47 zu erkennen ist, weist zwar darauf hin, daß bei 81 Touren das Maximum der Amplituden noch nicht ganz erreicht sein dürfte. Ich gebe aber absichtlich den Wert der Eigenschwingungszahl, der sich aus meiner ursprünglichen Schätzung der reduzierten Wellenlängen (Flanschen; Druck-, Kurbel- und Propellerwelle) ergab; an Hand der Versuchsergebnisse ist man dann leicht in der Lage, die ursprünglichen Schätzungen derart zu korrigieren, daß eine noch vollkommene Uebereinstimmung von Rechnung und Versuch zustande kommt.

selben infolge der wechselnden Geschwindigkeit der Welle selbst Torsionsschwingungen ausführt.

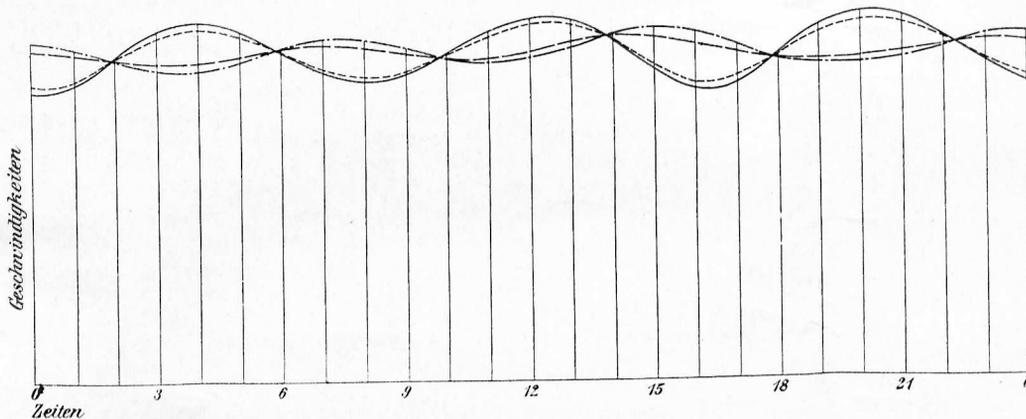
Nun, eine ganz rohe Berechnung der Eigenschwingungszahl des Indikators zeigt sofort, daß dieselbe sehr viel mal größer ist, als die Wellenschwingungszahl.

Um jedoch auch die geringste Unsicherheit auszuschließen und die Genauigkeit des Indikators zu prüfen, wurde die Torsion gleichzeitig auf eine Wellenlänge von 27,53 m nach der Methode mit elektrischen Funken durch ein bzw. zwei Induktorien gemessen.

Die auf die früher angedeutete Art ermittelten Torsionskurven zeigten nun für entsprechende Tourenzahlen ganz genau denselben Verlauf, wie die Diagramme des Indikators. Um auch quantitativ die Resultate zu vergleichen, wurden für verschiedene Diagramme gleicher Tourenzahl die Differenzen $T_{\max} - T_{\min}$ für die einzelnen Schwingungen ermittelt und deren prozentuale Abweichungen für die beiderseitigen Messungen berechnet. Als Mittelwert aus neun derartigen Bestimmungen ergab sich ein mittlerer Unterschied der beiderseitigen Werte von 1,2 vH, eine Genauigkeit, die selbst bei vielen physikalischen Messungen als voll genügend erachtet wird. Durch die angedeutete

Fig. 54.

Verlauf der Geschwindigkeitskurven.
 $n = 78$ Umdrehungen.



Geschwindigkeitskurven für:

----- } experimentell ermittelt
----- }
----- }
----- } graphisch ermittelt
----- }
----- }

Ungleichförmigkeitsgrade:

$$\begin{aligned} \text{Maschine:} & \quad \delta = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_m} = \frac{1}{4,4} = 22,5 \text{ vH} \\ \text{Vordere Meßtrommel:} & \quad = \frac{1}{5,2} = 19,1 \text{ »} \\ \text{Hintere Meßtrommel:} & \quad = \frac{1}{11,9} = 8,4 \text{ »} \\ \text{Propeller:} & \quad = \frac{1}{8,5} = 11,8 \text{ »} \end{aligned}$$

Jedenfalls zeigt der angegebene Wert jedoch, daß auch ohne weitere Erfahrungen sich eine kritische Tourenzahl der Welle annähernd berechnen läßt. —

Wir können nun weiter schließen, daß auf ca. 61 Maschinenumgänge $\frac{243}{61} = 4$ Torsionsschwingungen der Welle fallen müssen. Das Experiment hat dies bewiesen, Fig. 46 zeigt bei der etwas höheren Tourenzahl von $n = 63$ die scharf ausgeprägten vier Torsionsschwingungen des Systems.

Es ist nun weiter zu erwarten, daß bei den zwischenliegenden Tourenzahlen Uebergänge der beiden Schwingungsformen sich einstellen. Die Figuren 46 bis 47 zeigen dies in höchst anschaulicher Weise. Der allmähliche Uebergang der einzelnen Kurven bis zu den mächtigen Schwingungen bei 81 Umdrehungen beweist die Richtigkeit der Erklärung in überzeugender Weise.

Man könnte nun allerdings gegen diese Behauptungen mit vollem Rechte einwenden, daß genau solche Kurven vom Indikator aufgezeichnet werden müssen, wenn das Rohr des-

Differenzbildung wurden kleine Ungenauigkeiten in der Lage der Null-Linie für den Vergleich eliminiert.

Nebenbei wurde aus den Funkendiagrammen der Verlauf der Drehgeschwindigkeiten zunächst für die beiden Meßtrommeln und daraus nach einer einfachen graphischen Methode, die im Anhang erläutert ist, für den Propeller und die Maschine ermittelt. Die Figuren 54 und 55 zeigen die erhaltenen Diagramme für 78 und 81 Umdrehungen. Der Ungleichförmigkeitsgrad ist für jede Stelle der Welle verschieden und erreicht bei 81 Umdrehungen für die Maschine den sehr hohen Wert von 31,6 vH.

Resultate und Schlußfolgerungen.

Nach dieser Besprechung der Versuche seien kurz die Resultate und die sich ergebenden Schlußfolgerungen zusammengefaßt.

I. Als wichtigstes Ergebnis erscheint zunächst die Tatsache, daß im Torsionsindikator ein technischer Apparat vorliegt, der vollkommen selbsttätig, ohne Aufwand

geistiger Arbeit, den Verlauf der effektiven Drehmomente in Gestalt eines Diagramms aufzeichnet, aus dem durch Planimetrieren die effektive Leistung, d. h. die Bremspferde gefunden werden. Von besonderer Bedeutung ist der Umstand, daß dazu nur Wellenlängen von 1 bis 2 m erforderlich sind, während z. B. die einzige, bisher veröffentlichte Frahm'sche Methode der Torsionsmessung Wellenlängen von 20 bis 30 m bedarf.

Es ist damit die Torsionsmessung auch bei Anlagen mit ganz kurzer, zugänglicher Wellenleitung, namentlich bei Kriegsschiffen, ermöglicht.

Natürlich steht auch nichts im Wege, den Apparat auf Kurbel- oder Transmissionswellen von stationären Maschinen, Wasserturbinen, Gasmaschinen oder Elektromotoren zur Bestimmung der von denselben übertragenen effektiven Leistungen zu verwenden, bzw. den Apparat zu einem regelrechten Einschaltedynamometer mit auswechselbaren Meßwellen auszubilden. Der Torsionsindikator in dieser Gestalt würde ein Dynamometer mit den geringsten überhaupt denkbaren Massen, ohne irgendwelche Lagerreaktionen darstellen,

Leistung 16 Diagramme und 8 oder 16 Indikatoren bedarf.

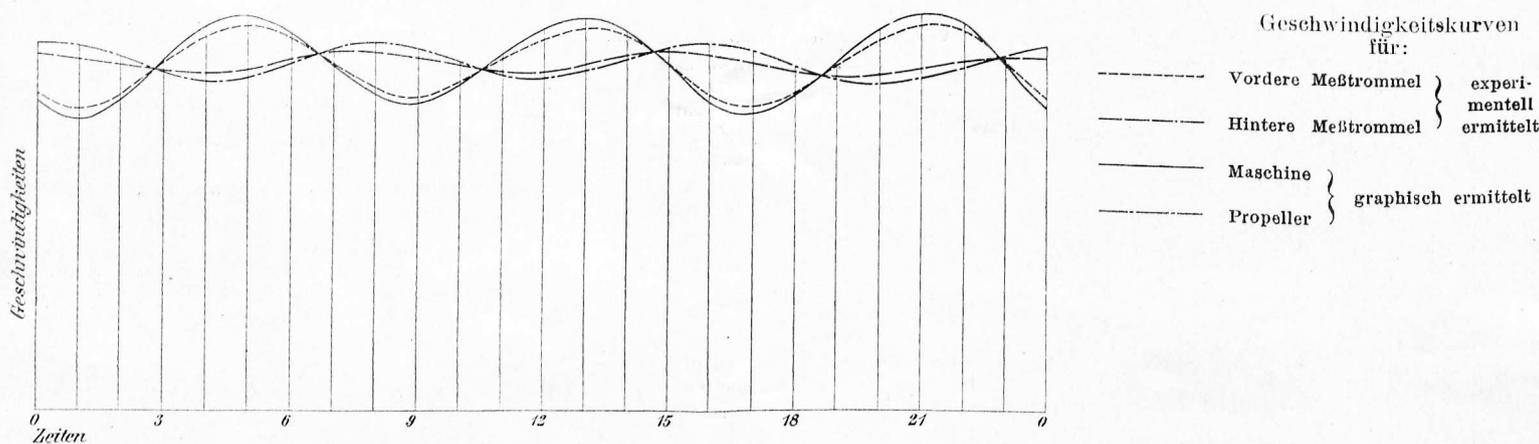
Diese Tatsache ist, wie schon oben erwähnt, namentlich für Dampfturbinen wichtig, die wegen Fehlens der Zylinder und Kolben nicht indiziert werden können, weshalb sich z. B. Parsons nach einem scheinbar mißglückten Versuch mit Torsionsdynamometern gezwungen fand, bei allen Turbinenschiffen die Leistung, Dampf- und Kohlenverbrauch pro PS_e usw. aus Modellschleppversuchen zu berechnen. Bei der Neuheit des Turbinenantriebs für Schiffe wäre die Feststellung dieser wichtigen Vergleichsdaten auf direkt experimentellem Wege mit Hilfe von Torsionsindikatoren im höchsten Grade wünschenswert. —

Auch die mechanischen Wirkungsgrade von Schiffsmaschinen lassen sich nach dem vorliegenden Verfahren in einfachster Weise ermitteln und so einer der höchst unsicheren Faktoren bei Festlegung der Maschinenleistung eines neuen Schiffes und bei Berechnung der Propeller eliminieren.

Selbstverständlich können die Apparate bei Aufwand ge-

Fig. 55.

Verlauf der Geschwindigkeitskurven.
n = 81 Umdrehungen.



Ungleichförmigkeitsgrade:

Maschine:	$\delta = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_m} = \frac{1}{3,16} = 31,6 \text{ vH}$
Vordere Meßtrommel:	$= \frac{1}{3,93} = 25,5 \text{ »}$
Hintere Meßtrommel:	$= \frac{1}{13,1} = 7,6 \text{ »}$
Propeller:	$= \frac{1}{8,7} = 11,5 \text{ »}$

dessen Feder auch bei den höchsten Tourenzahlen von der Zentrifugalkraft vollkommen unbeeinflusst bleibt.

Im einzelnen ergab sich ferner ein vollkommen sicheres Funktionieren aller Details, womit bewiesen ist, daß die teilweise sehr beträchtlichen Ausführungsschwierigkeiten durch die vorliegenden Konstruktionen als überwunden zu betrachten sind.

II. Die vergleichenden Versuche nach zweierlei ganz verschiedenen Methoden zeigten eine vollkommene Zuverlässigkeit und hohe Genauigkeit der erzielten Diagramme. Sind wir erst durch weitere Versuche an Probewellen oder Betriebswellen über die Elastizitätszahlen des Wellenmaterials genau orientiert, so eröffnet sich der praktischen wie der wissenschaftlichen Meßtechnik eine weite Perspektive¹⁾.

Man ist dann imstande, die zum Propeller wirklich gelangenden effektiven Pferde aus einem einzigen Diagramm zu bestimmen, während z. B. eine achtzylindrige Schnelldampfmaschine zur Ermittlung ihrer indizierten

nügender Sorgfalt auch zu feineren, wissenschaftlichen Messungen verwendet werden, besonders wenn auf derselben Schreibröhre in der im Anhang erläuterten Weise auch gleichzeitig der Verlauf der Geschwindigkeiten mit aufgezeichnet wird. Es lassen sich dann aus dem einzigen, kombinierten Diagramm die wirklichen Geschwindigkeiten jedes Wellenpunktes bestimmen. Im Anhang ist weiter angedeutet, wie hieraus der Verlauf der Reibungskräfte und damit der Dämpfung in der Maschine zu ermitteln ist. Neu dürfte auch eine damit zusammenhängende Ermittlung der durch Schiffsschwingungen absorbierten Energie sein; die hierzu dienliche Methode findet sich gleichfalls im Anhang.

III. Die quantitativen Ergebnisse der Untersuchungen sind folgende:

Die Vorversuche auf der Drehbank haben zunächst gezeigt, welche außerordentlichen, die rechnermäßigen Belastungen um das Doppelte bis Dreifache überschreitende Beanspruchungen des Materials durch Stöße in den Getriebeteilen einer Maschine entstehen. Es ist darnach eine zahlen-

¹⁾ Bezüglich des Schubmoduls des üblichen Wellenmaterials vergl. die ausführlichen Angaben im Anhang S. 30.

mäßige Abschätzung möglich, wie gefährlich Spielräume von mehreren Millimetern bei wechselnder Krafttrichtung für den Bestand von Maschinenteilen, namentlich Kurbel- oder Propellerwellen sind. Eine weitere quantitative Verfolgung dieser Erscheinungen, z. B. die Bestimmung der beim Stoß in Wärme umgesetzten und der potentiell aufgespeicherten Arbeit, die genauere zeitliche Analyse der Schwingungen usw. würde jedenfalls interessante und praktisch verwertbare Resultate ergeben.

Sodann hat sich in genauer Uebereinstimmung mit den Versuchen von Frahm die Unhaltbarkeit der älteren Theorie gezeigt, nach der die wirklichen Drehkräfte einer Maschine den Tangentialkräften annähernd proportional wären.

Diese Theorie ist von den stationären Dampfmaschinen übernommen und gilt dort unter der Voraussetzung, daß merkliche, mit Aufspeicherung größerer Formänderungsarbeiten verbundene Deformationen der Getriebeteile nicht vorhanden sind, und zunächst nur für die Kräfte innerhalb der Maschine selbst. Die Verhältnisse bei Schiffsmaschinen weichen um so mehr von diesen Voraussetzungen ab, je länger und dünner die Uebertragungswellenleitung ist, je mehr also diese den Charakter einer zwischengeschalteten Torsionsfeder trägt.

Werden vollends in der Nähe der »kritischen Umlaufzahlen« die Eigenschwingungen der Welle durch die in nahezu gleichem Rhythmus erfolgenden Schwankungen der Tangentialkraft wachgerufen und verstärkt, so kann von einer auch nur annähernden Uebereinstimmung von Tangentialkraft und effektiver Drehkraft weder der Amplitude, noch der Phase nach die Rede sein. Es stellen sich vielmehr mächtige Resonanzschwingungen ein.

Die Ausschläge derselben hängen, wie bei allen erzwungenen Schwingungen, zwar immer noch von der Amplitude der erregenden Kräfte, hier der Schwankungen der Tangentialkraft, ab; es kommt jedoch als Hauptmoment der Grad der Uebereinstimmung zwischen der Periodenzahl der erregenden Kraft und der Periodenzahl der Eigenschwingung hinzu. Infolgedessen ist es möglich, daß z. B. ein Tangentialdiagramm mit 4 stark ausgeprägten Schwankungen kräftige Torsionsschwingungen mit 3 Zyklen pro Umdrehung erzeugt, sobald nämlich im Tangentialdiagramm auch die dritte harmonische Welle stark ausgebildet ist (was durch den bloßen Augenschein oft gar nicht erkannt werden kann) und die Maschinenumgangszahl ungefähr ein Drittel der Eigenschwingungszahl der Welle beträgt, wobei die Welle auf Impulse der genannten Periodenzahl besonders intensiv »reagiert«.

Während die Frahm'schen Untersuchungen hauptsächlich bei je einer, entweder normalen oder kritischen Umlaufzahl durchgeführt wurden, hat die hier vorliegende systematische Untersuchung der Verhältnisse bei allen in Betracht kommenden Tourenzahlen das Auftreten der Torsionsschwingungen auch weit entfernt von den kritischen Tourenzahlen bewiesen und den für die praktische Anwendung höchst wichtigen Verlauf bei weitgehender Variation der Tourenzahl gezeigt.

Naturgemäß sieht sich der Ingenieur vor die Frage gestellt, wie diese Resultate bei der Berechnung der Wellendimensionen praktisch berücksichtigt werden können.

Es wäre zunächst vollständig irrig, an den üblichen Berechnungsmethoden, namentlich denen der Klassifikationsgesellschaften, rütteln zu wollen; repräsentieren dieselben doch die jahrzehntelangen Erfahrungen aller normalen Fälle. Allerdings ist durch die vorliegenden Untersuchungen festgestellt, daß die tatsächlichen Beanspruchungen der Wellen nicht nur in der Nähe der »kritischen«, sondern bei allen höheren Tourenzahlen die, wie üblich, aus der maximalen Tangentialkraft gerechneten überschreiten; allein diesem Umstande wird durch die Koeffizienten der Klassifikationsgesellschaften bereits unbewußt in hohem Maße Rechnung getragen. Wohl sehr selten ist die Annahme ungenauer Koeffizienten für den Ingenieur verhängnisvoll geworden, denn die Praxis arbeitet meistens doch nur nach Vergleichswerten. Gefährlich ist nur die Außerachtlassung maßgebender Gesichtspunkte, die ungenügende Würdigung abnormer Fälle, wie

sie z. B. beim Zusammenfallen einer kritischen Tourenzahl mit der normalen möglich sind.

Und um diese Möglichkeit zu vermeiden, dürfte, wie Frahm in der zitierten Arbeit zuerst betont hat, es sich in Zukunft empfehlen, die kritischen Tourenzahlen durch Korrektur des normalen Wellendurchmessers von der normalen fernzuhalten.

Dem Frahm'schen Vorschlage möchte ich mit Rücksicht auf die praktische Ausführung folgendes beifügen:

1. Ist eine genaue Vorausberechnung der Eigenschwingungszahl der Wellen nur möglich, wenn wir über das elastische Verhalten, d. h. die Torsion von Kurbeln, Druckwellen, Flanschen, Kupplungen und Wellenbezügen durch genaue Modellversuche oder besser durch Versuche an wirklichen Betriebswellen orientiert sind; denn vorläufig ist nur eine rohe Abschätzung der reduzierten Wellenlänge dieser Teile möglich, so daß die vorausberechnete Schwingungszahl nur eine angenäherte sein kann.

2. Sei besonders hervorgehoben, daß eine Veränderung der berechneten Schwingungszahl bei Schiffen mit langer Laufwellenleitung durch Verstärkung oder Verschwächung der Laufwellen allein schon möglich ist; es bliebe in diesem Falle der Durchmesser der teuren Propeller- und Kurbelwellen ungeändert.

Von größtem praktischen Interesse ist natürlich auch die Frage, wie sich bei im Betriebe befindlichen Schiffen etwa vorhandene, gefährliche Torsionsschwingungen verringern lassen, um einem Wellenbruche vorzubeugen.

Eine Veränderung der rotierenden Maschinenmassen durch Beifügen eines Schwungrades ist wegen der Raumverhältnisse wohl immer ausgeschlossen, auch würde die Eigenschwingungszahl dadurch nur sehr wenig beeinflusst werden; die angeführte Formel enthält nämlich die Maschinenmasse im Zähler und Nenner und noch dazu unter der Wurzel.

Ein praktisch leicht zugänglicher Weg besteht darin, durch Verstellen der Kulissen-Steuerungen die Zylinderfüllungen und damit die Verteilung der Leistung auf die einzelnen Zylinder so lange abzuändern, bis die Torsionsschwingungen abnehmen. Dadurch wird nämlich die Gestalt des Tangentialdiagrammes und eventuell die darin enthaltene harmonische Welle verändert, welche der Hauptsache nach die gefährlichen Schwingungen aufrecht erhält und deren Amplitude bestimmt. Man ist dabei allerdings auf rohes Probieren angewiesen; indessen habe ich bei meinen Versuchen die Möglichkeit einer solchen Beeinflussung mit Sicherheit beobachtet.

Eine Veränderung der erregenden harmonischen Welle, also eine eventuelle Verringerung der Amplituden ließe sich auch durch Abänderung der Kurbelwinkel oder Kurbelfolge erreichen. Allerdings sind derartige Experimente viel teurer und umständlicher als eine Verstellung der Kulissen.

In ziemlich energischer Weise endlich lassen sich gefährliche Torsionsschwingungen bekämpfen durch eine Veränderung der Tourenzahl, die durch Verstellung der Propeller-Steigung erzielt wird. Die beschriebenen Versuche z. B. haben eine sehr beträchtliche Abnahme der Schwingungsausschläge bei der normalen Tourenzahl von 75 gegenüber der ausnahmsweise beobachteten von 81 erwiesen. Freilich ist eine Tourenänderung oft gar nicht oder nur in engeren Grenzen möglich und häufig mit andern Nachteilen verbunden. Es gilt eben auch hier die Tatsache, daß die wissenschaftliche Technik die Mittel zur Beseitigung mancher Uebelstände sehr wohl kennt und in reicher Wahl darbietet, daß aber andererseits die wirkliche Anwendung derselben, die schöpferische Umsetzung der Gedanken in die Wirklichkeit, in einzelnen Fälle oft unüberwindlichen Schwierigkeiten begegnet.

Es erübrigt mir nur noch, der Direktion der Stettiner Maschinenbau-Aktiengesellschaft »Vulcan« auch an dieser Stelle meinen besten Dank zu sagen, durch deren Entgegenkommen die Ausführung der Apparate und Anstellung der Versuche ermöglicht wurde. Auch Hrn. Diplom-Ingenieur Jahn bin ich zu Danke verpflichtet, der mich bei Anfertigung der Tangentialdiagramme in erfolgreicher Weise unterstützte.

Anhang.¹⁾

I. Größe des Schubelastizitätsmoduls für modernes Wellenmaterial.

Neuerdings habe ich für die Stettiner Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft »Vulcan« den Schubmodul sowohl an 4 wirklichen Laufwellen (160 mm Dmr.) von S. M. Kreuzer »Lübeck«, wie an zwei Laufwellen (175 mm Dmr.) eines Turbinenschnelldampfers der Nordseelinie bestimmt. Im ersten Falle ergab sich für den verwendeten Tiegelstahl von 45 bis 50 kg/qmm Festigkeit und über 20 vH Dehnung

für Welle	I	$G = 826\,700$	kg/qcm
»	»	II	» = 832\,500
»	»	III	» = 829\,800
»	»	IV	» = 826\,200

Mittelwert $G = 828\,800$ kg/qcm,

maximale Abweichung des Einzelwertes 832 500 vom Mittelwert = $4,46 \text{ ‰} = 0,446 \text{ vH}$.

Im zweiten Falle ergab sich für den verwendeten Siemens-Martin-Stahl von 44 bis 50 kg/qmm Festigkeit und über 20 vH Dehnung:

für Welle	I	$G = 820\,200$	kg/qcm
»	»	II	» = 838\,900

Mittelwert $G = 829\,600$ kg/qcm

Die Abweichung vom Mittelwert = 1,1 vH ist hier größer, weil die Wellen aus verschiedenen Teilen desselben Ingots bestehen, welche bekanntlich verschiedenes Gefüge besitzen.

Nach Angaben von Frahm, Z. d. V. d. I. 1902 S. 801 ergab sich für 9 Probewellen von allerdings nur 60 mm Dmr., die von 3 verschiedenen Hüttenwerken bezogen und durch die Mech.-Techn. Versuchsanstalt Charlottenburg untersucht wurden (Siemens-Martin-Stahl von 40 bis 47 kg/qmm Festigkeit und über 20 vH Dehnung) der Mittelwert $G = 828\,000$ kg/qcm, der mit den oben genannten, an wirklichen Betriebswellen ermittelten Zahlen sehr genau übereinstimmt. —

Ueber die von mir benutzte Versuchsanordnung habe ich auf der Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft am 17. November 1904 in einem Vortrage über »Die neuesten Konstruktionen des Torsionsindikators und deren Versuchsergebnisse« ausführlicher berichtet. —

II. Vereinigung der effektiven Drehkraftkurve mit der Tangentialkraftkurve.

Die vom Torsionsindikator aufgezeichnete effektive Drehkraftkurve darf nicht ohne weiteres durch Reduktion der Basis in das Tangentialkraftdiagramm eingezeichnet werden.

¹⁾ Als Anhang gebe ich teils einige spezielle Erläuterungen zu vorstehender Abhandlung, deren unmittelbare Einfügung den Zusammenhang weniger übersichtlich gestaltet hätte, teils einige neue Untersuchungsmethoden, die mit dem Inhalt der Dissertation in naher Beziehung stehen.

Selbstverständlich müssen zunächst die Ordinaten der beiden auf gleichen Kräftemaßstab reduziert werden.

Die auf der Indikatortrommel angerissene »Hd-oben«-Marke gilt nur für spannungslose Welle; im Betriebe hat die Hd-Kurbel schon um den Torsionswinkel ihre obere Totlage überschritten, wenn der Indikatorschreibstift eben die betreffende Marke passiert.

Analog gilt dies für jede beliebige Kurbelstellung.

Hieraus ergibt sich folgende Methode:

Beide Diagramme werden horizontal in m gleiche Teile geteilt. Entsprechende Teilpunkte gehören zeitlich nicht genau zusammen, also auch nicht die zugehörigen Ordinaten. 1 Teil entspricht $360 : m$ -Winkelgraden. Aus der Größe des augenblicklichen Verdrehungsbogens läßt sich leicht der entsprechende Verdrehungswinkel zwischen Apparat und Maschine, z. B. durch Dreieckkonstruktion, in Graden bestimmen. Beträgt dieser z. B. für den n -ten Teilpunkt des Torsionsdiagrammes i -Winkelgrade, so liegt der zeitlich entsprechende Punkt des Tangentialdiagrammes um i° über den n -ten Teilpunkt hinaus. Es ergibt sich so eine neue Einteilung des Tangentialdiagrammes, deren Teilpunkte den entsprechenden des Torsionsdiagrammes zeitlich genau entsprechen. — Schwieriger ist eine Einteilung des Tangentialdiagrammes nach gleichen Zeiten, wozu die Aufstellung der Integralkurve des Geschwindigkeitsdiagrammes nötig ist.

III. Graphische Bestimmung der Geschwindigkeiten von Propeller und Maschine.

Gegeben sind die experimentellen Geschwindigkeitskurven der hinteren und vorderen Meßtrommel, und zwar am besten von einer Zeit-Abszissenachse aus abgetragen.

Man zieht 4 parallele Linien, deren gegenseitige Abstände den auf konstanten Wellendurchmesser (also im Verhältnis der vierten Potenzen der Durchmesser) reduzierten Wellenlängen proportional sind, wie in Fig. 56 angedeutet. Auf den Linien der beiden Meßtrommeln trägt man von irgend einer Null-Linie aus die gleichzeitig gemessenen Geschwindigkeiten v_1 und v_2 ab, legt eine Gerade durch die beiden Endpunkte und erhält auf den zwei äußeren Vertikalen die gesuchten Geschwindigkeiten V_M und V_P .

Der Beweis kann folgendermaßen geführt werden:

Vier Punkte, die auf einer spannungslosen, homogenen Welle in einer geraden Linie (Mantellinie) liegen, liegen im Betriebe auf einer Schraubenlinie, welche abgewickelt eine geneigte Gerade gibt.

Die graphische Konstruktion stellt nun eine Abbildung der erhaltenen Abwicklung in 2 verschiedenen Momenten, am Anfang und Ende der Zeitstrecke Δt dar. Haben die 2 inneren Punkte während derselben die Wege v_1 und v_2 zurückgelegt, so sind von den äußeren Punkten die Wege V_M und V_P zurückgelegt worden. Ist Δt z. B. = 1, so stellen die Wege zugleich die Geschwindigkeiten dar.

Die Null-Linie darf irgendwie schräg zu den 4 Parallelen liegen. Durch Eintragen weiterer Parallelen werden die momentanen Geschwindigkeiten beliebiger Wellenpunkte gefunden.

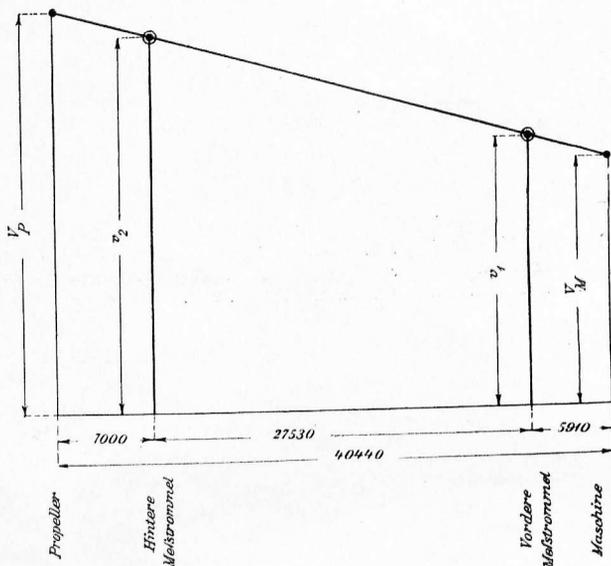
Die Konstruktion führt auf die gleichen Resultate, wie die von Frahm angegebene analytische Berechnung.

IV. Bestimmung der variablen Drehgeschwindigkeit der Welle mit dem Torsionsindikator.

Dieselbe kann auf dem normalen Torsionsdiagramm in folgender Weise experimentell mit aufgezeichnet werden:

Die feste, ausrückbare Schreibtrommel wird durch eine Holzunterlage oder dergleichen vom Schiffskörper isoliert und

Fig. 56.



mit dem +Pol der Hochspannungsspule eines Induktoriums verbunden, deren -Pol an die Welle, d. h. den Torsionsindikator und dessen Schreibstifte, angeschlossen ist. Unterbricht man in genau gleichen Zeitabständen den Primärkreis, so entstehen in der Sekundärwicklung Stromstöße, welche den Zwischenraum zwischen Meßtrommel und Schreibstiften, d. h. das Diagrammpapier, durchschlagen. Große, deutliche Löcher werden durch Beifügen einer Leydener Flasche parallel zur Funkenstrecke erzielt. Um die Funken nur an einem Schreibstift zu erhalten, werden die übrigen durch ein Hartgummiplättchen vom Apparat isoliert.

Der tangentielle Weg zwischen 2 Löchern stellt in einem bestimmten Maßstabe die augenblickliche Geschwindigkeit dar, gemessen an der betreffenden Stelle der Welle.

Die Messung gelingt schon mit dem gewöhnlichen Selbstunterbrecher kleiner Induktorien; sorgfältige Geschwindigkeitsmessungen erfordern rotierende Turbinen- oder Quecksilberstrahl-Unterbrecher oder sonstige Motorunterbrecher.

Aus dem einzigen kombinierten Diagramm läßt sich die Geschwindigkeit für jeden Wellenpunkt durch folgende Ueberlegung finden:

Die an irgend einem Punkte I der Welle gemessene Geschwindigkeit wäre nur dann für jeden Punkt II derselben maßgebend, wenn die Welle ihren Torsionszustand während der betreffenden Zeitstrecke nicht geändert hätte.

In Wahrheit jedoch setzt sich die Geschwindigkeit eines beliebigen Wellenpunktes aus der gemessenen Absolutgeschwindigkeit von I und der Relativgeschwindigkeit des Punktes II gegen I zusammen, welche letztere durch Aenderung des Verdrehungsbogens hervorgerufen wird.

Für die Meßlänge liefert der Torsionsindikator direkt den Verdrehungsbogen in bestimmter Vergrößerung, für eine andre Wellenlänge ist er dieser proportional.

Die unbekannt Relativgeschwindigkeit findet sich daher

einfach, indem man die Verdrehungsbögen am Anfang und Ende der betreffenden Zeitstrecke voneinander subtrahiert und z. B. graphisch, durch Dreieckskonstruktion, auf die wirkliche reduzierte Wellenlänge zwischen I und II umrechnet.

V. Dämpfung in der Maschine.

Das Verfahren zu deren Bestimmung bildet ein Analogon zu der von Frahm angegebenen Bestimmung der Propellerwiderstandskoeffizienten.

Gegeben ist der Verlauf der Tangentialkräfte und der der effektiven Drehkräfte; durch die oben erläuterten Konstruktionen oder durch unmittelbare experimentelle Messung liegt der Verlauf der Geschwindigkeiten für die Maschine vor.

Zunächst läßt sich nun die Kurve der Beschleunigungen aus der Geschwindigkeitskurve durch Differentiation ableiten. In verändertem Maßstabe stellt die Beschleunigungskurve zugleich den Verlauf der Kräfte dar, die von den rotierenden und oszillierenden Massen bei irgend einer Geschwindigkeitsänderung aufgenommen oder abgegeben werden. Addieren wir diese Beschleunigungskräfte zu den durch die Welle fortgeleiteten effektiven Drehkräften und subtrahieren wir die Summe von den Tangentialkräften, so erhalten wir als Differenz die Reibungskräfte in der Maschine.

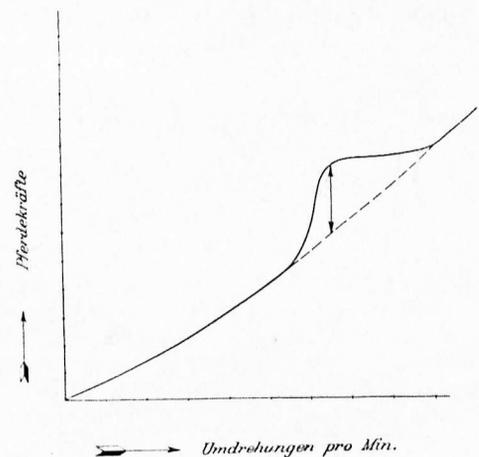
Die angegebene Differenzmessung setzt sehr genaue Bestimmung der Einzelwerte, namentlich der Geschwindigkeit voraus.

Weitere Mitteilungen hierüber behalte ich mir für eine spätere Gelegenheit vor.

VI. Bestimmung der durch Schiffsschwingungen absorbierten Energie¹⁾.

Dem Gedankengang hierzu liegt die Tatsache zugrunde, daß eine starke Energieableitung durch Schiffsschwingungen nur in der Nähe der kritischen Tourenzahlen des Schiffes stattfindet, da die abgeführte Energie proportional dem Quadrat der Amplitude ist.

Fig. 57.



Rühren die Schwingungen nur von der Maschine her, so kann folgender Weg eingeschlagen werden:

Die gesamte Wellenleitung, inklusive Druckwelle, wird abgekuppelt und die Maschine bei allmählich steigender Tourenzahl einem Leerlaufversuch unterzogen. Die sorgfältig indizierten Leerlaufpferdestärken werden in einem Diagramm über den zugehörigen Tourenzahlen aufgetragen (vergl. Fig. 57). Dabei läßt sich die Tourenzahl auch über die normale steigern.

¹⁾ Eine auf vollständig willkürlichen Annahmen beruhende Berechnung der durch Schiffsschwingungen absorbierten Energiemengen findet sich in dem Werke: Wilda, Der Schiffsmaschinenbau, Grundlagen der Theorie, Berechnung und Konstruktion. Hannover 1901 S. 290. Zu dem Gedanken der obenstehend angegebenen Untersuchungsmethode wurde Verfasser durch einen Vortrag von Professor Sommerfeld ange-regt, der in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902 S. 391 veröffentlicht ist. Es sind dort ähnliche Erscheinungen beschrieben, die mit Hilfe eines kleinen, absichtlich nicht ausbalancierten Elektromotors auf einem elastischen Tisch erzielt wurden.

In der Nähe einer kritischen Tourenzahl des Schiffes tritt nun eine mehr oder minder starke Unstetigkeit der erhaltenen Leistungslinie ein, etwa wie Fig. 57 zeigt.

Eine Steigerung der zugeführten Leistung ruft fast keine Erhöhung der Geschwindigkeit hervor, während bald nach Ueberschreitung der kritischen Tourenzahl gerade das Umgekehrte, eine rasche Zunahme der Tourenzahl ohne wesentliche Leistungssteigerung, sich einstellt¹⁾. Verlängert man also die den Maschinenwiderständen entsprechende stetige Kurve, so kann direkt die Pferdezahl abgegriffen werden, die zur Erzeugung von Schiffschwingungen verwendet wird. Werden gleichzeitig die absoluten Schwingungsauslässe gemessen, so lassen sich die Dämpfungskonstanten der Schwingungen aus beiden Versuchen bestimmen.

Rühren die Schiffschwingungen nur vom Propeller her, so werden statt der indizierten Pferdestärken die dem Propeller zugeführten effektiven Pferde über den Tourenzahlen aufgetragen. Die Unstetigkeit der Kurve ist hier viel weniger auffallend, weil der durch Schwingungen absorbierte Betrag nur einen sehr kleinen Teil der effektiven Leistung ausmacht.

¹⁾ Ähnliche Erscheinungen lassen sich auch bei Straßenfahrzeugen, z. B. Fahrrädern, beobachten. Gewisse Arten von Straßenpflaster erzeugen nämlich durch die gleichmäßig wiederholten Impulse im Verein mit der Elastizität des Pneumatik derartige Erzitterungen und Schwingungen des Radkörpers, daß eine Steigerung der Geschwindigkeit nur mit großem Arbeitsaufwande möglich ist. Die lebendige Kraftmaschine des Rades, der Radfahrer, empfindet diese unnötige Energieabfuhr unmittelbar und in höchst lästiger Weise.

Ziemliche Schwierigkeiten treten ein, wenn die Schwingungen teils von der Maschine, teils vom Propeller erzeugt werden. Es ist nämlich der Fall denkbar, daß Maschine und Propeller, jedes für sich, starke Schiffschwingungen erzeugen, beide zusammen jedoch absolute Ruhe des Schiffes ergeben. Denn es kommt hier nicht nur auf die Größe der erregenden Kräfte, sondern auch auf deren Phase und die Fähigkeit ihrer Angriffspunkte an, Energie auf das schwingende System zu übertragen¹⁾.

Ein Ausweg aus den angedeuteten Schwierigkeiten ist nun dadurch möglich, daß mit den Leistungsbestimmungen genaue pallographische Messungen der Amplituden, bzw. der in jedem Falle erhaltenen Schwingungsform des Schiffes Hand in Hand gehen. Ist letztere die gleiche, einerlei ob die Maschine mit oder ohne Propeller arbeitet, so läßt sich durch Umrechnung der Pferdezahlen nach dem oben genannten Gesetze die wirklich absorbierte Energie leicht aus den Einzelversuchen finden.

Ist die Schwingungsform nach Ankuppeln des Propellers wesentlich verschieden, so ist man auf vergleichende Modellversuche angewiesen.

Weitere Erörterungen hierüber würden den Rahmen der vorliegenden Arbeit beträchtlich überschreiten.

¹⁾ Vergl. dazu die Ausführungen über »gewertete Kräfte« in dem Vortrage von Gumbel über »Ebene Transversalschwingungen«, Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellschaft 1901 S. 266.

