

## Über Triebwerks- und Lagerbeanspruchungen raschlaufender Motoren.

Von Dr.-Ing. Geiger, VDI, MAN, Augsburg.

Im folgenden soll über eine neuartige Untersuchung berichtet werden, welche — wie vorausgeschickt sei — für die Beanspruchung der gesamten Triebwerksteile und Lager sowohl von Dieselmotoren mit luftloser Einspritzung als auch von Verpuffungsmotoren, wenn man sich der Klopfgrenze nähert, von grundsätzlicher Bedeutung ist.

Wenn auf einen Kolben ein Gasdruck wirkt, so hat man bisher wohl allgemein in der Technik als selbstverständlich angenommen, daß sich dieser Druck unverändert auf Treibstange, Kurbelwelle und Lager fortpflanze. Soweit es sich um verhältnismäßig langsamlaufende Maschinen mit langsamer Verbrennung handelt, ist diese Annahme auch nach wie vor gerechtfertigt, nicht dagegen bei hochtourigen Motoren und insbesondere bei sehr rasch einsetzender Drucksteigerung. Da die mathematische Entwicklung des tatsächlichen Vorgangs nicht einfach ist, so sei derselbe zunächst in seinem Wesen beschrieben.

Der auf den Kolben einwirkende Gasdruck pflanzt sich nicht über absolut starre und gleichzeitig masselose Teile auf die Grundlager fort; vielmehr sind die dazwischen befindlichen Teile

1. mit Masse behaftet, wie insbesondere der Kolben und der obere bzw. untere Treibstangenkopf,
2. besitzen sie eine, wenn auch geringe Elastizität:

Der Kolbenboden verbiegt sich, der zylindrische Teil des Kolbens verkürzt sich, der Kolbenzapfen verbiegt sich, der Treibstangenschaft wird unter dem Einfluß des Gasdruckes kürzer, die Kurbelkröpfung verbiegt sich, desgleichen die Grundlagerdeckel; dazu kommt noch das mit Öl ausgefüllte Spiel beim Kolben- und Kurbel- und bei den Wellenzapfen.

Wenn man die Eigenfrequenz dieses Systems in bezug auf Schwingungen in Richtung der Zylinderachse ermittelt, so kommt man hierbei freilich auf so hohe Werte, daß man ein Aufschaukeln durch Resonanz infolge der periodischen Gasdrücke nicht mehr erwarten wird. Um den vorliegenden verwickelten Fall dem Verständnis näherzubringen, denken wir uns zunächst denselben weitgehend vereinfacht. Der Gasdruck wirkt auf den mit Masse behafteten Kolben, der durch eine masselose aber druckelastische Treibstange mit der ebenfalls masselosen aber biegeelastischen Kurbelwelle in Verbindung stehe, die ihrerseits in starken Lagern ruhe. In seiner einfachsten Formulierung handelt es sich also um eine mit einem festen Punkt federnd — Federkonstante  $c$  — verbundene Masse  $m$ , auf welche eine Kraft  $P$  nach irgendeinem Gesetz einzuwirken beginnt. Federdurchbiegung, Federkraft und -beanspruchung sind gesucht. Soweit der Gasdruck nur langsam wechselt, ändert sich nichts gegenüber der bisherigen als selbstverständlich richtig betrachteten Annahme, daß sich der Gasdruck unverändert auf die Treibstange fortpflanzt. Wir setzen aber jetzt den Fall, daß von einem gewissen Zeitpunkt ab der Gasdruck unvermittelt sehr rasch nach irgendeinem Gesetz zunehme. Hierbei wird allgemein das System zu Schwingungen angeregt. Zum Verständnis der Erscheinung bringen wir zunächst eine einfache leicht verständliche Darstellung:

Während des ersten Teils der raschen Gasdrucksteigerung dient der Gasdruck im wesentlichen dazu, den Kolben zu beschleunigen und die elastische Treibstange zusammenzudrücken; im zweiten Teil der Drucksteigerung, während diese bis auf Null allmählich abnimmt, kommt zu dem Gasdruck noch die Massenkraft des Kolbens, der nunmehr verzögert wird, hinzu, so daß die elastische Treibstange noch stärker zusammengedrückt wird, als dies auf Grund des Gasdruckes allein der Fall wäre. Am besten stellt man sich die Sache dar, wenn man sich die Treibstange als eine sehr elastische Schraubenfeder denkt.

Um das Problem mathematisch und zahlenmäßig meistern zu können, muß der Kraftverlauf in Form einer eindeutigen Funktion gegeben sein. Da es sich hier um äußerst kurze Zeiten handelt, ist der Kraftverlauf vom Augenblick des Einsetzens der Zündung bis zum Moment des höchsten Druckes aus Indikatordiagrammen nicht ganz so zuverlässig zu entnehmen, wie es für die mathematische Behandlung erwünscht wäre. Es hängt dies in erster Linie mit dem sehr steilen Druckanstieg zusammen, der auch bei den mit Hilfe eines Piezoquarzindikators und eines Oszillographen mit sehr hoher Eigenfrequenz aufgenommenen Diagrammen trotz der großen Papierablaufgeschwindigkeit noch nicht entsprechend stark auseinandergezogen ist (Siehe die Abb. 1, 2 u. 3, die von Dieselmotoren erhalten wurden). Für die mathematische Untersuchung wählen wir daher vier verschiedene Fälle:

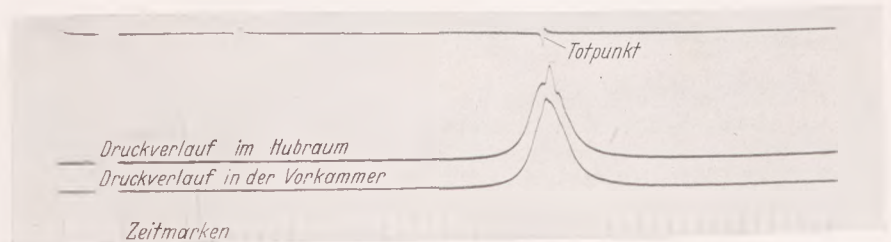


Abb. 1. Zeitdruckdiagramm eines Vorkammer-Dieselmotors mit  $n = 1500/\text{min}$ .

1. Der Gasdruckverlauf entspreche einer aus einer Geraden und einer Cosinuskurve sich zusammensetzenden Linie, kurz als Cosinuskurve bezeichnet (Abb. 4).
2. Der Gasdruck verlaufe nach einer Sinuslinie (Abb. 5).
3. Der Gasdruck wachse nach einer geraden Linie von Null an bis zu einem Höchstwert, um dann von ihm ebenfalls wieder geradlinig bis auf Null abzufallen (Abb. 6).
4. Der Gasdruck schnelle in unendlich kurzer Zeit auf seinen Höchstwert und bleibe dann gleich (Abb. 7).

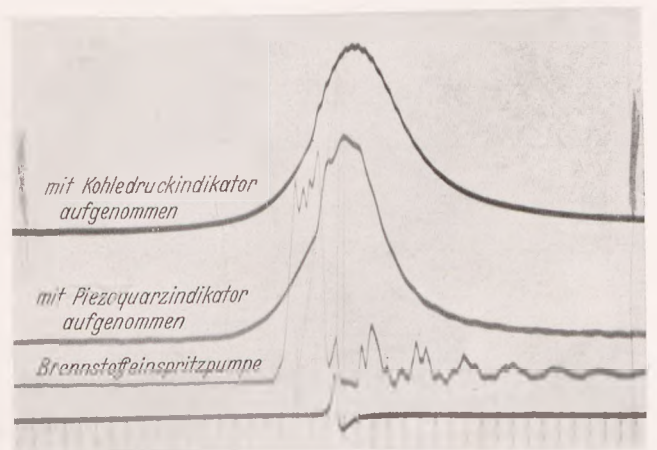


Abb. 2. Zeitdruckdiagramme eines raschlaufenden Vorkammer-Dieselmotors.

Um in der Zeit  $t$  (Abb. 1) vom Verdichtungsdruck auf den Höchstdruck zu kommen, kann man jedenfalls keinen noch steileren Verlauf als den unendlich steilen nach Abb. 7 und keinen allmählicheren Verlauf als den nach Abb. 4 annehmen, wenn man in hinreichender Übereinstimmung mit dem Verlauf nach den Indikatordiagrammen bleiben will.

Wir besprechen zuerst Fall 1:

Die Erregung setzt sich hier aus einer zur Zeit  $t = 0$ , d. h. am Beginn der Bewegung plötzlich in voller Größe einsetzenden und in derselben gleich fort dauernden Kraft  $P_1$  und einer ebenfalls in diesem Moment plötzlich einsetzenden, aber zunächst entgegengesetzt gerichteten und cosinusförmig verlaufenden Kraft  $P_2$  (von gleicher Größe wie  $P_1$ ) zusammen. Die zur Zusammendrückung des federnden Triebwerks um die Längeneinheit notwendige Kraft sei  $c$  (kg/cm), die Masse, auf welche der Gasdruck einwirkt, sei  $m$ ; endlich greife noch an dem System eine von der Geschwindigkeit der Masse  $m$  abhängige Dämpfung an. Als solche Dämpfung können wir uns etwa die Kolbenring- und die Gleitbahnreibung, aber auch die innere

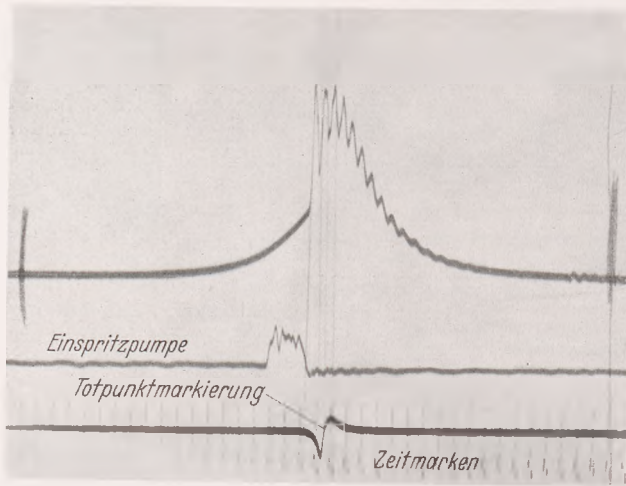


Abb. 3. Besonders steil verlaufendes Zeitdruckdiagramm eines Dieselmotors mit direkter Einspritzung, mit Piezoquarzindikator aufgenommen.

Reibung der Triebwerkbaustoffe vorstellen. Diese ist zwar, wie neuere Untersuchungen zeigten, von der Frequenz unabhängig; für unsere Untersuchung ist dies aber belanglos, da die mathematische Formulierung ziemlich ähnlich ist, insbesondere aber weil der Einfluß der Dämpfung ohnehin nur sehr unbedeutend ist. Wir nehmen die Dämpfung daher hauptsächlich deshalb in die Untersuchung auf, um den Nachweis zu ermöglichen, daß der Einfluß der Dämpfung bei dem vorliegenden Problem gering ist. Der sogenannte Dämpfungsfaktor, d. h. die Größe, welche, multipliziert mit der Geschwindigkeit, die Dämpfung ergibt, sei mit  $k$  bezeichnet (Dimension  $\frac{\text{kg s}}{\text{cm}}$ ).



Abb. 4.

Abb. 5.

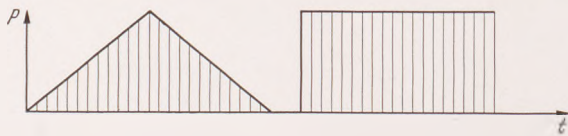


Abb. 6.

Abb. 7.

Die Differentialgleichung der Bewegung der Masse  $m$  lautet dann

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + c x + k \cdot \frac{dx}{dt} = P_1 - P_2 \cdot \cos \omega t \dots (1)$$

Hierbei ist  $\omega$  eine Konstante, welche angibt, wie oftmals innerhalb einer gewissen Zeit  $t$  die Kraft  $P_2$  wechselt. Die allgemeine Lösung dieser Differentialgleichung setzt sich aus zwei Gliedern  $x_1$  und  $x_2$  zusammen. Das erste stellt die gedämpfte Bewegung einer aus ihrer Ruhelage ausgelenkten und sich selbst überlassenen Masse dar und lautet

$$x_1 = e^{-\frac{k}{2m} t} \left\{ A_1 \cdot \sin \gamma' t + B_1 \cos \gamma' t \right\} \dots (2)$$

Das zweite Glied stellt die erzwungene Bewegung der Masse  $m$  dar, welche nach Abklingen der eben genannten Bewegung  $x_1$  noch übrig bleibt. Es lautet:

$$x_2 = \frac{P_1}{c} - C \cdot \cos (\omega t - \varphi) \dots (3)$$

Hierbei ist  $\frac{P_1}{c}$  die Auslenkung der Masse  $m$  durch die Kraft  $P_1$ ;  $A_1$ ,  $B_1$  sind willkürliche Integrationskonstante, die sich aus dem Umstand ergeben, daß zur Zeit  $t = 0$  die Masse  $m$  in Ruhe war. Der sog. Phasenverschiebungswinkel  $\varphi$  findet sich aus Gl. (3) durch zweimaliges Differenzieren und Einsetzen der Werte in Gl. (1) zu

$$\text{tg } \varphi = \frac{k \cdot \omega}{c \left( 1 - \frac{\omega^2}{\omega_e^2} \right)} \dots (4)$$

Hierbei ist  $\omega_e = \sqrt{\frac{c}{m}}$  die Kreisfrequenz der Eigenschwingung der Masse  $m$ .

Ähnlich findet sich

$$C = \frac{+ P_2}{c \left( 1 - \frac{\omega^2}{\omega_e^2} \right)} \dots (5)$$

Die vollständige Lösung der Differentialgleichung lautet damit:

$$x = e^{-\frac{k}{2m} t} \left\{ A_1 \cdot \sin \gamma' t + B_1 \cdot \cos \gamma' t \right\} + \frac{P_1}{c} - C \cdot \cos (\omega t - \varphi) \dots (6)$$

Für  $t = 0$  ist  $x = 0$  und  $\frac{dx}{dt} = 0$ .

Damit findet sich

$$B_1 = -\frac{P_1}{c} + C \cdot \cos \varphi, \dots (7)$$

$$A_1 = +\frac{k}{2m \gamma'} \left( -\frac{P_1}{c} + C \cdot \cos \varphi \right) + \frac{C \cdot \omega}{\gamma'} \cdot \sin \varphi \dots (8)$$

Hierbei ist

$$\gamma' = \sqrt{4m c - k^2}.$$

Setzt man diese Werte in die vollständige Lösung der Differentialgleichung ein, so entsteht

$$x = e^{-\frac{k}{2m} t} \left\{ \left[ \frac{k}{2m \gamma'} \left( -\frac{P_1}{c} + C \cdot \cos \varphi \right) + \frac{C \cdot \omega}{\gamma'} \sin \varphi \right] \cdot \sin \gamma' t + \left( C \cdot \cos \varphi - \frac{P_1}{c} \right) \cdot \cos \gamma' t \right\} + \frac{P_1}{c} - C \cdot \cos (\omega t - \varphi) \dots (9)$$

An Hand dieser Gleichung findet man bei der zahlenmäßigen Ausrechnung, daß am Beginn der Bewegung, d. h. für Werte von  $\omega t < 360^\circ$ , insbesondere aber  $< 180^\circ$ , der Einfluß der Dämpfung nur unbedeutend ist, es sei denn, daß man Dämpfungen in einer Größe voraussetzt, wie sie bei dem vorliegenden Problem der Triebwerkschwingungen bestimmt nicht mehr vorkommen, z. B. aperiodische Dämpfung.

Wenn wir auch an Hand der Gl. (9) für jede beliebig starke Dämpfung die Aufgabe rechnerisch verfolgen können, so wollen wir doch aus dem angegebenen Grunde und um zu leicht übersichtlichen Ergebnissen zu kommen, im folgenden von der Dämpfung absehen, also  $k = 0$  setzen. Mit Ausnahme des Falles der Resonanz ( $\omega = \omega_e$ ), für welchen die Lösung unbestimmt wird, entsteht:

$$\text{tg } \varphi = 0$$

und damit

$$C = \frac{P_2}{c \left( 1 - \frac{\omega^2}{\omega_e^2} \right)}$$

Damit ergibt sich schließlich

$$x = \frac{P_1}{c} \left( 1 - \cos \omega_e t \right) + \frac{P_2}{c \left( 1 - \frac{\omega^2}{\omega_e^2} \right)} \cdot (\cos \omega_e t - \cos \omega t) \dots (10)$$

Diese Lösung ist leicht übersichtlich: Das erste Glied stammt vom Einfluß der plötzlich einwirkenden Kraft  $P_1$  und setzt sich aus einer gleichbleibenden Auslenkung und einem Cosinusglied zusammen, das von der Eigenschwingung der Masse  $m$  herrührt und infolge Dämpfung allmählich abklingt. Das zweite Glied stellt den Einfluß der cosinusförmig wechselnden Kraft  $P_2$  dar und setzt sich aus einem mit der Erregungsfrequenz  $\omega$  und einem mit der Eigenfrequenz  $\omega_e$  der Masse  $m$  wechselnden Anteil zusammen, wobei wieder der letztere infolge der Dämpfung allmählich erlöscht. Aus Gl. (10) können wir also nicht nur die Verhältnisse entnehmen für den Fall nach Abb. 4, sondern auch für den Fall, daß entweder die konstante Kraft  $P_1$  oder die Cosinuskraft  $P_2$  für sich allein einwirkt, schließlich auch für den Fall, daß die gleichzeitig vorhandenen Kräfte  $P_1$  und  $P_2$  ein beliebiges Größenverhältnis haben.

Die zahlenmäßige Untersuchung ist am wichtigsten für den Fall der Abb. 4, wo also  $P_1 = P_2$ , aber entgegengesetzt gerichtet ist. Hier inter-

essieren natürlich hauptsächlich die größten Ausschläge  $x$  der Masse  $m$ , da aus diesen Ausschlägen sich unmittelbar die in die Federung, d. h. das Triebwerk kommenden Kräfte und Beanspruchungen ergeben. Wir wollen aber die Untersuchung nur durchführen für Werte von  $\omega t$ , welche zwischen  $0$  und  $360^\circ$  liegen, d. h. für die erste Schwingung der Gasdruckschwankung. Bei späteren Schwingungen macht sich, wie bereits bemerkt, der Einfluß der Dämpfung stärker geltend, insbesondere müßte aber dann auch der Kraftverlauf genauer berücksichtigt werden. Er läßt sich dann nicht mehr durch Überlagerung der cosinusförmig verlaufenden Kraft über eine gleichmäßige genügend richtig darstellen. Dies gilt nur vom Beginn der Zündung bis kurz nach Überschreiten des Höchstdruckes.

Falls der Gasdruck nach einer Sinuslinie (Fall 2, Abb. 5) verläuft, setzt sich ohne Berücksichtigung der Dämpfung die entstehende Kurve für den Ausschlag der Masse  $m$  aus zwei Sinuslinien zusammen entsprechend dem Gesetz:

$$x = \frac{P}{c \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_e^2}\right)} \left( \sin \omega t - \frac{\omega}{\omega_e} \cdot \sin \omega_e t \right).$$

(Aus Raumgründen wird auf die Wiedergabe der Ableitung verzichtet. Interessenten steht aber die Ableitung ebenso wie im folgenden Fall gern zur Verfügung; sie folgt übrigens ohne weiteres aus der vorigen Entwicklung, wenn man das erste Glied wegläßt und beim zweiten statt des Cosinus den Sinus setzt.)  $\omega$  ist hier wieder die Kreisfrequenz der Gasdruckschwankung,  $\omega_e$  die Eigenfrequenz des Massen-Federsystems.  $P$  ist der größte Gasdruck. Bei rein statischer Einwirkung desselben wäre der Ausschlag  $x = \frac{P}{c}$ . Falls der

Gasdruck nach einer Dreieckslinie Abb. 6 verläuft, ergibt sich, wieder ohne Berücksichtigung der Dämpfung, für den ersten Ast die Differentialgleichung:

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + c x = P' \cdot t.$$

Dabei ergibt die Größe  $P'$  multipliziert mit der Zeit  $t$  den Momentanwert der Kraft  $P$ . Die vollständige Lösung dieser Gleichung lautet:

$$x = \frac{P'}{c} \cdot t - A \cdot \sin \omega t,$$

wobei man  $A$  aus den Anfangsbedingungen erhält. Beim ersten Ast ist die Masse am Beginn der Zeit  $t$  in Ruhe; man erhält daher

$$x = \frac{P'}{c} \left( t - \frac{1}{\omega_e} \cdot \sin \omega_e t \right).$$

Für den zweiten Ast gilt allgemein die Beziehung:

$$x = -\frac{P'}{c} t + 2 \frac{P'}{c} t_0 + A_2 \cdot \cos \omega t + B_2 \cdot \sin \omega t.$$

Hierbei ist  $t_0$  die Zeit vom Beginn bis zum Ende des ersten Astes,  $A_2$  und  $B_2$  sind Werte, die sich aus den Anfangsbedingungen für Ast 2 ergeben.

Beträgt die Zeit  $t_0$  z. B. drei Viertel der Eigenschwingungsdauer, so ist

$$x = -\frac{P'}{c} t + 3 \cdot \frac{P'}{c} \cdot \frac{\pi}{\omega_e} + 2 \cdot \frac{P'}{c \cdot \omega_e} \cdot \cos \omega_e t - \frac{P'}{c \cdot \omega_e} \cdot \sin \omega_e t.$$

Schließlich ergibt sich für den Fall nach Abb. 7 (plötzliches Auftreten des Gasdruckes  $P$  in voller Größe) für den Ausschlag der Masse  $m$  die Beziehung

$$x = \frac{P}{c} \left( 1 - \cos \omega_e t \right).$$

Durch die besprochenen vier Arten des Gasdruckanstieges lassen sich auch dazwischenliegende Fälle genügend genau übersehen. Der wirkliche Gasdruckverlauf wird am ehesten dem nach Abb. 4 bzw. Abb. 5 entsprechen.

Für den verhältnismäßig einfachen Sinusverlauf nach letzterer Abbildung ergibt sich für verschiedene Verhältnisse  $f$  der Erregungsfrequenz  $\omega$  zur Systemeigenfrequenz  $\omega_e$  die in Abb. 8 dargestellte Abhängigkeit des Ausschlages der Masse  $m$  von der Zeit (in Winkelgraden der Erregerschwingung ausgedrückt). Da die in der „Feder“, d. h. der Treibstange, auftretende Kraft proportional dem Ausschlag der Masse  $m$  ist, so geben die dargestellten Kurven auch unmittelbar den Kraftverlauf in der Treibstange an. Man erkennt, daß für stark verschiedene Frequenzverhältnisse die größte Treibstangenkraft ganz wesentlich über den größten Gasdruck, der ebenfalls mit eingezeichnet ist, hinausgeht.

In der Abb. 9 sind die Höchstwerte der Kurven  $b$ ,  $c$  und  $d$  der Abb. 8 und sehr vieler weiterer abhängig vom Verhältnis  $f$  der Frequenz  $\omega$  der Zünddruckschwankung zur Eigenfrequenz  $\omega_e$  aufgetragen. Kurve  $A$  bezieht sich auf den Fall sinusförmiger Gasdruckschwankung

nach Abb. 5, wobei die Zeit vom Zündbeginn bis zum Erreichen des Höchstdruckes gleich einer Viertelperiode der Eigenfrequenz ist.

Kurve  $B$  bezieht sich auf den Fall cosinusförmiger Gasdruckschwankung nach Abb. 4, wobei die Zeit vom Zündbeginn bis zum Erreichen des Höchstdruckes gleich einer halben Erregerschwingung ist. Kurve  $C$  betrifft den Fall des Gasdruckverlaufs nach einem Dreieck (Abb. 6), wobei die Zeit vom Beginn der Zündung bis zum Zündungshöchstdruck gleich einer Viertelperiode der Erregerschwingung angesehen werde.

Die Waagrechte  $D$  endlich betrifft den Grenzfall Abb. 7, daß der Gasdruck plötzlich in seiner vollen Größe auftritt und diesen Wert dauernd beibehalte.

Die der Wirklichkeit am nächsten kommenden Kurven  $A$  und  $B$  verdienen unsere besondere Aufmerksamkeit. Wir sehen, daß je nach dem Verhältnissatz  $f = \frac{\omega}{\omega_e}$  die in die Treibstange

kommende Kraft bis um über 70% größer als der Gasdruck ist, d. h. daß die bisher als selbstverständlichrichtig gemachte Annahme, der Gasdruck pflanze sich unverändert auf die Treibstange fort, einer sehr erheblichen Korrektur bedarf, und daß man auf Grund dieser Annahme in gewissen Fällen die Lagerbeanspruchung ganz gewaltig unterschätzt.

Man könnte vermuten, daß die größte zusätzliche Treibstangen-

kraft gerade bei Resonanz, also  $f = \frac{\omega}{\omega_e} = 1$  auftritt. Das ist aber, wie

die Kurven deutlich zeigen, nicht der Fall. Bei Sinuserregung (Kurve  $A$ ) tritt der Größtwert der Treibstangenkraft vielmehr bereits bei  $\omega = 0,6 \omega_e$ , also einer sehr erheblich unter der Eigenfrequenz liegenden Frequenz auf; bei Dreieckerregung liegt die Frequenzverhältnisszahl sogar unter  $f = 0,5$ . Besonders hervorgehoben sei ferner, daß die Steigerung der Treibstangenkraft gegenüber dem Gasdruck sich nicht etwa wie bei sogenannten kritischen Drehzahlen nur auf ein enges Frequenzband

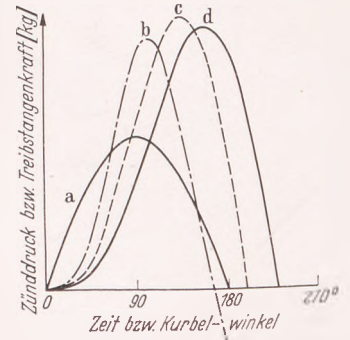


Abb. 8. Steigerung der Treibstangenkraft gegenüber dem Zünddruck abhängig von der Zeit.

- a) Verlauf des Zünddruckes,
- b) Verlauf der Treibstangenkraft für das Frequenzverhältnis  $f = 0,4$ ,
- c) wie b, aber für  $f = 0,6$ ,
- d) wie b, aber für  $f = 0,8$ .

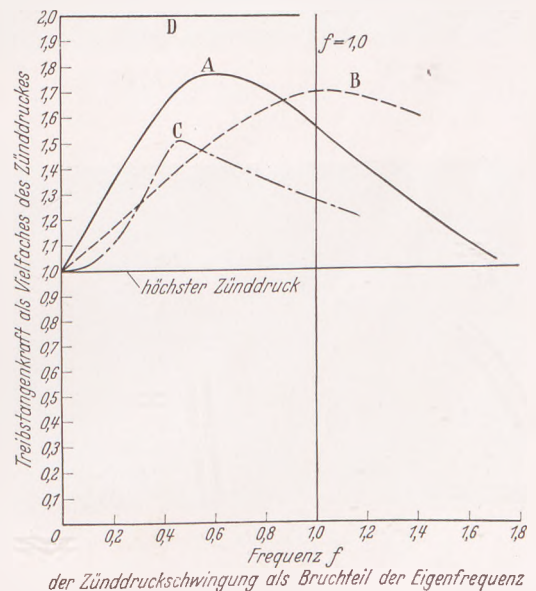


Abb. 9.

erstreckt, sondern vielmehr bereits bei reichlich niedrigen Erregungsfrequenzen ganz beachtlich ist. Für  $f = \frac{\omega}{\omega_e} = 0,2$  beträgt nämlich die Steigerung

bei sinusförmiger Erregung 33% und bei cosinusförmiger bereits 16 1/2%. Man wolle sich also nicht darauf verlassen, daß die rechnerisch ermittelte Eigenfrequenz des Triebwerks weit über der Betriebsdrehzahl liegt.

Schließlich ist noch von Bedeutung, daß die maximalen Steigerungen der Treibstangenkraft sowohl bei sinus- als auch bei cosinusförmigem Verlauf der Erregerkraft, d. h. des Zünddruckes annähernd gleich groß sind. Der Höchstwert, der bei Kurve  $D$  für den Fall des plötzlichen Einsetzens des Gasdruckes auftritt, und wobei die

Treibstangenkraft doppelt so groß wie der Gasdruck wird, ist nur als Grenzfall zu werten. Wenn dagegen für einen Zünddruckverlauf in Form eines Dreiecks (Abb. 6) bzw. Kurve C die größte Steigerung beachtlich geringer als bei den Kurven A und B ist, so erklärt sich dies dadurch, daß bei der oben spitzen Dreiecksform der größte Zünddruck wesentlich kürzere Zeit auf das System einwirkt als bei der oben sanft gerundeten Sinus- oder Cosinusform.

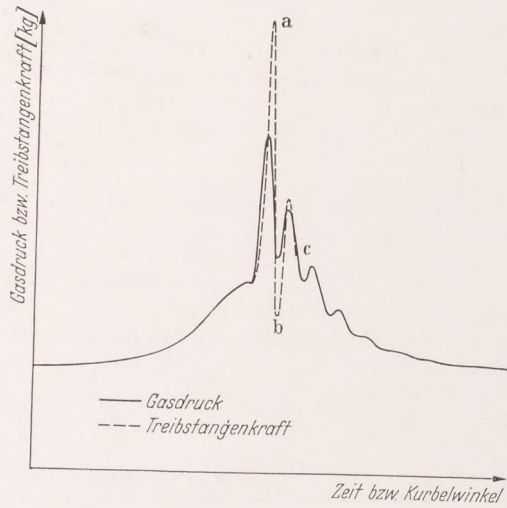


Abb. 10.

Vorstehende Untersuchungen würden dann ohne größere praktische Bedeutung sein, wenn die Zunahme des Gasdruckes bei der Zündung reichlich langsam wäre. Bei neuzeitlichen Verpuffungsmotoren und insbesondere bei Dieselmotoren mit luftloser „direkter“ Einspritzung ist dies jedoch nicht mehr der Fall. Die Zeit vom Einsetzen der Zündung bis zum Erreichen des

Bei doppeltwirkenden Maschinen wird die Elastizität der Pleuellstange, die Masse derselben und des Pleulkopfes mit berücksichtigt. Da bei doppelter Wirkung der Gasdruck auch von unten kommt, so muß außerdem auch noch die Verbiegung der beiden Pleuellstangenköpfe bzw. der Pleuellkopfverbindung mit berücksichtigt werden. Die auf diese Weise erhaltenen Eigenfrequenzen liegen bei hochtourigen, also mit leichten Pleuellwerkteilen versehenen einfachwirkenden Pleuellkolbenmaschinen in der Gegend von 30 bis 40000/min, bei gewissen doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen bei etwa 18 bis 20000/min. Beim einfachwirkenden Viertakt ist also das Frequenzverhältnis  $f$  der Erregungsschwingung zur Eigenschwingung 0,15 bis 0,8, je nach der Art des Verbrennungsverfahrens, z. B. bei Dieselmotoren je nachdem, ob es sich um eine Pleuellkammermaschine oder um eine solche mit direkter Einspritzung in den Pleuellraum handelt. Man sieht daraus an Hand der Abb. 9, daß man in ungünstigen Fällen mit einer Steigerung der in das Pleuellwerk kommenden Kraft um bis etwa 70% des über den Pleuellkompressionsdruck hinausgehenden Gasdruckes — also nicht des gesamten Gasdruckes — zu rechnen hat. Die Steigerung ist um so geringer, je allmählicher der Druckanstieg vom Einsetzen der Zündung an erfolgt; die Art der Verbrennung spielt also eine große Rolle. Der Einfluß der Eigenfrequenz auf die Höhe der Steigerung ist dagegen wesentlich geringer, vorausgesetzt, daß man vom Unterschied der Eigenfrequenzen beim einfachwirkenden Pleuellkolbenmotor und der doppeltwirkenden Maschine absieht. Die Ursache für den geringen Unterschied ist, daß die auf die Pleuellfläche bezogenen Gewichte der hin- und hergehenden Pleuellwerkteile bei raschlaufenden Motoren nicht allzusehr verschieden sind; das gleiche gilt von der Pleuellstangenbeanspruchung, die für die Durchfederung der Pleuellstange maßgebend ist; auch die Pleuellstangenlängen sind, bezogen auf gleichen Pleuelldurchmesser, meistens nicht stark verschieden. Es sei daher nur noch darauf verwiesen, daß die Eigenfrequenz bei sonst gleichen Verhältnissen umgekehrt proportional der Länge oder Höhe ist. Die Pleuellwerkseigenfrequenz einer doppelt so großen Maschine ist also nur halb so groß wie bei der einfach großen, und man hat auf

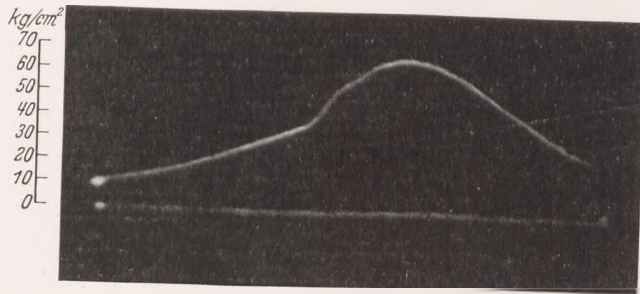


Abb. 11a.

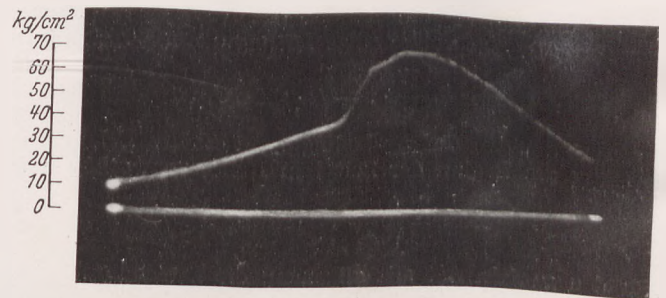


Abb. 11b.

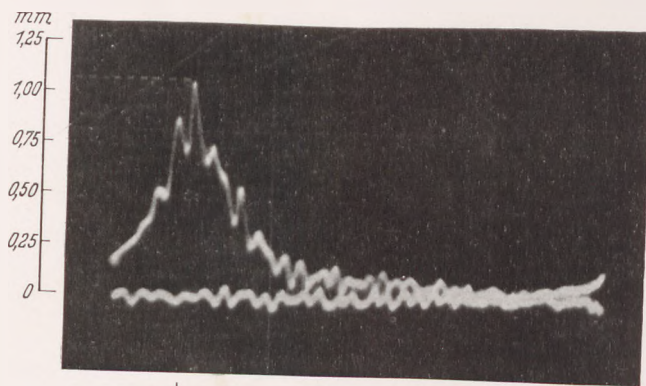


Abb. 12a.

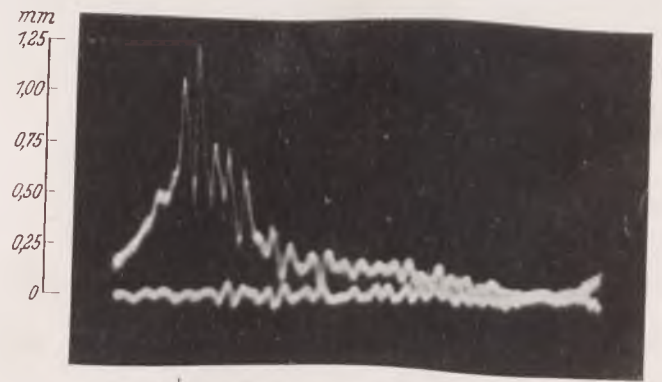


Abb. 12b.

Höchstdruckes beträgt hier  $\frac{1}{400}$ s bis herab zu  $\frac{1}{1600}$ s. Unter der Voraussetzung sinusförmigen Kraftverlaufs beträgt also die Frequenz der Erregung  $\sim \frac{400 \cdot 60}{4} = 6000$  bis 24000/min.

Die Eigenfrequenz des Pleuellwerks wird unter folgenden Voraussetzungen ermittelt:

Der Pleuellkolben sei im O.T. Er sei in sich vollkommen starr, die Massen des Pleuellkolbens, Pleuellzapfens und der Pleuellstange seien zu einem Punkt vereinigt. Die Druckelastizität der Pleuellstange und die Verbiegung der Pleuellwelle sowie der Pleuelllager durch den Gasdruck werden berücksichtigt, dagegen die Masse des Pleuellstangenschafte, des unteren Pleuellstangenkopfes sowie der Pleuellwelle vernachlässigt.

die geschilderten Einflüsse um so mehr zu achten, je größer die Maschine ist. In Abb. 10 ist noch für sinusförmigen Gasdruckverlauf dargestellt, wie durch die rasche Dreiecksförmigen Gasdrucksteigerung die Pleuellstangenkraft erheblich über die alleinige Pleuellkraft hinauswächst. Das Gasdruckdiagramm ist ein ähnliches wie das in Abb. 3. Hierbei sei betont, daß für die auftretende Steigerung der Pleuellstangenkraft die Steilheit des Gasdruckanstieges maßgebend ist, nicht dagegen die auf die höchste Gasdruckspitze folgenden Druckschwankungen, die im vorliegenden Falle wahrscheinlich auf Fehler der elektrischen Indiziereinrichtung zurückzuführen sind und für die vorerwähnte Untersuchung keinerlei Verwendung fanden. Der Pleuellkompressionsdruck ist 33 atü, der höchste Gasdruck 68,7 atü, die größte Pleuell-

stangenkraft aber  $F_{kolb} [33 + 1,77 \cdot (68,7 - 33)] = F \cdot 96,5$ , also um über 40% höher als der Gasdruck.

Angenehm ist insbesondere für die Beanspruchung der Triebwerkslager, daß dieser plötzlich schlagartig einsetzende Druck nicht etwa gleichmäßig abnimmt, sondern in Form einer gedämpften Schwingung a—b—c abklingt. Wenn in Abb. 10 der Treibstangenkraftverlauf nur bis zum Punkt c dargestellt ist, so bedeutet dies lediglich, daß von dort an infolge des zusätzlichen Einflusses der Dämpfung der Verlauf nicht mehr genügend zuverlässig anzugeben ist.

Durch diese hohen zusätzlichen hammerschlagartig verlaufenden Triebwerksdrücke finden verschiedene Störungen an Triebwerksteilen ihre Erklärung. Zur Abhilfe muß hauptsächlich ein allzu plötzlicher Druckanstieg bei der Zündung und Verbrennung vermieden werden, daneben ist auf möglichst leichtes aber steifes Triebwerk zu achten. Eine kurzhubige Maschine ist hierbei günstiger als eine langhubige.

**Zusammenfassung:**

Es wird gezeigt, daß die auf das Triebwerk von Brennkraftmotoren und deren Lager kommenden Kräfte nicht allein durch den höchsten Gasdruck bestimmt sind, sondern denselben unter gewissen Verhältnissen, d. h. bei sehr rasch einsetzender Zündung und Drucksteigerung wesentlich überschreiten. Die Berechnungsverfahren werden für vier verschiedene Fälle angegeben.

**Nachschrift.**

Während diese Zeilen in Druck gingen, erschien von Le Mesurier und Stansfield bei der North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders in Newcastle ein Bericht über Vibrationen an Maschinen und insbesondere den Sunbury-Indicator, der eine recht erfreuliche experimentelle Bestätigung unserer theoretischen Ergebnisse bringt. Zum Beweis seien die Abbildungen des angeführten Berichtes hier als Abb. 11a u. b und 12a u. b wiedergegeben, wobei Abb. 11 den Zeitdruckverlauf der Gasdrücke und Abb. 12 den zeitlichen Verlauf der Dehnungen im Zylinder wiedergeben. Man erkennt, daß bei letzteren starke Schwingungen zu den vom Gasdruck herrührenden Dehnungen hinzukommen, — eine Folge der Zugelastizität des Zylinders und der Masse der auf ihm sitzenden Teile. Man erkennt weiter, daß die Schwingungen bei steilerem Druckanstieg wesentlich steiler sind als bei allmählicherem. Für die Treibstange finden die genannten Berichtersteller ebenfalls genau im Sinne unserer theoretischen Ausführungen, daß sich dem Gasdruckverlauf noch beachtliche Schwingungen überlagern, die bei gegebenem Triebwerk um so bedeutender sind, je steiler der Druckanstieg bei der Verbrennung ist. Nicht die absolute Druckhöhe, sondern die Steilheit des Druckanstieges ist maßgebend für diese wichtigen Zusatzbeanspruchungen.

# Die Anwendung von Monel-Metall im Schiffbau.

Von Dr.-Ing. R. Müller, Frankfurt.

Die im Schiffbau verwendeten Werkstoffe unterliegen eingehenden Überprüfungen und Bedingungen, die in den Versuchsabteilungen der Marine nach Erfahrungssätzen und umfangreichen Untersuchungen aufgestellt worden sind.

Angaben über Zugfestigkeit, Elastizitätsgrenze, Dehnung und Kerbzähigkeit bei Normaltemperatur erlauben nicht, selbst angenäherte Berechnungen für die zulässigen Arbeitsbelastungen bei Betriebstemperatur aufzustellen. Gleicherweise kann die Korrosion die bei einem Problem gemachten Annahmen beträchtlich verändern und für das am meisten korrodierbare Metall einen sehr erhöhten Sicherheitskoeffizienten vorschreiben.

Ein Werkstoff muß nicht nur preiswert sein, sondern auch verschiedene Eigenschaften oder Eigentümlichkeiten aufweisen, deren relative Wichtigkeit von der Verwendung abhängt, z. B. Witterungsbeständigkeit, Korrosionsbeständigkeit unter den verschiedenen Formen, keine Brüchigkeit besitzen. Die mechanischen Eigenschaften gegenüber Wärme müssen ausreichend sein. Das Material muß der Dampfeinwirkung widerstehen, neben gutem Verschleißwiderstand einen Ausdehnungskoeffizienten haben, der möglichst nahe dem des Stahles liegt, endlich muß es sich ohne Schwierigkeit bearbeiten und den verschiedenen Verformungen, wie Schmieden, Gießen, Walzen, Schweißen unterziehen lassen.

Das Monelmetall bietet in dieser Hinsicht beachtenswerte Eigenschaften, welche ihm wichtige Anwendungsmöglichkeiten in den Kraftanlagen der Marinen seit 30 Jahren verschafft haben. Im folgenden seien seine Eigenschaften und seine Hauptanwendungsgebiete behandelt.

Monel ist eine Nickel-Kupferlegierung mit ungefähr  $\frac{2}{3}$  Nickel und  $\frac{1}{3}$  Kupfer. Nickel und Kupfer sind in allen Verhältnissen mischbar. Die Legierung zeigt sich in der Form einer festen Lösung.

Die absolute Rostsicherheit dieses Werkstoffs ist allgemein bekannt, und er widersteht besser als irgendeine andere Legierung dem Seewasser. Er verhält sich gleich gut in Gegenwart von verdünnter Salzsäure, die sich in Anlagen unter bestimmten Bedingungen finden kann; dabei zeigt auch die Schweißnaht gleich gute Beständigkeit wie das Blechmaterial.

Monel ist gegenüber verdünnter Salzsäure der noch beständigste Werkstoff mit hohen technischen Eigenschaften. Selbst mit Salz angereicherter Dampf ist ohne Einwirkung auf das Material. Es ist geschützt gegen die Korngrenzenkorrosion, der bestimmte Legierungen unterworfen sind, wenn sie überhitztem Dampf ausgesetzt werden. Das vortreffliche Verhalten des genannten Baustoffes im Dampf ist heute einwandfrei festgestellt.

Außerhalb der Korrosion im eigentlichen Sinne, welche besonders dann auftritt, wenn die Maschinen außer Betrieb sind, muß man die galvanische Korrosion beachten, die sehr groß sein kann, da das Seewasser ein guter Elektrolyt ist.

Die nachstehende Aufstellung gibt einen Anhalt, wie sich die verschiedenen gebräuchlichen Metalle verhalten. Man muß beachten, daß zwei Metalle ein und derselben Gruppe nicht die Neigung haben, galvanische Korrosion zwischen sich zu erzeugen. Das Monel verhält sich in dieser Hinsicht fast wie Bronze und Kupfer.

Oberfläche korrodiert (Anode)	Oberfläche nicht korrodiert (Kathode)
Aluminium	Nickel
Zink	Messing
Kadmium	Bronzen
Eisen	Monel
Chrom (aktiv)	Kupfer
Chromnickeleisen (aktiv)	Chrom Eisen (passiv)
Lötmitel mit Zinn	Chromnickeleisen (passiv)
Zinn	Silberlot
Blei.	

Die Korrosion ruft außer ihrer zerstörenden Einwirkung durch chemische Auflösung oder durch elektrolytische Elementbildung eine Verringerung der mechanischen Eigenschaften der Metalle hervor. Eine Widerstandsverminderung ist besonders wahrnehmbar an den Teilen, die gleichzeitig einer erhöhten Ermüdung und regelmäßig wechselnden Einwirkungen durch Zug und Druck unterworfen sind, wie es in zahlreichen Schiffsmaschinenteilen der Fall ist.

Die Festigkeitseigenschaften von Monel bei 18° C sind folgende:

<b>Warm gewalzte Stangen:</b>	
Zugfestigkeit . . .	55—63 kg/mm <sup>2</sup> ,
Streckgrenze . . .	28,3—34,6 kg/mm <sup>2</sup> ,
Dehnung . . .	50—36% bez. auf $4\sqrt{\text{Querschnitt}}$ ,
Brinellhärte . . .	130—180.
<b>Kalt gezogene Stangen (abhängig von der Stärke und dem Grade der Kaltwalzung):</b>	
Zugfestigkeit . . .	63—78,5 kg/mm <sup>2</sup> ,
Streckgrenze . . .	44—63 kg/mm <sup>2</sup> ,
Dehnung . . .	25—15% bez. auf $4\sqrt{\text{Querschnitt}}$ ,
Brinellhärte . . .	170—210.
<b>Bleche und Bänder, weich geblüht:</b>	
Festigkeit . . .	47—51,6 kg/mm <sup>2</sup> ,
Streckgrenze . . .	23,6—28,2 kg/mm <sup>2</sup> ,
Dehnung . . .	40—30% bez. auf $4\sqrt{\text{Querschnitt}}$ ,
Skleroskop Härte . . .	17—20.
<b>Bleche und Bänder, kalt gewalzt (abhängig von der Stärke und dem Grade der Kaltbearbeitung):</b>	
Festigkeit . . .	63—78,5 kg/mm <sup>2</sup> ,
Streckgrenze . . .	44—63 kg/mm <sup>2</sup> ,
Dehnung . . .	20—10% bez. auf $4\sqrt{\text{Querschnitt}}$ ,
Skleroskop Härte . . .	28—40.
<b>Gußstücke (abhängig von der Stärke und dem Verwendungszweck):</b>	
Festigkeit . . .	31,5—55,2 kg/mm <sup>2</sup> ,
Dehnung . . .	25—10% bez. auf $4\sqrt{\text{Querschnitt}}$ .

Das Nachlassen der Festigkeit bei hohen Temperaturen findet bei Monel viel langsamer statt als bei den meisten anderen Metallen (Abb. 1 [Kurvenbild]).

Die Ermüdungsgrenze schwankt zwischen  $25 \text{ kg/mm}^2$  im geglähten oder warm gewalzten Zustande und  $35 \text{ kg/mm}^2$  im kalt gehärteten Zustande.

Die Werte der Zugfestigkeit und der Streckgrenze (Abb. 1) sind die eines widerstandsfähigen Werkstoffes. Andere Legierungen besitzen wohl etwas höhere Werte. Es ist jedoch bei Monel das interessante Zusammenspiel seiner Eigenschaften: Streckgrenze, Dehnung, Kerbzähigkeit und Warmfestigkeit zu beachten (Abb. 2 [Kurvenbild]).

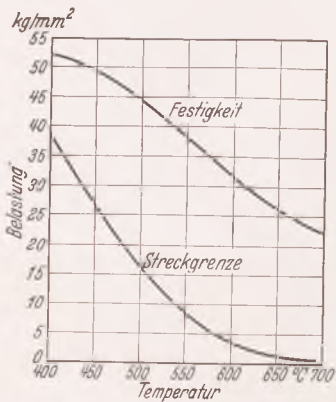


Abb. 1. Streckgrenze und Festigkeit des warm gewalzten Monel-Metalls bei hohen Temperaturen.

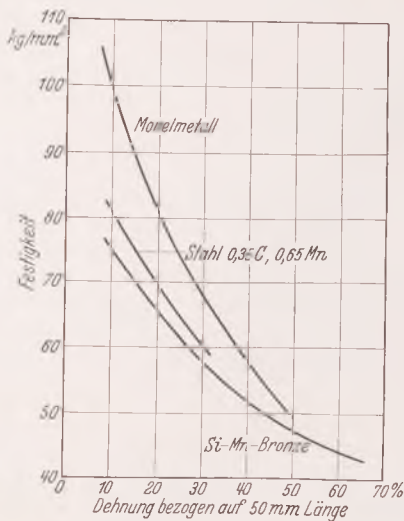


Abb. 2. Festigkeitseigenschaften von Monel-Metall im Vergleich zu anderen Werkstoffen.

Die Kerbzähigkeit ist bei gleicher Widerstandsfähigkeit allen anderen in Gegenwart von Dampf gebrauchten Legierungen überlegen und sinkt nicht unter  $10 \text{ kg/mm}^2$  für das vollharte Metall.

Diese Eigenschaften beruhen auf der Natur des Metalles und nicht auf irgendeiner Behandlung durch Härtung usw. Sie sind also konstant. Die Legierung verhält sich bei erhöhten Temperaturen ebenso gut wie bei Kälte. Sie ist nicht plötzlicher Brüchigkeit oder irgendwelchem Verfall unterworfen und zeigt keine Alterungserscheinungen wie z. B. Aluminiumlegierungen.

Einige Anwendungsbeispiele seien nachstehend aufgeführt:

In den Kesseln und Überhitzern wird Monel für innere Verschraubungen, Bolzen, Nieten und anderes Kleinzeug verwendet.

Die Verschraubung mit aufgerolltem Gewinde und angestauchtem Kopf ist allgemein sehr wirtschaftlich, da sie den Metallverlust vermeidet. Die Schrauben lassen sich nach langem Betrieb leicht lösen, — eine wichtige Eigenschaft bei Reparaturen und Erneuerungen, — da das Bolzengewinde nicht angerostet oder korrodiert ist und der Ausdehnungskoeffizient der Legierung fast dem des Stahles gleichkommt und viel niedriger ist als der von Messing oder Bronzen.

Bolzen werden ferner in bestimmten Fällen zur Befestigung von Feuerbrückensteinen der Kessel benutzt.

In den Überhitzern werden die Teile, die die Rohre in ihrer Lage halten, häufig in austenitischem Gußeisen<sup>1</sup> mit Monelzusatz (Niresist) ausgeführt. Je nach der Anwendung schwankt die Niresistzusammensetzung in bestimmten Verhältnissen: im Mittel 20% Monel, 2—4% Chrom.

Eine Reihe von Schiffswerften hat mehrere Tonnen von Niresist für Überhitzer benutzt.

In den Ausdehnungsverbindungen der Dampfleitungen für überhitzten Dampf sehen die amerikanischen Konstrukteure innere gleitende Ausfütterungen aus dem genannten Werkstoff vor, die den direkten Kontakt des Dampfes mit dem wellenförmigen Ausdehnungsrohr und die daraus entstehenden Nachteile verhindern.

Luftvorwärmer werden bisweilen mit Stahlrohren gebaut. Infolge der Gewichtsverminderung und der sauberen glatten Oberfläche, die man bei Gebrauch der Legierung erhielt, bieten sich beachtenswerte Vorteile. Eine der ersten Anwendungen zur Herstellung von Luftvorwärmern mit Monel-Metall geschah bei den deutschen Zollkreuzern „Hindenburg“, „Bremse“ usw. (s. Werft Reed. Hafen Heft 12 von 1930), deren Rohre aus Monel sich nach 2000 effektiven Betriebsstunden vollkommen zufriedenstellend verhielten.

Bei Dampfrohrleitungen sind folgende Anwendungen bemerkenswert:

Zunächst für Dichtungen: Je nach Flanscharten, Drücken und Temperaturen sind gewellte, metallplastische oder gerillte Dichtungen

zu wählen. Die gewellten und metallplastischen Dichtungen aus Monel sind die verbreitetsten in den Kriegs- und Handelsmarinen.

Im allgemeinen läßt man gewellte Dichtungen für gesättigten oder überhitzten Dampf bei inneren Drücken bis  $30 \text{ atü}$  zu. Sie müssen mindestens drei vollständige Wellen aufweisen, was eine Dichtbreite von wenigstens  $6 \text{ mm}$  ausmacht, und trocken eingebaut werden oder, wo die Flanschkonstruktion ein Ankleben der Verbindung in der Dichtung verlangt, sehr leicht mit einer Mischung aus Öl und Graphit überstrichen werden. Zement, Paste, Mennige usw. dürfen für den Einbau dieser Verbindungen nicht benutzt werden. Die metallplastischen Dichtungen mit Asbestseele und mit Monel umwickelt werden gewöhnlich für Dichtungen mit nicht kreisförmigen Formen verwendet.

Für die höheren Drücke oder wo die Dichtungsabmessungen die Anwendung von gewellten Dichtungen nicht erlauben, gebraucht man gerillte aus Blech herausgedrehte Dichtungen, wobei starke Flanschen und Bolzen wegen ihres Widerstandes gegen Zusammendrücken vorzusehen sind. In den Moreauverbindungen der Rohrleitungen für überhitzten Dampf oder Seewasser haben sich die doppelt konischen Ringe aus Monel vorteilhaft bewährt.

Die Ventilspindeln sichern gute Ergebnisse nicht allein in mechanischer Beziehung, sondern besonders durch die Politur, welche sie annehmen, und welche die Zerstörung und damit verbundenes Undichtwerden der Packungen vermeidet. Diese Spindeln werden während der Liegeperioden des Schiffes nicht angefressen.

Die verschiedenen Werften verwenden das Material viel für Rückschlagventile und Hahnkükken. Dampfreiniger, die bei den leistungsfähigen Schiffstypen der verschiedensten Nationen eingebaut wurden, sind mit Schwimmern, Siebblechen, Sitzen und verschiedenen mechanischen Teilen aus dieser Legierung ausgerüstet.

In den Kraft- und Hilfsmaschinen sind die Turbinenschaufeln eines der wichtigsten Anwendungsgebiete von Monel. Dies beruht auf der hohen Belastung, der die Beschaukelung unterworfen ist, und die das Monelmetall ohne weiteres erträgt, und auf dem Vorteil, welchen die vortreffliche Erhaltung ihrer Oberfläche bietet (Abb. 3).

In den „Parsons“-Turbinen wird die Legierung für die Lauf- und Leitschaufeln, für die Zwischenstücke und die Deckbänder benutzt.

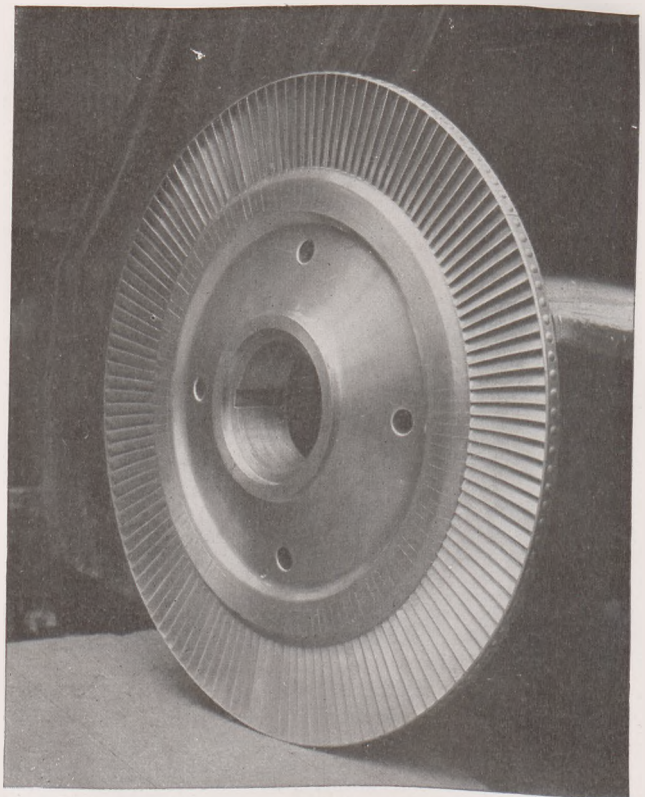


Abb. 3. Laufrad mit Monel-Metall-Schaufeln und Deckbänder für ein Turbospeisepumpen-Aggregat.

Die neuesten Lieferungsbedingungen der amerikanischen Marine für die Torpedozerstörer sehen die Verwendung des Werkstoffes für die Beschaukelung der „Parsons“-Turbinen mit  $21600 \text{ kW}$  Leistung gemäß nachfolgender Tabelle vor<sup>2</sup>.

<sup>2</sup> Die Schaufeln der 14. Stufe haben eine abweichende Form von denen der 13. Stufe. Die Gesamtanzahl der Schaufeln in dieser Turbinenbauart beträgt  $23450$  in Monel und  $31000$  in Messing.

<sup>1</sup> R. Müller u. R. Hanel: Austenitisches Gußeisen. Chem. Fabrik 5 (1932) S. 493—504.

Gewicht der verwendeten Metalle in einer  
21600 kW - Turbine.

Beschaufelung in Monel . . . . .	875 kg
Zwischenstücke in Monel . . . . .	365 „
Deckbänder in Monel . . . . .	36 „
Bindedraht in Nickel (Qualität A) . . . . .	34 „
Beschaufelung, Zwischenstücke usw. in Messing . . . . .	2220 „
Dichtungen und Verbindungen in Kupfer . . . . .	68 „
Verbindungen in Eisen . . . . .	75 „
Silberlot . . . . .	ca. 17 „

Verwendung der Monelschaufeln in einer  
21600 kW - Turbine<sup>3</sup>.

Hoch- oder Niederdruck	Expansionsstufe	Lauf- oder Zylinder	Nr. der Schaufel	Breite der Schaufel mm	Länge der Schaufel mm	Anzahl der Räder	Gesamtzahl der Schaufeln in Lauf- und Zylinder	Notwendige lineare Meter
H.-D.	1—4	L u. C	430 B	9,5	35—51	20	15920	740
H.-D.	5	L u. C	440 B	12,7	51—54	4	2336	135
H.-D.	6 u. 7	L u. C	450 B	15,9	57—73	6	2670	190
H.-D.	10—12	L	470 B	22,2	248—288	6	1596	480
N.-D.	13	L	480 B	25,4	279—292	2	480	150
N.-D.	14	L	480 B	25,4	279—292	2	448	145

Die Kriegsmarinen verwenden gleicherweise die Legierung für die Beschaufelung der Turbinen ihrer verschiedenen Schiffstypen.

In Turbinen kann infolge der geringen Spielräume und der Temperaturschwankungen eine ungewollte Berührung der Laufschaufeln mit den Leitschaufeln eintreten. Es ist daher wesentlich, daß das Beschaufelungsmaterial sich so wenig wie möglich härtet, da ein Verziehen der Welle eine lokale Reibung mit dem Gehäuse zur Folge hat. Es scheint, daß Monel nicht dazu neigt, diesbezüglich auch den Chromnickelstählen überlegen ist und sich beinahe wie Messingbeschaufelung verhält.

In den Aktionsturbinen wird es für die Lauf- und Leitschaufeln benutzt; z. B. ist die Beschaufelung des Schiffes „Kommandant Teste“ ganz aus Monel. Allgemein hat eine Prüfung der Turbinenschaufeln aus diesem Werkstoff nach mehreren Betriebsjahren immer die ausgezeichnete Erhaltung ihrer Profile und ihrer Oberflächenpolitur (Abb. 4) ergeben; beides sind erwünschte Betriebseigenschaften.

Die englische Admiralität hat weitgehend Monel bei ihren Schiffen vorgeschrieben. In ähnlichem Umfange wie die englische „Empress“-Klasse ist der holländische Dampfer „Statendam“ mit Monelturbinenschaufeln ausgerüstet worden. Auch in dem Vierschrauben-Turbinenschneeldampfer „Bremen“ (23 Atm., 96000 PS, 350°, 1800 U/min) sind fast ausschließlich Monelschaufeln eingebaut. Ebenso hat die italienische Handels- und Kriegsmarine Monel in weitgehendem Umfange benutzt. Allgemein kann gesagt werden, daß gegenwärtig mehr als 140 Schiffe mit einer Gesamttonnage von über 2500000 mit Turbinenschaufeln aus Monel ausgerüstet sind, darunter die größten und schnellsten zur Zeit schwimmenden Schiffe der Welt, wie z. B. „Bremen“, „Rex“, „Duce“ u. a.

Wenn man beachtet, daß niemals schwere Zwischenfälle infolge der Verwendung dieses Baustoffes in den Dampfanlagen gemeldet sind, darf man folgern, daß die Praxis die Vorschläge, wie sie auf den Versuchsfeldern gemacht wurden, gerechtfertigt hat.

In den Manövrier- und Regulierapparaten der Turbinen sind zahlreiche Teile aus Monel eingebaut. In den automatischen Ventilen besonders sind die Büchseinsätze, Kolben und Ventile gewöhnlich daraus gegossen. Die Gießmöglichkeit vereinfacht sehr die Ausführung dieser Teile, die durch ein anderes Verfahren schwer herzustellen sind. Dies gilt noch mehr für Pumpenräder der Hilfsaggregate, wo die Bronze durch Monel infolge Verschärfung der Betriebsbedingungen ersetzt wird.

In großen Turbinen und Dieselmotoren werden wohl allgemein Drucklager angewendet. Das Schmieröl hierfür zirkuliert durch ein Kühlrohrsystem. Die Rohre der Kühler aus dieser Legierung sind nicht der Korrosion unterworfen. Es kann zu verheerenden Folgen infolge Versagens der Lager führen, wenn die Rohre aus anderen Werkstoffen hergestellt sind.

Wo die Kolben der Dieselmotoren durch Seewasser gekühlt werden, korrodieren die Rohre, die das Seewasser zu den Kolben schaffen, häufig. In den Zwischenkühlerrohren für Luftkompression

<sup>3</sup> Da vorgeschrieben war, daß jedes Schiff vier Turbinen aufnehmen sollte, beträgt das Gesamtgewicht an Monel und Nickel, das für die Schaufeln eines Schiffes gebraucht wurde, etwa 5200 kg, wobei die Reserveschaufeln nicht eingerechnet sind. Die Dampftemperatur beträgt 345° und der Dampfdruck 28 atü. Die Umlaufgeschwindigkeit der Niederdruckturbine beträgt 2300 U/min, die der Hochdruckturbine 3600 U/min, die Höchst-Tangentialgeschwindigkeit der Schaufeln erreicht 167 m/sec.

zum Anlassen und für die Brennstoffeinspritzung in große Dieselmotoren muß die Luft gekühlt werden; es ist mit einer Luftpressung von ungefähr 63 kg/mm<sup>2</sup> zu rechnen, so daß eine beträchtliche mechanische Festigkeit und Korrosionssicherheit erforderlich ist. In beiden Fällen hat sich Monel gut bewährt.

Man kann mit diesen Anwendungsbeispielen nicht abschließen, ohne die Pumpenstangen für die verschiedenen Flüssigkeiten — Süßwasser, Seewasser usw. — zu erwähnen, für welche Monel tatsächlich die glücklichste Lösung bildet. Der Grund dafür beruht auf den guten mechanischen Eigenschaften dieses Metalles im durch Kaltzug gehärteten Zustande, wo die Streckgrenze mindestens 59 kg/mm<sup>2</sup> beträgt. Die Korrosionsfestigkeit gibt einen Reibungskoeffizienten, welcher sich beständig in geringen Werten hält. Die Abnutzung der Stopfbuchsen wird beträchtlich vermindert, um so mehr als die Pumpenstange beim Durchgang durch die Packung eine glasharte Oberfläche annimmt, die frei von Längsriefen ist, wodurch die Wasserdichtheit sichergestellt ist.

Die Verwendung der Monel-Legierung für Rußbläserventilkegel und Sitze ist seitens führender Rußbläserfabrikanten als Normalausführung eingeführt worden.

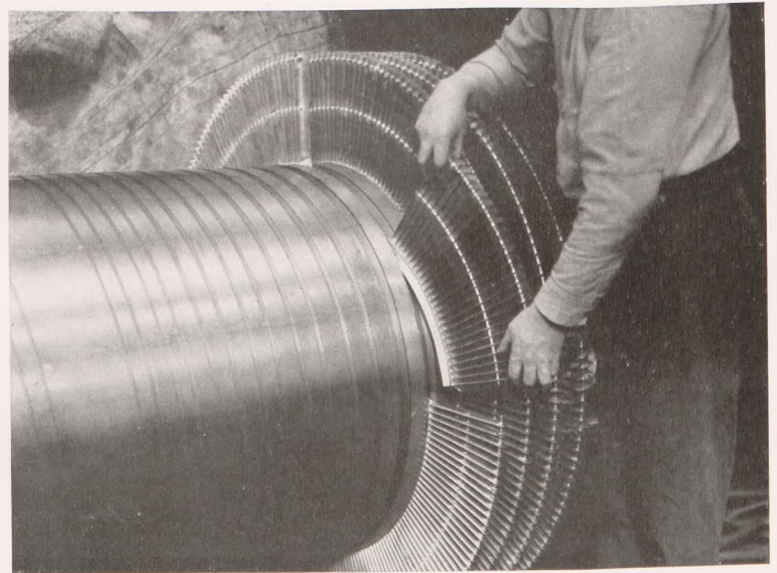


Abb. 4. Einsetzen von Turbinenschaufelsegmenten aus Monel-Metall.

Die Forderung nach Verminderung des gesamten Gewichtes spielt eine bedeutungsvolle Rolle, wozu noch die Frage der Korrosionsbeständigkeit kommt. Monel findet deshalb Verwendung z. B. für Trinkwasserbehälter auf Rettungsbooten und für Teile der Kraftanlage, die mit Seewasser in Berührung kommen. Geschweißte Kondensatorköpfe aus diesem Metall ergeben erhöhte Korrosionsbeständigkeit und eine Gewichtersparnis von 35%. Beim Bau von Schiffsdampfkraftanlagen besteht heute die Neigung, Speisewasser, Dampf und Kondensat in einem geschlossenen System kreisen zu

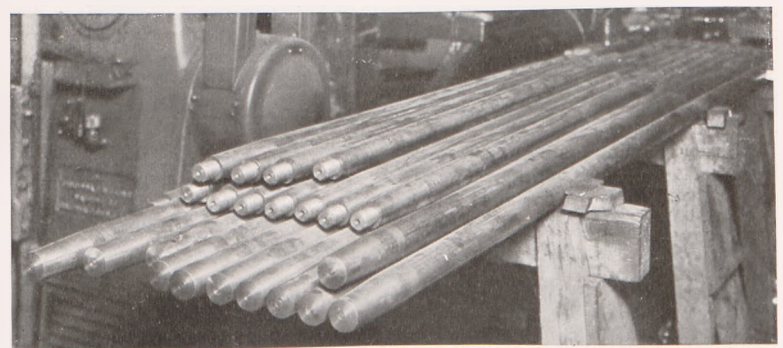


Abb. 5. Kalt gezogene Monel-Metall-Stangen für Propellerwellen von Motorbooten.

lassen, um dadurch Korrosionserscheinungen zu beseitigen. Für die Speisewasser- und Entlüftungsbehälter dieses Kreislaufsystems wurde Monel verschiedentlich als Werkstoff gewählt. Dadurch konnte man gegenüber dem früher benutzten Kohlenstoffstahl die Wandstärke um die Hälfte verringern.

Die aus Monel hergestellten Moskitonetze finden in den Tropen steigende Anwendung, da sie auch bei ungünstigen Witterungsverhält-

nissen korrosionsbeständig sind. Das gleiche gilt für die Brennstofffilter der Dieselmotoren.

Korrosion und hohe Temperaturen zerstören schnell die Federmaterialien, die gewöhnlich benutzt werden. Monel für Federn hat sich in Temperaturen und unter Bedingungen, wo Stahl- und Bronze-federn versagen, erfolgreich bewährt. Es wird daher für Schlauchfedern bei den Kohledichtungsringen in den Turbinen empfohlen. Die Federn sind nach 6—7 Betriebsjahren bei 400° noch in betriebssicherem Zustande.

Auch für Unterwasserschall-Meßapparate (Echolote) hat sich der Werkstoff bestens bewährt.

Führende Bootswerften gebrauchen Propellerwellen (Abb. 5) aus gezogenem Monel auf Grund der hohen Festigkeit, großen Steifigkeit, der harten, glatten Oberfläche und der Korrosionsbeständigkeit des Metalles. So sind u. a. für das Rennboot „Miss America“ Monelwellen von 4 m Länge und 41 mm Durchmesser verwendet worden. Sie besitzen folgende mechanische Eigenschaften: Zugfestigkeit 75 kg/mm<sup>2</sup>, Streckgrenze 70 kg/mm<sup>2</sup>, Dehnung 18%, Einschnürung 60%.

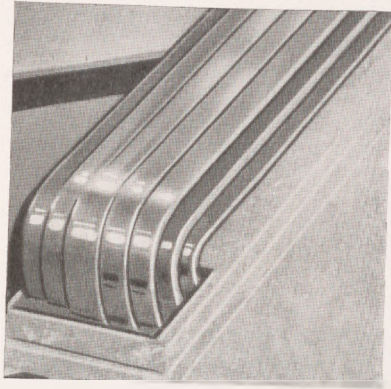


Abb. 6. Kunstgeschmiedete Monel-Metall-Geländerstangen auf einem Ozeandampfer.

Elastizitätsmodul  $26 \times 10^{-6}$ . Bei vertikaler Belastung können die Wellen eine Last von 133 t tragen. Jede Welle überträgt eine Leistung von 3170 PS. Auch Beschläge, Nägel u. dgl. haben sich sehr gut bewährt und weisen keinen Korrosionsangriff auf.

Als Ursache für die Zerstörung der aus legiertem Gußeisen bestehenden Schaufeln und Führungen von Kreiselpumpen, die zur Förderung von Seewasser dienen, ist elektrochemische Korrosion festgestellt worden, die durch Berührung der genannten Teile mit den Bronzebüchsen entsteht. Ein Ersatz der gußeisernen Teile durch Monel hat das Auftreten der Korrosion vollkommen beseitigt. Zwischen Monel und Bronze bzw. Kupfer und Messing ist keine nennenswerte Potentialdifferenz festzustellen.

Für dekorative Zwecke und Innenausstattungsgegenstände (Abb. 6) hat sich Monel gut bewährt. Für die Einrichtung der Küche und Kajü-

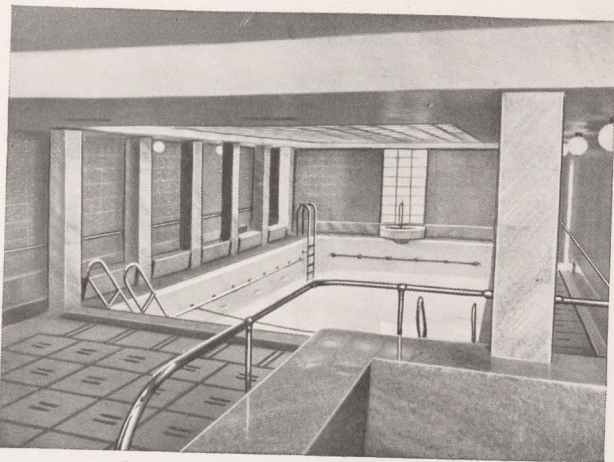


Abb. 7. Schwimmbadanlagen auf Dampfer „Bremen“ mit Haltestangen, Treppen, Brunnenfiguren, Wasserspeier, Fenster- und Türprofilen sowie Bartisch aus Monel-Metall.

ten sind auf dem Dampfer „Monarch of Bermuda“ ungefähr 3000 kg verwendet worden. Für Vorratsbehälter, Waschmaschinen und andere Einrichtungsgegenstände wurde eine fast gleiche Menge benutzt. In den elektrischen Küchen der „Queen of Bermuda“ ist es ebenfalls in ausgedehntem Maße verwendet worden. Die moderne Küchenanlage des Fahrgastdampfers „Manhattan“, in der 5000 Mahlzeiten am Tage bereitet werden, ist mit diesem Werkstoff ausgestattet. Gleiche Verwendung fand Monel auf den Schnelldampfern „Bremen“, „Europa“, „General Steuben“. Aus der Fülle der Anwendungsbeispiele sei auf die Verwendung für Spültische, Geschirrspülmaschinen, Heißwasserbereiter, Tischabdeckungen, Wärmeschränke, Schwimmbadanlagen (Abb. 7), Türstoßbleche, Metallbuchstaben, Beschläge usw. hingewiesen.

Die Verwendung für architektonische Zwecke ist zur Zeit zugunsten rein technischer Anwendung eingeschränkt.

Bei der Beurteilung von Monel als Werkstoff ist zu erwähnen, daß das Rohmaterial in Deutschland weitgehende Veredelung erfährt

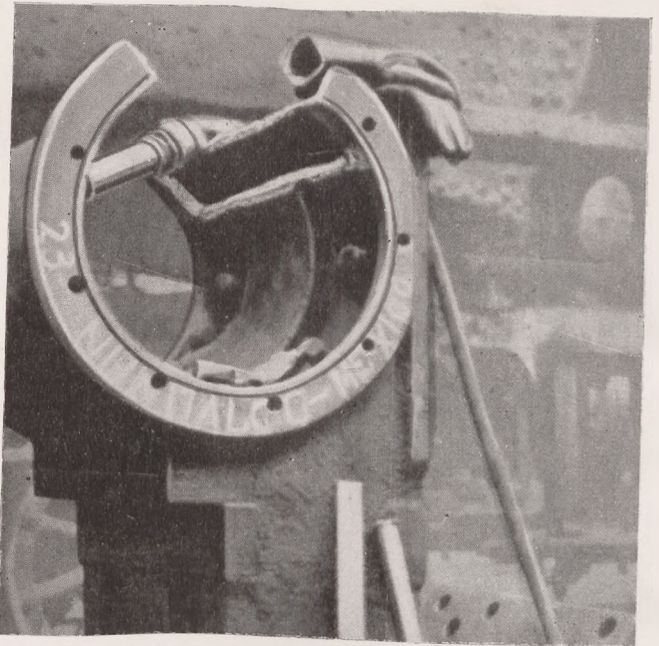


Abb. 8. Vorbereitung einer Schweißnaht bei Gußeisen.

und für Exportgüter wieder sehr viel Verwendung findet, so daß wohl praktisch das Problem der national-wirtschaftlichen Gestaltung dieses Werkstoffes in bezug auf Rohstoffeinfuhr und Fertigwarenexport bei der heutigen Rohstofflage gelöst sein dürfte. Besonders sei noch darauf hingewiesen, daß die Turbinenschaufeln für mehrere große italienische Schiffe aus Monel hier in Deutschland angefertigt wurden und sehr lohnende Beschäftigung brachten. 18 englische Schiffe, die auf deutschen Werften hergestellt wurden, und bei denen Monel verwendet



Abb. 9. Der Dampfzylinder ist wieder komplett und betriebssicher geschweißt mit Monel-Metall-Elektroden. Durch diese hier gezeigten Schweißarbeiten wurde die Eignung von Monel-Metall für die Gußeisen-Reparaturschweißung entdeckt und für die Folge in der Schwerindustrie aller Länder auch ausgeführt.

wurde, brachten ebenfalls mehr Devisen herein, als für die eigentliche Rohstoffaufwendung ausgegeben werden mußte. Dies gilt auch für eine Reihe anderer Schiffsbauten für andere Länder. Daneben bringen auch Exportgüter anderer Industriezweige, wie chemische Apparate, Gewebe aus Monelmetall, Schweißdraht für Gußeisen (Abb. 8 u. 9), beachtliche Beträge an Devisen ins Land. Andererseits spart es durch seine wesentlich höhere Lebensdauer den mehrfachen Kupfer- und Bronzebedarf ein und vermeidet Betriebsstillstand.

Preislich liegt Monel etwas günstiger als gut nichtrostender, legierter Stahl, da seine Verarbeitung einfacher und sein Schrottwert durch die Zusammensetzung ein sehr hoher ist.



# Unkenterbare Feuerschiffe.

Von Dipl.-Ing. Curt Eichler, Hamburg.

In „Wurf-Reederei-Hafen“, Heft 3/1937, wird im Leitaufsatz u. a. die Frage behandelt, welche bautechnischen Maßnahmen ein Feuerschiff im Sinne sicherer Stabilität gegen außergewöhnliche Einwirkungen der See schützen könnten. Von wesentlicher Bedeutung ist aber daneben die Verankerung der Feuerschiffe unter der Einwirkung von Strom und See. Läuft der Ebbstrom gegen den Sturm, so wird die See steiler, und das Schiff kann vom Strom quer oder schräg gegen die See geschwoit werden, was bei „Elbe I“ der Fall war.

Welche Momente haben in diesem Falle krängend auf das Schiff eingewirkt?

1. Die Kette bzw. die Kettenführung. Das Feuerschiff „Außenjade“ hätte in demselben Sturm fast das gleiche Schicksal wie „Elbe I“ erlitten. Es war auch quer zum Sturm geschwoit und wurde in dieser Lage, als es vermutlich über die Kette getrieben war, von einer Grundsee auf die Seite geworfen. Kettenstopper usw. brachen aber, das Schiff bekam Luft und richtete sich wieder auf.

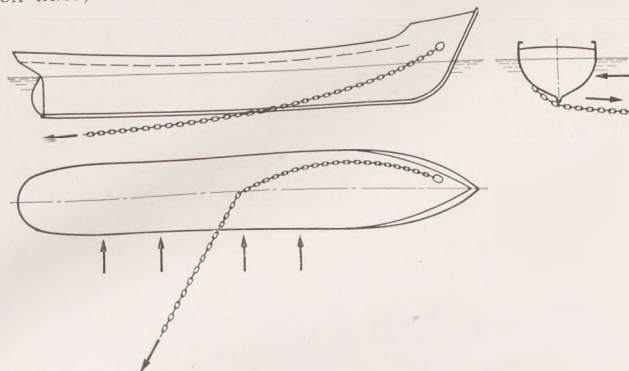


Abb. 1 zeigt das Unterfassen der Kette unter den Kiel.

Wir erklären uns die Sache dahin, daß bei quergeschlagenem Schiff die an sich hochliegende Ankerklüse in Lee liegt (Lee bezüglich Wind und See), daß das Schiff ein Stück vorausgetrieben ist und jetzt die Kette von der Klüse aus schräg nach hinten zeigt. Jetzt kommt seitlich von Luv die Brechsee und wirft das Schiff quer vor sich her. Die Kette kommt steif, zeigt aber immer noch schräg nach achtern, sie faßt den Kiel von unten, um von hier nach Luv zu zeigen (s. Abb. 1). Das Schiff wird durch die Kette am Kiel förmlich angehoben, während die See es oben nach Lee drängt. Es entsteht ein krängendes Moment.

2. Das feste Schanzkleid. Es ist erwiesen, daß das Schiff gekentert ist, während oder nachdem zwei schwere Brecher über das Schiff hinweggegangen sind. Diese Brecher haben Wasser an Deck befördert. Das feste Schanzkleid hindert trotz der Wasserpforten das Wasser am schnellsten Abfließen: Jedenfalls kann das Wasser nicht, ohne in seiner Bewegung erst einmal gestoppt zu werden, in Lee verschwinden. Es wird vom Leeschanzkleid gestoppt, sammelt sich und fließt dann durch die Pforten ab. Die hierzu notwendige Zeit kann einem Schiff mit mittlerer Stabilität gefährlich werden, da es sich um erhebliche Wassermengen handelt, die noch dazu eine freie Oberfläche bilden. Es sei in diesem Zusammenhange an die Untersuchung erinnert, die der Germanische Lloyd auf Veranlassung der S. B. G. über die vermutliche Ursache der Fischdampfer-Verluste im Winter 1903 vornahm. Diese Untersuchung erstreckte sich vornehmlich auf die Stabilität der Schiffe, die in fast allen untersuchten Fällen ungenügend war, wenn eine ungünstige Belastung der Schiffe angenommen wurde, wie besonders eine solche durch Wasser an Deck innerhalb des festen Schanzkleides möglich ist. Es bedurfte dann nur noch eines kleinen Anstoßes, um das Schiff zum Kentern zu bringen.

In unserm Falle liegt es ganz ähnlich. Die Wassermenge, die die Abb. 2 zeigt, deren Schwerpunkt um etwas aus Mitte Schiff liegt, beträgt rd. 100 t. Das ist für ein so kleines Schiff eine nicht unerhebliche Belastung. Wäre aber das ganze Deck von Bord zu Bord bis Oberkante Schanzkleid gefüllt, so würde das Gewicht des Wassers, unter Berücksichtigung der an sich geringen Aufbauten und des Sprunges, etwa 350 t betragen. Es wäre wünschenswert, einmal für diese Belastungsfälle die Stabilitätskurve des Schiffes zu sehen. Der Einfluß des Stoßes der aufprallenden Wassermenge sowie der freien Oberfläche ist dabei noch nicht in Betracht gezogen.

Auf den Einwand, daß das Wasser in solcher Menge auf dem arbeitenden Schiffe nur für kurze Augenblicke stehen (oder arbeiten) könne, sei entgegnet, daß vermutlich dieser Augenblick genügen würde, um das Schiff über seinen Stabilitätsumfang überzulegen. Es deckt sich dieses auch mit dem Berichte der Augenzeugen.

3. Geringe Stabilität. Fehlender fester Bal-

last. Die Untersuchung hat ergeben, daß die Abmessungen des Schiffes für den Zustand aufgebrauchter Materialien und Brennstoffe für die Stabilität nicht günstig waren. Wir verstehen dieses dahin, daß sowohl die metazentrische Höhe als der Stabilitätsumfang nicht besonders groß waren. Die Stabilität war abhängig vom Vorhandensein eines Teiles der tief gelagerten Verbrauchsstoffe.

Daß aber auf Feuerschiffen mit tief gelagertem Ballast gerechnet wird, zeigt uns u. a. der Unfall des Feuerschiffes „Außen-Eider“ im zweiten Jahre des Krieges. Als im Sturm die Kette gebrochen war, mußte die zweite Kette, die mit dem zweiten Anker geworfen werden sollte, von Hand aus dem Schiffsraum mittschiffs an die Back gebracht werden, weil die Kette „als Zusatzballast“ im Raum lag. Diese Arbeit dauerte über einen halben Tag, während welcher Zeit das Schiff in Richtung Küste trieb. Es wäre denkbar, daß für Stabilitätsw Zwecke fester permanenter Ballast zwischen den Bodenwrangen liegen kann, während die zweite Kette klar zum Werfen hinter der Klüse liegt.

Es ist möglich, daß unter ungünstigen Umständen eines der drei angeführten Momente bereits einem Feuerschiff gefährlich werden kann. Es können aber auch mehrere zugleich auftreten. Es sei daher ein Weg gewiesen, in allen drei Fällen die aufgezeigte Gefahr zu vermeiden.

Zu 1.: Kette.

Die Kettenklüse muß tiefer angeordnet sein, etwa in Höhe der C. W. L.<sup>1</sup> Sie soll dabei für die Hauptkette und den Hauptanker mittschiffs angeordnet werden. Von diesem Punkte an muß der Vorsteven scharf weggescnitten werden bzw. der Kiel von hinten kommend stark auflaufen und möglichst hoch in den Steven übergehen, wie dieses die Abb. 3 andeutet.

Es wird hierdurch erreicht, daß die Kette tiefer aus dem Schiffsrumpf heraustritt, wodurch sie, wenn das Schiff über die Kette treiben sollte, niemals so weit nach hinten zeigen bzw. so weit hinten den Kiel treffen kann. Tritt sie mittschiffs aus dem Rumpf heraus, so wird sie sich, wenn das Schiff über die Kette treibt, nicht leewärts

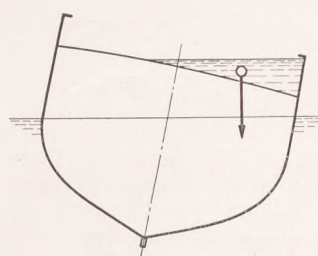


Abb. 2. Wasser an Deck innerhalb des festen Schanzkleides.

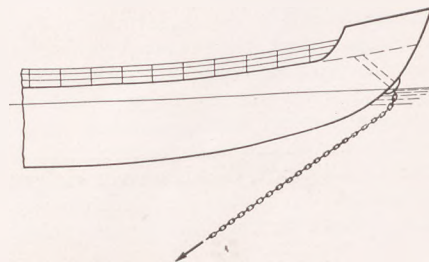


Abb. 3.

um den Rumpf herumlegen, um dann unter den Kiel zu fassen. Der stark aufgeholte Kiel wird ebenfalls verhindern, daß die Kette hier unterhaken kann.

Läuft die Kette aber frei vom Schiff und vom Kiel aus der Klüse in das Wasser, so wird die ankommende See das querliegende Schiff um die Klüse als Drehpunkt leicht herumschwoien können, so daß es wieder mit der Nase gegen die See zu liegen kommt. Selbst wenn dieses aber nicht geschehen sollte, fällt das krängende Moment durch das Unterhaken der Kette unter den Kiel fort. Das Schiff soll aber auf jeden Fall die Möglichkeit haben, schwoien zu können, wodurch die Gefahr übermäßiger Beanspruchung des Ankergerisirs (wie beim Jade-Feuerschiff) vermieden wird.

Zu 2.: Schanzkleid.

Ein festes Schanzkleid ist auf jeden Fall zu vermeiden. Es kann ersetzt werden durch ein offenes Geländer, welches zum Schutz der Besatzung gegen das Über-Bord-Grissenwerden hoch sein und viele Durchzüge, evtl. auch Drahtgewebe, tragen kann. Es wird sich vermutlich die Ansicht der Seeleute vielfach gegen diesen Vorschlag richten, weil das feste Schanzkleid ja bei leidlich gutem Wetter gegen Wind, Sprühwasser usw. einen gewissen Schutz bietet, der nunmehr fortfallen würde. Ohne Zweifel würde bei normalem Betrieb der Aufenthalt an Deck unangenehmer für den Seemann werden.

Trotzdem sollte das feste Schanzkleid fallen, weil keine Wasserpforte so groß sein kann, daß überkommene Brecher, ohne gestoppt zu werden, schnell genug wieder in Lee über Bord gehen können. — Es wäre denkbar, das Geländer mit Segeltuchkleidern zu versehen. Diese Kleider wären bei wirklich schlechtem Wetter zu

<sup>1</sup> Ein solcher Vorschlag wurde schon früher vom Ingenieur Baumgarten, Wilhelmshaven, der Redaktion eingereicht und von dieser auch der See-Berufsgenossenschaft zur Prüfung unterbreitet.

entfernen; sie würden schließlich auch von einem Brecher mitgenommen und dadurch unschädlich werden.

Zu 3.: Ballastfrage.

Es wird hier vorgeschlagen, das Feuerschiff durch Einbau von festem Ballast unkenterbar zu machen. Der Gesamtschwerpunkt soll durch fest am oder im Boden befestigten Ballast so tief heruntergeholt werden, daß das Schiff bei 90 Grad Schlagseite (etwa durch einen Brecher auf die Seite geworfen) doch noch ein aufrichtendes Stabilitätsmoment besitzt<sup>1</sup>.

Es ist klar, daß ein solcher Stabilitäts u m f a n g nicht durch irgendwelche Maßnahmen der Formgebung erreichbar ist. Er ist nur durch tief im Schiff angebrachten oder unter das Schiff gehängten festen Ballast, etwa Eisen, zu erreichen. Ballasttanks erscheinen nicht geeignet, weil ihr Schwerpunkt zu hoch liegt, und weil immer die Möglichkeit besteht, daß sie nicht richtig gefüllt sind. — Es ist zweifellos ein ungewohnter Gedanke, auf einem Schiff festen Ballast anzubringen. Diesen Ballast betrachtet man zu leicht als ein Korrektionsmittel für ein nicht günstig ausgefallenes neues Schiff. Es liegen hier aber völlig andere Verhältnisse vor als bei einem freifahrenden Schiffe, bei dem mitgenommener Ballast stets eine wirtschaftliche Belastung durch Verringerung der Tragfähigkeit, ferner eine Belästigung durch vergrößerten Leertiefgang bedeutet.

Betrachten wir das Feuerschiff aber nicht als Schiff, sondern als schwimmendes Seezeichen, so wird der Gedanke nicht mehr so absurd erscheinen. Die großen Leuchtbojen tragen vielfach erhebliche Mengen unten befestigten Ballastes. Sie können nicht kentern. — Stellen wir uns ferner ein Unterseeboot (Überwasserfahrt) als Feuerschiff verankert vor. Dieses Boot ist durch Ballaste benfalls

unkenterbar. Entsprechend eingerichtet, würde es ein unkenterbares Feuerschiff abgeben können.

Man wird einwenden, daß durch die festen Ballastmengen, die erforderlich wären, das neue Schiff ein derartig großes MG. bekommen würde, daß seine Bewegungen im Seegang für Schiff und Besatzung gefährlich werden könnten. Aus den Erfahrungen des Yachtbaues, der bekanntlich durch tiefen Ballast unkenterbare Yachten schafft, geht hervor, daß dieses bei entsprechender Linienführung, nicht zu breiten Wasserlinien usw., nicht einzutreffen braucht. Gegebenenfalls ließe sich den harten Schlingerbewegungen auch durch Maßnahmen wie aktivierte Schlingertanks u. ä. entgegenwirken, wenn es wirklich erforderlich werden sollte. Immerhin muß ein im Sturm etwas unangenehmes unkenterbares Schiff besser erscheinen als ein angenehmes, das aber kentern kann.

Ob es besser wäre, für das gedachte unkenterbare Schiff ein Überwasserschiff mit geringem Freibord und damit geringer Angriffsfläche für die See zu wählen (wobei das Schiff zwar überspült werden könnte, das Ankergeschirr aber weniger belastet würde), oder aber ein höheres seeabweisend geformtes Vorschiff mit langer Back anzuordnen, wie es Herr Dr. Foerster mit beigefügtem Linienriß vorschlug (s. Werft Reed. Hafen Heft 3, 1937, S. 32), wäre eine andere Frage von grundsätzlicher Bedeutung.

Zusammenfassung.

Es wurde gezeigt, daß es durch entsprechende Maßnahmen bei Ankerklüse, durch Ersatz eines festen Schanzkleides durch offenes Geländer und durch Anordnung von festem Ballast möglich und ratsam ist, Feuerschiffe zu bauen, die ein Unglück der bei „Elbe I“ erlebten Art nicht treffen kann.

# Der Adolf Hitler-Kanal und der Hafen Gleiwitz des Adolf Hitler-Kanals.

(Vortragsabend der Hafenbautechnischen Gesellschaft in Berlin.)

Wie unserem Leserkreise bekannt, hat vor kurzem (7.—9. Mai) in Anwesenheit des Schirmherrn, Generaladmiral Dr. h. c. Raeder, die 15. ordentliche Hauptversammlung der Hafenbautechnischen Gesellschaft in Wilhelmshaven stattgefunden. Einen Bericht über die während dieser Tagung gebotenen Vorträge und Besichtigungen werden wir demnächst an gleicher Stelle bringen. Heute wollen wir unsere Leser unterrichten über eine Vortragsveranstaltung der Gesellschaft, die schon vor einigen Wochen im Ingenieurhaus zu Berlin stattgefunden hat. Ebenso wie die Hauptversammlung hatte auch dieser Vortragsabend eine zahlreiche Zuhörerschaft versammelt,

sische Industriegebiet eine „Verkehrsferne“ vom Herzen Deutschlands immer mehr in Erscheinung getreten sei. 300 km Weg müssen zurückgelegt werden, ehe die oberschlesische Kohle ein genügend breites Absatzgebiet in Deutschland findet. Die Staffeltarife der Reichsbahn vermochten diese Vorbelastung nicht auszugleichen. Die nationalsozialistische Regierung ließ daher im Jahre 1933 den Ausbau der Oder und den Adolf Hitler-Kanal in Angriff nehmen. In wenigen Jahren wird eine zuverlässige und leistungsfähige Wasserstraße von Oberschlesien bis zum Berliner Markt geschaffen sein, auf der das Massengut „Kohle“ zu billigen Frachtsätzen befördert werden kann.

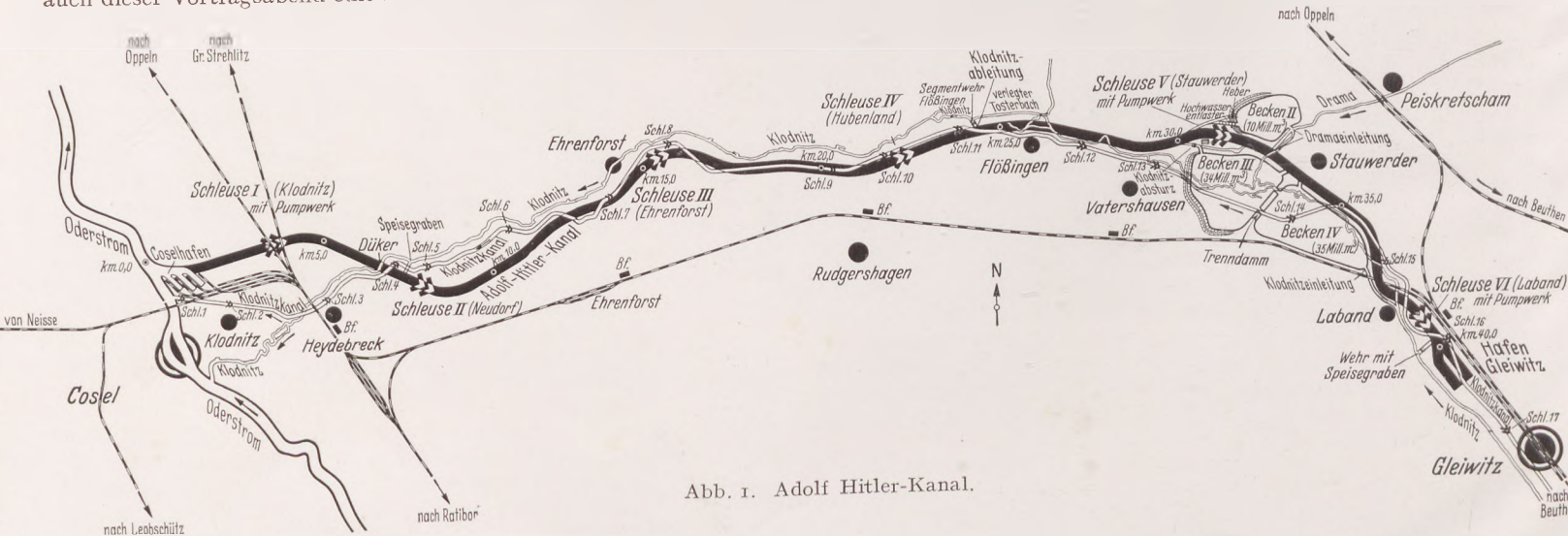


Abb. 1. Adolf Hitler-Kanal.

die durch den Vorsitzenden, Professor Dr.-Ing. Agatz, begrüßt wurde. Den ersten Vortrag hielt Regierungs- und Baurat Gaye, Breslau, über „Die wirtschaftliche Bedeutung und die Bauausführung des Adolf Hitler-Kanals und der Staubecken bei Stauwerder“.

Redner setzte zunächst auseinander, wie durch die uns aufgezwungene Teilung Oberschlesiens einerseits und durch die Abschließung des Auslandes durch Zollmauern andererseits für das oberschle-

Der Adolf Hitler-Kanal (Abb. 1) schließt an das schiffbare Ende der Oder bei Coselhafen an und verläuft im Tale der Klodnitz — an dem 1789/1822 geschaffenen Klodnitzkanal entlang —, kreuzt die Staubecken bei Stauwerder und endet am östlichen Rande des Industriegebiets zwischen Laband und Gleiwitz im Hafen Gleiwitz.

Der 40 km lange Kanal wird für 1000 t-Schiffe ausgebaut. Die 6 Doppelschleusen, die das Gesamtgefälle von rd. 44 m in Stufen von 4,2—10,3 m Gefälle überwinden, erhalten zunächst nur 72 m Länge, da die größten auf der Oder verkehrenden Schiffe heute nur 750 t haben; die Schleusen können später um 13 m verlängert werden. Bemerkenswert ist die Verwendung von Segmentsektoren in den Oberhäuptern der beiden Schleusen von 10,3 m Gefälle; die Energie des

<sup>1</sup> Das französische Feuerschiff „Dyck“ ist nach diesem Grundsatz erbaut und mit 100 t Gußeisen-Ballast in einem 1 m hohen Kiel versehen.

über das Tor abstürzenden Wassers wird in einer Toskammer vernichtet.

In den Staubecken bei Stauwerder soll das für den Kanal erforderliche Wasser und darüber hinaus noch Zuschußwasser für die Oder gewonnen werden. In 3 Becken von 10, 34 und 35 Millionen m<sup>3</sup> Inhalt, die durch Ausbaggerung von Sand für den Spülversatz der Kohlenflöze entstehen, sollen die kleinen Flüsse Drama und Klodnitz aufgespeichert werden.

Die Baukosten des Adolf Hitler-Kanals betragen rd. 44 Millionen RM, die der Staubecken Stromwerder, soweit sie von der Reichswasserstraßenverwaltung getragen werden, rd. 7 Millionen RM. Der Kanal soll bis zum Frühjahr 1939 fertiggestellt werden.

Unmittelbar anschließend nahm Regierungsbauassessor Stolze, Gleiwitz, das Wort zu seinen Ausführungen über „Der Hafen Gleiwitz des Adolf Hitler-Kanals“. Der nordwestlich der Stadt zur Zeit im Bau befindliche Hafen Gleiwitz und damit der Endpunkt des Großschiffahrtsweges liegt am Rand

bei 13 m Ausladung, der ¼ m<sup>3</sup> Kies fassen kann, wird zur Umschlaghilfe und für gelegentliche kleinere Rangierfahrten am Baustoffufer vorgehalten werden.

Die eigentliche Hafenanlage besteht aus 2 Hafenbecken von je 600 m Länge mit 95 bzw. 80 m Breite im Kohlenbecken und 85 bzw. 70 m im Güterbecken. Der Baustoffumschlag findet im Vorhafen statt. Für den Umschlag feuergefährlicher Brennstoffe steht ein kleines Stichbecken an der Hafeneinfahrt für 2 Tankkähne zur Verfügung. Die Wassertiefe im Hafen ist 2,50 m und entspricht dem Tiefgang der 750 t-Oderkähne. Die Vertiefung ist möglich. Die Uferfassung besteht aus verankerten eisernen Spundwänden, bei Uferhöhen über Wasserspiegel von 1,5—2,5 m Höhe. 600 m Uferwand werden zur Zeit gerammt. Nötigenfalls werden zur Einschränkung des Stahlverbrauches die übrigen Ufer als Schwergewichtsmauern erstellt.

Der umfangreiche Verkehr erfordert eine große Bahnhofsanlage mit etwa 26 km Gleis und über 100 Weichen. Der Ablauf aus den Längengruppen zum Ufer geschieht im Gefälle durch Ausnutzung der

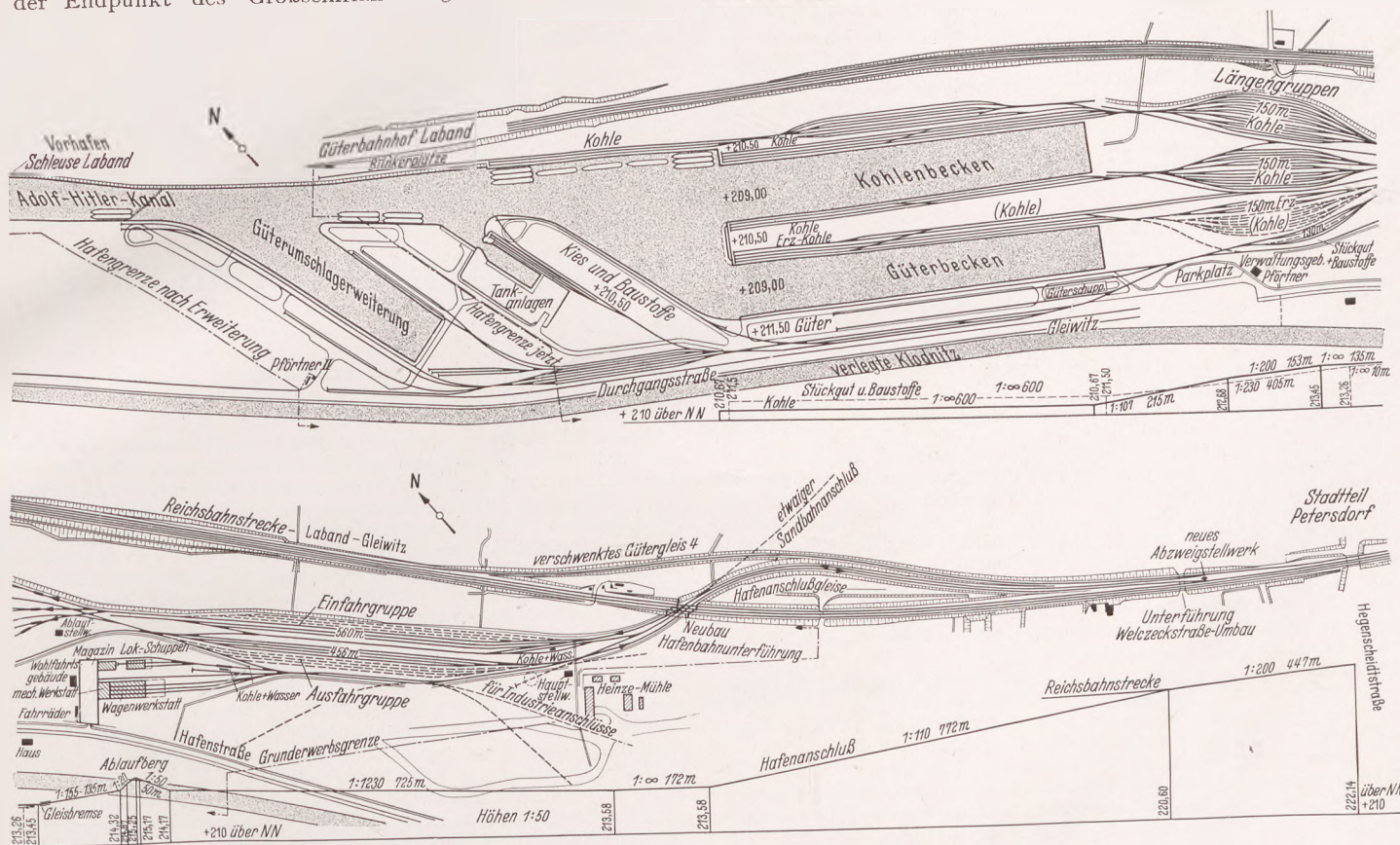


Abb. 2. Hafenanlagen Gleiwitz am Adolf Hitler-Kanal.

des oberschlesischen Industriegebietes. Es wurde dargelegt, daß ein weiteres Vordringen in das Industriegebiet mit wirtschaftlich nicht zu vertretenden Aufwendungen für bauliche Maßnahmen verbunden gewesen wäre, die um so leichter vermieden werden konnten, als gute Zubringermöglichkeiten über Reichsbahn, Reichsautobahn und städtische Straßennetze den unmittelbaren Wasseranschluß ersetzen. Voraussetzung für diese Überlegungen ist allerdings die Schaffung leistungsfähiger Hafenanlagen, die dem erwarteten Jahresumschlag von 3—3½ Millionen t gewachsen sind. Dieser Verkehr ist größtenteils vorhanden. Er besteht zu 90% aus Kohlen, 5% aus Erz und 5% aus Baustoffen, Stückgütern und Sonstigem. Der Versand allein beträgt über 90% des Jahresumschlages, hauptsächlich Kohle, die von den Gruben in Kübelwagen anrollt. Jeder Kübelwagen trägt 2 Kübel mit je 13,5 t Kohle. Den Umschlag der Kohle (Abb. 2) werden 4 Portaldrehkräne mit einziehbarem Wippausleger, die über 3 Kahnbreiten vor Ufer reichen, bewältigen. Ein gleicher Kran, über 2 Kahnbreiten reichend, ist für den Erzumschlag vom Schiff in offene Reichsbahnwagen vorgesehen. Bei Spitzenverkehr oder Reparaturausfall dient dieser Kran ebenfalls dem Kohlenumschlag. Die stündliche Kranleistung ist erfahrungsgemäß für diese Kräne zusammen 1000—1250 t. Für den Stückgutumschlag wird ein Halbportaldrehkran von 5 t Tragfähigkeit erstellt werden, der vor einem Kaischuppen von 20 m Tiefe arbeiten soll. Der übrige Stückgutumschlag wird den Interessenten überlassen. Der Baustoffumschlag regelt sich ebenso. Ein Lokomotivkran von 3 t Tragfähigkeit

Schwerkraft. Eine zweigleisige 1 km lange Anschlußbahn verbindet den Bahnhof mit der freien Reichsbahnstrecke. Die Deutsche Reichsbahn stellt die Züge zu und holt sie wieder ab. Den Verschiebedienst werden 2—3 mittlere Rangierlokomotiven der Hafenbetriebsgesellschaft ausführen. Zu dieser gehören die drei oberschlesischen Städte Beuthen, Gleiwitz und Hindenburg und die einzelnen Industrie- und Grubenverwaltungen. Der Betrieb erfolgt auf gemeinnütziger Grundlage. Mit der Herstellung der Hafenanlage und der Betriebseinrichtung erlischt die Aufgabe des Erbauers — des Reiches.

Hafeneinfahrt und Vorhafen sind einstaubereit. Die zugehörigen Straßen und die Hafenstraße, die den Anschluß an Reichsautobahn und städtisches Straßennetz darstellt, sind fast vollendet. Güter- und Kohlenbecken sind im Bau. Mit dem Hafenbahnhof wird in diesem Jahre begonnen. Der Reichsbahnanschluß ist teilweise fertiggestellt. Die Gesamtlage wird mit dem Adolf Hitler-Kanal zugleich dem Betriebe übergeben.

Die durch instruktive Lichtbilder unterstützten Ausführungen der beiden Vortragenden fanden lebhaften Beifall. Das große Interesse der Zuhörer erwies sich auch bei der nachfolgenden Aussprache, wobei hinsichtlich der Verwaltungs- und Betriebsfrage des Kanals sowie der technischen Einzelheiten der Schleusen bemerkenswerte Aufklärungen und Anregungen gegeben wurden.

Mit dem Dank des Vorsitzenden der Gesellschaft und einem Zusammensein im Pschorrbräu am Potsdamer Platz fand der Abend seinen Abschluß.

## Erklärung der Schriftleitung.

Von der Fachunterabteilung Druckluft der Wirtschaftsgruppe Bauindustrie erhielt die Schriftleitung unter Bezugnahme auf den Aufsatz von Herrn Dipl.-Ing. W. Pellny „Die Bedeutung stählerner Spundwände“ im Tagungsheft der Hafenbautechnischen Gesellschaft (Werft Reed. Hafen Nr. 10, 1936), eine Zuschrift, wonach man bei dieser Stelle die Befürchtung hegt, daß durch den angeführten Aufsatz eine Benachteiligung der Druckluftgründung erfolgen könnte. Wir haben uns mit dem Verfasser in Verbindung gesetzt, der sich in einer ausführlichen Gegenzuschrift geäußert hat. An Stelle des Abdrucks der beiden Zuschriften haben sich die Beteiligten nach Vorschlag der Schriftleitung auf die nachstehende Erklärung des Verfassers, Herrn Dipl.-Ing. W. Pellny, geeinigt:

„Meine Bemerkung, daß man Druckluftgründungen nur da ausführen sollte, wo alle anderen Möglichkeiten versagen, war ausdrücklich — wie in dem Aufsatz steht — nur unter der Voraussetzung der Verwendung von ungelerten Notstandsarbeitern ausgesprochen, wobei ich unter ungelerten Notstandsarbeitern nicht gelernte oder nicht angelehrte Bauarbeiter verstehe. Grundsätzlich ist gegen die Verwendung der Druckluftgründung sonst nichts zu sagen. Sie ist ein wichtiges und in vielen Fällen sogar das einzige Mittel, um schwierige Gründungen durchzuführen. Wo also die natürlichen Voraussetzungen für Druckluftgründung sprechen, wird man diese verwenden.

Anders liegen jedoch die Verhältnisse, wenn mehrere verschiedene Gründungsarten auf Grund der natürlichen Vorbedingungen möglich sind, und wenn sogar — was auch häufig zutrifft — die Baukosten der verschiedenen Gründungsarten nahezu gleich groß ausfallen. — Wären sie es nicht, dann hätte sich nämlich ein einziges Gründungsverfahren bereits restlos durchgesetzt. — In diesen besonderen Fällen wird der übliche Wettbewerb zwischen den einzelnen Gründungsarten eintreten.

Ich erkläre ganz offen und ohne jede Beeinflussung, daß der kurze Hinweis in meinem Aufsatz sich nicht gegen die Verwendung der Druckluft allgemein, sondern nur gegen die Verwendung von Notstandsarbeitern bei Druckluftgründungen richtet.

Eine grundsätzliche Erörterung über die Anwendung von Druckluftgründungen erschien mir unnötig, da diese Fragen in dem einschlägigen fachlichen Schrifttum (z. B. Franzius „Der Grundbau“ und Brennecke-Lohmeyer „Der Grundbau“) bereits ausführlich behandelt sind.“

Wir glauben, daß die vorstehenden Ausführungen des Herrn Dipl.-Ing. Pellny zu seinem früheren Aufsatz genügen werden, um die eingangs erwähnten Bedenken völlig zu zerstreuen.

# Zum 90jährigen Bestehen der Hamburg-Amerika Linie

am 27. Mai 1937.

(Die technische Entwicklung des Unternehmens im letzten Menschenalter.)

Von Dr.-Ing. E. Foerster, Hamburg.

Das Jubiläum der Hamburg-Amerika Linie findet in ganz Deutschland und im Ausland gerechte Würdigung. Im Rahmen der Veröffentlichungen über das Werden und die Leistungen dieser Reederei richtet sich das Augenmerk im allgemeinen weniger auf das Technische, das von jeher von grundlegender und maßgebender Bedeutung für den Erfolg und die Möglichkeiten erhöhter Schiffsleistungsleistungen gewesen ist und künftig sein wird.

Wollte man aber in dieser Beziehung einen Werdegang der Hamburg-Amerika Linie schreiben, so gäbe dies ein umfangreiches Werk, das einen wichtigen Ausschnitt der Geschichte des Stahlschiffbaues, des Schiffsmaschinen- und Motorenbaues darstellen würde.

Deshalb kann man hier nur die großen Tatsachen und Entwicklungslinien aufzeichnen und muß sich zweckmäßig auf den letzten Abschnitt beschränken, in welchem sich von der Jahrhundertwende an das lebendigste Bild großartiger Gestaltung der deutschen Schifffahrt entrollt.

Vor jetzt 32 Jahren hatte die Reederei gerade den entscheidenden Schritt getan, der durch den Schiffsnamen „Amerika“ bezeichnet wird, und vor 31 Jahren war es die „Kaiserin Auguste Viktoria“, mit der ein für Deutschland neuer Typ geschaffen wurde.

Die eigentliche Stärke und Zielrichtung der Hapag lag zu jener Zeit in der Schaffung großer hochwirtschaftlicher Frachtschiffe (der P-Dampfer), mit beschränkter Fahrgastkapazität der Kajütsklassen und großen Zwischen-deckern, Schiffe, deren hervorragende Zweckmäßigkeit die Hamburg-Amerika Linie wachen Sinnes erkannt hatte.

Als Ausgangsschiffe für die Gestaltung der „Amerika“ und „Kaiserin Auguste Viktoria“ können die bei Harland & Wolff 1896 erbaute „Pennsylvania“ und der 1899 bei Blohm & Voß erbaute „Graf Waldersee“ gelten. Das letztere Schiff hatte 13 200 Br.-Reg.-T., 13 000 Tons Tragfähigkeit, 532 Fahrgäste 1. Kl. und 1900 Fahrgäste im Zwischendeck. Seine Geschwindigkeit betrug 13 kn. Sechs Jahre später, 1905, erschien dann die „Amerika“ (von Harland & Wolff in Belfast) mit 22 620 Br.-Reg.-T., 21 800 t Tragfähigkeit, 17¾ kn Geschwindigkeit bei 15 600 PS, und ein Jahr später die „Kaiserin Auguste Viktoria“ von den Vulcanwerken in Stettin erbaut. Letztere war 1907 der größte Vertreter des kombinierten Fracht- und Fahrgasttyps auf dem Nordatlantik. Sie hatte eine Brutto-Tonnage von 24 600 Reg.-T. und eine größte Tragfähigkeit von 22 000 t beim Ladetiefgang. Sie erreichte mit 17 500 PS eine Geschwindigkeit von 18 kn. Die Fahrgastzahlen betragen 672 1. Kl., 294 2. Kl., 225 3. Kl. und 1832 im Zwischendeck.

Diese beiden Schiffe möchte man als die Anlaufftypen für die dann folgende Entwicklung bezeichnen, denn sie waren es, welche bei der Leitung der Hamburg-Amerika Linie dazu führten, den — (in Konkurrenz zu den 22,5 kn-Lloyd-Schnelldampfern und der ebenso schnellen „Deutschland“) — 1906/7 in Fahrt gebrachten Cunard-Schnelldampfern „Mauretania“ und „Lusitania“ von 26 bis 62½ kn Seegeschwindigkeit nicht ähnlich schnelle und ähnlich unwirtschaftliche Schiffe wettbewerblich entgegengzustellen, sondern vielmehr Vergrößerungen der genannten deutschen Typen zu entwickeln. So entstand die „Imperator“-Klasse. Erst drei Jahre nach Infahrtsetzung der „Kaiserin Auguste Viktoria“ (1910) war das Projekt eines Riesenschiffes von 23 bis 24 kn Geschwindigkeit zwischen der Hamburg-Amerika Linie und den Vulcanwerken Stettin baureif. Die Ausgestaltung dieses Projektes von einem kombinierten Fracht- und Fahrgastschiff zu einem reinen Fahrgastschiff von überragender Schönheit und Großzügigkeit der Einrichtungen ergab sich durch die Beobachtung des transatlantischen Fahrgastverkehrs

und seiner Bedürfnisse während der Projektzeit sowie im Anfang der Bauzeit, und diese Erkenntnisse kosteten mehrere tausend Tonnen zusätzliche Aufbaugewichte mit weiteren verbesserten und vergrößerten Einrichtungen für die Bequemlichkeit, das Behagen und das Schönheitsbedürfnis einer anspruchsvollen Klasse von Reisenden. Gleichzeitig folgte die Hamburg-Amerika Linie dem Beispiel der Cunard-Linie und der deutschen Kriegsmarine im Übergang von Dampfkolbenmaschinen zu Dampf-turbinen und von Zylinderkesseln zum Marine-Wasserröhrenkessel. Der letztere hatte in Deutschland selbst schon einen hohen Grad der Vervollkommnung erreicht, während die Dampf-turbinen unter Lizenz des Engländers Parsons gebaut wurden. Zu der Maschinenkraft von ca. 60 bis 65 000 PS, welche der „Imperator“ für die beabsichtigte Seegeschwindigkeit von 22½ kn bedurfte, wurden über 25% Reservekraft gefügt, um Verspätungen auf Grund von Nebel oder Sturm durch zeitweilig höhere Geschwindigkeit ausgleichen zu können. In der Tat hat der „Imperator“ nach seinem Umbau auf Ölfeuerung Reisedurchschnitte mit ca. 24 kn bei 74 000 PS erzielt. Das Schiff ist 1910 bis 1913 von den Vulcanwerken Stettin als erstes Schiff auf deren neuer Werft in Hamburg erbaut worden und kam am 11. Juni 1913 in Betrieb. Seine Brutto-Tonnage betrug 52 100 Reg.-T., seine Tragfähigkeit bei 11 m Tiefgang rd. 12 000 t, welche völlig durch den Brennstoff-, Proviant- und Wasserbedarf aufgebraucht wurden. Sein Fassungsvermögen für Fahrgäste war 916 1. Kl., 576 2. Kl., 801 3. Kl., 1511 4. Kl. Nach dem Projekt des „Imperator“ wurde von Blohm & Voß „Vaterland“ konstruiert, welches Schiff 14 m länger war und eine eigenartige, sehr günstige Hinter-schiffsform mit einem Kriegsschiff-Halb-Balanceruder erhielt. „Vaterland“ kam im Mai 1914 in Betrieb und lief auf der Probefahrt vier Stunden lang 25,84 kn Durchschnittsfahrt mit 90 400 PS in ruhigem Wasser. Im Betrieb erreichte die „Vaterland“ 23,6 kn mit 60 000 PS. Die Brutto-Tonnage dieses Schiffes betrug rd. 54 000 Reg.-T. „Bismarck“, das Schwesterschiff der „Vaterland“, wurde wieder 1,80 m länger als „Vaterland“. In diesen drei Schiffen befanden sich die damals größten Dampfturbinen-Anlagen, welche bis dahin in ein Handelsschiff eingebaut waren, und gleichzeitig waren es schon wieder die letzten Großanlagen, welche mit direktem Propellerantrieb arbeiteten, — d. h. die Schrauben hatten die gleiche Drehzahl wie die Turbinen und waren unmittelbar mit den Turbinenwellen gekuppelt.

In jener Zeit der Entstehung der Groß-Schiffe für den Nordatlantik beschäftigte sich die Hamburg-Amerika Linie auch mit verbesserten Schiffstypen für den südatlantischen Dienst nach Buenos Aires und schuf hier zwei Schiffstypen neuer Art: „Johann Heinrich Burchard“ und „William Oswald“ mit Dreischraubenantrieb, wobei zum ersten Male in der deutschen Schifffahrt die Abdampfturbine als Antrieb für die Mittelwelle zwischen zwei Kolbendampfmaschinen erschien. Ein drittes Schiff, „Tirpitz“, erhielt Dampfturbinen mit einem Flüssigkeits-Untersetzungstriebwerk, dem Föttinger-Transformator, der sich zwar in dieser Verwendung später nicht einbürgern konnte, aber in seiner Erfindungsgrundlage doch zu größter Bedeutung unter dem Namen „Vulcan-Getriebe“ gelangt ist. In dieser Form ist der Föttinger-Transformator als elastische Kupplung zwischen Motoren und starren Zahnraduntersetzungstrieben, bzw. als Kupplungselement für Dampfkolbenmaschinen mit Abdampfturbinen, die auf eigenen Wellen der Kolbenmaschinen arbeiten sollen, ein höchwichtiges Maschinenelement geworden. Es war das unlegbare Verdienst der Hamburg-Amerika Linie, nicht nur die Dampfturbine größter Abmessung in die deutsche Handelsschifffahrt eingeführt und nicht nur in jenem Transformator-Schiff eine epochemachende Neuerung zuerst erprobt und marktreif

gemacht zu haben, sondern die Hapag war auch die erste deutsche Reederei, welche den Groß-Diesel-Motor für Schiffsantrieb in ihrem Bereiche verwendete und erprobte. Im Jahre 1912 erkannte die Reederei weitblickend die Bedeutung des Diesel-Motors in ihrem ganzen Umfang und kaufte einer dänischen Reederei das erste, allerdings in Dänemark mit dänischen Dieselmotoren unter deutscher Patentlizenz erbaute seegehende Motorschiff „Christian X“ ab. Die ersten eigenen Versuche Deutschlands, den Groß-Dieselmotor deutscher Herstellung für Schiffszwecke einzuführen, fanden ebenfalls im Rahmen der Hamburg-Amerika Linie statt. Es wurde 1912 der „Primus“ mit Junkers-Tandem-Dieselmotoren bei der A.-G. Weser, Bremen, erbaut. Das Schiff konnte allerdings aus bestimmten Gründen nicht in die Hochseefahrt eingestellt werden.

Ein zweiter Versuch wurde 1912/13 von Blohm & Voß für die Hamburg-Amerika Linie mit dem 10 000 t-Frachtschiff „Secundus“ gemacht. Jene Bauwerft hatte aus eigenem ein Versuchsschiff „Fritz“ mit dem ersten doppelwirkenden Zweitakt-Dieselmotor gebaut. Diese Etappen auf dem Wege des Dieselmotors zur Front des Groß-Schiffahrtsbetriebes wurden von grundlegender Bedeutung für das weitere Vorgehen.

Nach dem Kriege hatten die deutschen Reedereien ganz neu aufzubauen und taten dies mit aller Intensität, wobei die Hamburg-Amerika Linie ein gewaltiges Tempo vorlegte und sich alle zweckmäßigen Neuerungen zunutze machte, um jedes neu zu erbauende Schiff nicht nur hochleistungsfähig, sondern auch hochwirtschaftlich zu machen.

Insoweit als noch Dampfkolbenmaschinen gebaut wurden, geschah dies nach den Grundsätzen der Heißdampfmaschinentechnik, während die Kessel der höherwertigen Schiffe mit Öl geheizt wurden. Gleichzeitig wandte sich die Reederei erneut und mit stärkstem Interesse der Entwicklung und Förderung des Schiffs-Dieselmotors in ihrem Betriebe zu. Das Prinzip der Getriebeturbinen, d. h. die Installation hochtouriger Primäranlagen mit starren Untersetzungsgetrieben und dem Ziele größtmöglicher Leichtigkeit und wärmetechnischer Höchstwertigkeit, wurde in den Doppelschraubenschiffen der „Deutschland“-Klasse verkörpert. Diese ersten Nachkriegs-Fahrgastschiffbauten der Hamburg-Amerika Linie reichten mit ihren Projektgrundlagen bis in den Krieg zurück. Man wollte in der Voraussicht von mancherlei Schwierigkeiten nach dem Kriege einen Schiffstyp schaffen, dessen Wirtschaftlichkeit man sicher war. So entstanden vier Schiffe mit einem Bruttoreumgehalt von rd. 20 000 Reg.-T., mit 16 kn Geschwindigkeit bei 13 000 PS, 221 Fahrgästen 1. Kl., 397 2. Kl., 599 3. Kl. Die Schiffe hatten bei ca. 14 700 t Gesamt-Tragfähigkeit ein reines Nutzladungsvermögen für Fracht von 7—8000 t.

Mit dem wieder steigenden Geschwindigkeitsbedürfnis auf der nordatlantischen Route und im Angesicht der vielen schnelleren Schiffe des internationalen Verkehrs mußte die Hamburg-Amerika Linie bald daran denken, auf irgendeine Weise die Geschwindigkeit dieses Schiffstyps zu steigern, und hierzu bot die schnell fortschreitende Dampfturbinentechnik eine günstige Handhabe dadurch, daß die Gewichte per Pferdestärke stark vermindert werden konnten. So wurden denn in diese vier Schiffe der

„Deutschland“-Klasse verdoppelte Maschinensätze eingebaut (28 000 PS statt 13 000 PS), ohne daß sehr wesentliche Verminderungen der Tragfähigkeiten eintraten, während damit eine Geschwindigkeit von 19 1/4 kn erzielt wurde. Für diese Geschwindigkeit waren die Formen des Vorschiffes reichlich füllig, und die Hapag entschloß sich eines Tages kurzerhand zu einem Umbau der Schiffe durch Ansetzung eines modernen, für die Fahrtgeschwindigkeit vorteilhaften Vorschiffes. Es wurde hierdurch erreicht, daß diese Schiffe für ihre gewollte Durchschnittsgeschwindigkeit von 18—19 kn mehrere tausend Pferdestärken weniger als vor ihrer Verlängerung um 12 m bedurften.

Im übrigen schuf die Hamburg-Amerika Linie in der Nachkriegszeit eine Reihe kombinierter Fahrgast- und Frachtschiffe, teils mit Dampfturbinenantrieb, teils mit Dieselmotoren oder mit Dampfkolbenmaschinen für die verschiedensten Routen des Weltverkehrs, in welchen sie sich allmählich wieder durchsetzen konnte.

Im ganzen wurde von der Hamburg-Amerika Linie nach dem Kriege eine Flotte mit insgesamt 580 000 Br.-Reg.-T. Raumgehalt gebaut, von denen 237 000 t mit 175 000 PS als Dieselmotorschiffe und 343 000 t mit 267 000 PS als Dampfschiffe gebaut wurden.

In neuester Zeit hat die Hamburg-Amerika Linie einen durch den besten Erfolg gekrönten Großversuch mit dem dielektrischen Antrieb für ein Frachtschiff „Wuppertal“ gemacht. Die Hauptanlage besteht aus schnelllaufenden M.A.N.-Dieselmotoren, Die Generatoren und Propellermotoren sind von Brown, Boveri & Cie., Mannheim, gebaut, und das Schiff selbst stammt von der Deutschen Werft. Zum ersten Male ist bei der „Wuppertal“ die Durchführung der Schraubenwellen durch das Hinterschiff (die Stevenrohrlagerung) mit Wälzlager vorgenommen worden, so daß an Stelle des Gleitens das Abrollen der Wellen in ihren Lagern getreten ist. Dieses Prinzip der Wellenlagerung hat die Hamburg-Amerika Linie in der deutschen Handelsschiffahrt zuerst angewendet und damit eine Epoche beträchtlich vergrößerter Sicherheit der Wellenleitungen herbeiführt.

Kaum eine Reederei der Welt dürfte nach dem Kriege so verantwortungsfreudig und so erfolgreich wichtige Neuerungen der Schiffsmaschinenteknik eingeführt haben, die richtunggebend für die Schifffahrt geworden sind, wie die Hamburg-Amerika Linie. Dies betraf auch den Schiffskörper insoweit, als den Bestrebungen der Schiffswerften, anstatt der Nietung die Schweißung in immer stärkerem Maße einzuführen, jeder nur denkbare Vorschub geleistet wurde.

Durch die Ausnutzung vieler brauchbarer Neuerungen ist so seit dem Kriege von der Hamburg-Amerika Linie ein Schiffspark geschaffen worden, der innerhalb der Welthandelsflotte nach technischer Leistung und Wirtschaftlichkeit in erster Reihe steht. Es ist anzunehmen, daß die gesunde Tendenz, welche sich ganz besonders in der Nachkriegszeit in dem Bauprogramm der Hamburg-Amerika Linie gezeigt hat, in abschbarer Zeit zu weiteren erfolgreichen Bauten führen dürfte.

## Wichtige Fachliteratur.

### Auszüge.

#### SB Widerstand, Leistung, Modellversuche.

Fa 83. Die Antriebswirkungsgrade schneller japanischer Einschraubenschiffe. (Shipbuild. Shipp. Rec., 18. Juni 1936, S. 799; erster Teil eines Vortrages von Masao Yamagata vom Teishinsho Schiffversuchstank, Tokio, vor dem 3. Ingenieurkongreß in Tokio, April 1936.)

Yamagata hat in einem Vortrag über die vergleichsweise bei Ein- und Zweischraubenschiffen erreichbaren Antriebswirkungsgrade u. a. auch Angaben über die Modellversuchsergebnisse neuerer in Japan erbauter Einschraubenschiffe gemacht, die bemerkenswert günstige Werte zeigen. Sie sind in der folgenden Tabelle wiedergegeben.

	A	B	C	D
Länge zw. d. Loten . . . m	137,158	137,158	148,739	152 397
Breite a. Spanten . . . m	18,593	18,897	19,812	19,812
Tiefgang beladen . . . m	8,330	8,246	8,711	8,870
$\delta$ . . . . .	0,684	0,682	0,705	0,731
$\frac{\delta}{\beta}$ . . . . .	0,692	0,690	0,715	0,740
Ruder . . . . .	Contra	Teishinsho	Oertz	Contra
WPS normal . . . . .	7000	7600	7600	9000
Drehzahl . . . . . 1/min	122	110	110	125
Geschwindigkeit . . . . . kn	17,22	17,47	16,59	16,75
$C_w$ . . . . .	464	446	434	490
$\eta_{ges.} = \frac{EPS \text{ glatt}}{WPS}$ . . . . . %	0,770	0,758	0,746	0,758

Die Güte dieser Werte kann nicht durch zu geringe Geschwindigkeiten im Vergleich zu der Völligkeit der Schiffe erklärt werden, denn wenn man die Dienstgeschwindigkeit aus der bekannten Überschlagsformel

$$\delta = 1,06 - \sqrt{2} \sqrt{L}$$

(V in kn, L in Fuß engl.) berechnet, so findet man, daß die Schleppegeschwindigkeit in allen Fällen höher als die aus der Formel sich ergebende Geschwindigkeit liegt.

Die erreichten Antriebswirkungsgrade müssen außer auf an sich günstige Schiffsformen und Propeller vielmehr auf folgende Ursachen zurückgeführt werden:

1. Verhältnismäßig niedrige Drehzahlen;
2. jede Form, insbesondere jede Hinterschiffsform wurde mit Rücksicht auf die Propellerdrehzahl entworfen; die wechselseitige Beeinflussung von Schiff und Propeller wurde, soweit möglich, beachtet;
3. die Steigung der Propellerflügel war, abhängig von der gewählten Ruderart und von der durch Flügelräder bestimmten Nachstromverteilung, veränderlich. Bei Contra-, Reaktions- und Teishinsho-Rudern hatten die Propeller abnehmende, bei gewöhnlichen Stromlinienrudern wie Oertz- und Simplex-Rudern zunehmende Steigung.

Trotz der niedrigen Drehzahlen sind an den Propellern dieser Schiffe Erosionswirkungen infolge Hohlraumbildung aufgetreten. Dies war die Veranlassung für die Vornahme der im folgenden Auszug behandelten Modellversuche, durch welche festgestellt werden sollte, welche Antriebswirkungsgrade günstigstenfalls bei Zweischraubenschiffen erreicht werden können, wenn die verlangte Maschinenleistung und Geschwindigkeit von einer Schraube nicht mehr bewältigt werden kann. KL

Fa 84. Die Antriebswirkungsgrade mittelschneller Ein- und Zweischraubenschiffe. (Shipbuild. Shipp. Rec., 18. Juni 1936, S. 799—803, Spantenriß eines Einschraubenschiffes, 3 Spantenrisse von Zweischraubenhinterschiffen, Widerstandsbeiwerte aus Modellversuchen, Leistungskurven, Nachstrombild; zweiter Teil des Vortrages von Yamagata; vgl. Fa 83.)

Bei den Modellversuchen, deren Ergebnisse im folgenden auszugsweise mitgeteilt werden, wurde ein Grundmodell als Ein- und Zweischraubenschiff mit verschiedenen Propellerdurchmessern und -drehzahlen untersucht, um die Abhängigkeit der erreichbaren Antriebswirkungsgrade von der Zahl der Schrauben, ihrer Größe und Drehzahl festzustellen. Die Linien des Einschraubenmodells zeigt Abb. 1. Abb. 2 gibt die Form der Wasserlinie und der Spantflächenkurve wieder. Das Zweischraubenschiff unterschied sich in der Form nur durch geringe Änderungen der Spanten 1, 3/4, 1/2 und 1/4. Es wurde mit drei verschiedenen Ausführungen der Antriebs untersuchung: a) mit etwa unter 30° gegen die Horizontale geneigten Wellenhosen, bei denen, wie meistens ausgeführt, die Unterseite stärker eingezogen war als die obere Seite; b) mit kurzem Wellenaustritt und Wellenböcken mit strom-

linienförmig ausgebildeten und in Strömungsrichtung gestellten Armen — diese beiden Ausführungen mit einem an das Totholz angelenkten Mittelruder — und c) mit gleichen Wellenböcken wie bei b), aber zwei nach außen geneigten Seitenrudern, deren Achse sich mit der Wellenachse schnitt, und deren Querschnitte ebenfalls stromlinienförmig ausgebildet waren. Die Modelle entsprachen bei einem Maßstab von 1 : 22,86 einer Schiffslänge von 137,158 m, die untersuchte Geschwindigkeit entsprach 16 kn

neigte Flügel mit einer gekrümmten Erzeugungslinie (skew back), die Propeller für den Zweischrauber hatten senkrecht stehende Flügel und drehten nach außen. Die Durchmesser der Modellpropeller waren für den Einschrauber: 24, 21,50, 19,72 und 18,28 cm, für den Zweischrauber: 19,40, 17,38, 15,62 und 14,14 cm, die Nabenverhältnisse für den Einschrauber: 0,237, 0,264, 0,288 und 0,311, für den Zweischrauber: 0,191, 0,213, 0,237 und 0,262; das Steigungsverhältnis auf 0,7 R war 0,784, 0,708, 0,648 bzw. 0,580 für den Einschrauber und 1,042, 0,941, 0,887 bzw. 0,858 für den Zweischrauber.

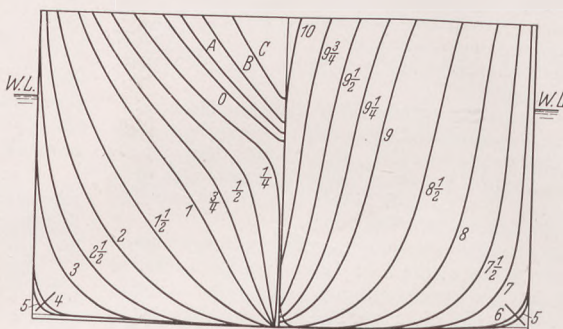
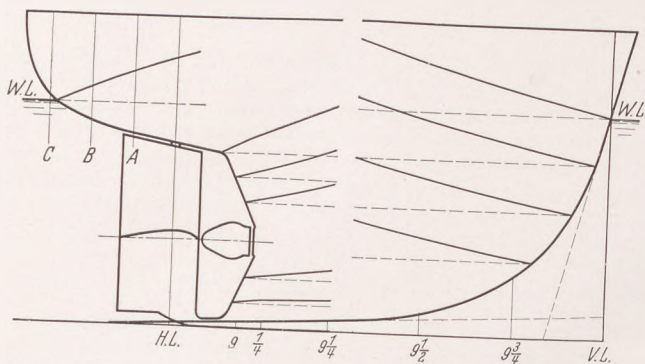


Abb. 1. Spantenriß und Stevenkonturen des Einschraubenmodells.

Die mit diesen Propellern ausgeführten Versuche mit selbstangetriebenem Modell ergaben — nach Froude umgerechnet — für eine Wellenleistung von 7000 WPS die in der nachstehenden Tabelle zusammengestellten Einzel- und Gesamtwirkungsgrade.

Beim Vergleich dieser Werte untereinander und für ihre Beurteilung muß berücksichtigt werden, daß

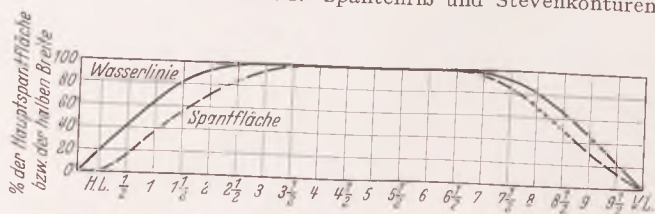


Abb. 2. Verlauf der Spantflächenkurve und der Schwimmwasserlinie (für Einschrauber und Zweischrauber gleich).

Dienstgeschwindigkeit des Schiffes. Die Abmessungen und Hauptkennzeichen der aus Paraffin hergestellten Modelle — ohne Anhang — sind nachstehend zusammengestellt.

	Einschrauber	Zweischrauber
Länge in m . . . . .	6,0000	6,0000
Breite in m . . . . .	0,8151	0,8151
Tiefgang in m . . . . .	0,3644	0,3637
Verdrängung in kg . . . . .	1217,6	1217,6
$\delta$ . . . . .	0,683	0,684
$\psi$ . . . . .	0,691	0,692
$\beta$ . . . . .	0,988	0,988
Schwerpunkt hinter Mitte Schiff in m . . . . .	0,031	0,031

Die Widerstandsversuche hatten folgende Ergebnisse: Das nackte Modell des Zweischraubenschiffes erforderte 2% weniger Leistung als das nackte Einschraubenmodell; der Widerstand der Anhänge betrug beim Einschrauber 1 bis 1,5%, beim Zweischrauber für Ausführung a) 8, b) 8 und c) 9,5%. Die EPS-Werte des Zweischraubers liegen also 4,5, 4,5 und 6,5% über den EPS des Einschraubers.

Die Propeller wurden auf Grund von Nachstrommessungen entworfen. Die Versuche wurden mit Flügelrädern bei einer Modellgeschwindigkeit von 1,8 m/s entspr. 16,37 kn für das Schiff ausgeführt. Das Ergebnis zeigt Abb. 3. Die Ruder waren hierbei entfernt, so daß die Ausführungen b) und c) des Zweischraubenschiffes die gleichen Werte ergaben. Bei den Zweischraubenmodellen wurde der Nachstrom sowohl nach außen wie nach innen schlagenden Flügelrädern gemessen. Die hierbei bestimmten Unterschiede gehen aus der Abbildung hervor.

Für das Einschraubenschiff und für das Zweischraubenschiff wurden nun je vier Propeller entworfen, die bei Entwurfsdrehzahlen von 120, 150, 180 und 210 i. d. Min. jeweils eine Gesamtleistung von rd. 7000 WPS abgeben sollten. Alle Propeller hatten vier Flügel und Tragflügelprofile, das Verhältnis  $F_a/F$  war einheitlich für alle Schrauben 0,392 und das Verhältnis der Flügelstärke an der Achse zum Durchmesser 0,045. Die Propeller für den Einschrauber hatten nach hinten ge-

die Propellermitten beim Ein- und beim Zweischraubenschiff für jeden der vier Propeller jeweils unverändert blieben. Beim Einschrauber lag Mitte Propeller etwa auf 0,39 T und daher für die Propeller mit kleinem Durchmesser zu hoch, bei den Zweischraubern lag Mitte Propeller etwa 0,295 T über der Bodenlinie und 0,305 der halben Breite aus Mitte, hierbei war der Spitzenabstand der kleinen Propeller von der Außenhaut unnötig groß.

Die Werte der Tabelle lassen im übrigen deutlich erkennen: die Überlegenheit des Einschraubenschiffes in allen Fällen, den Abfall an Geschwindigkeit und Wirkungsgrad mit Steigerung der Drehzahl und die verhältnismäßig geringen Unterschiede zwischen den drei verschiedenen Ausführungen des Zweischraubenschiffes. Die Aufteilung der Gesamtwirkungsgrade auf die einzelnen Einflußgrößen zeigt die grundlegenden Antriebsunterschiede zwischen Ein- und Zweischraubenschiffen. Die Zahlen geben einen Anhalt für die bei dem heutigen Stand der Kenntnisse bei Schiffen mittlerer Geschwindigkeit erreichbaren Antriebswerte.

K1.

Modell	Propeller Nr.	V kn	N 1/min	$\eta_{ges.}$ o. Anh.	$\eta_{ges.}$ m. Anh.	t	w	$\eta_s$	$\eta_p'$	$\eta_p$	$\eta_r$
1 S.	1	17,14	121,5	0,72	0,73	0,215	0,32	1,145	0,635	0,62	1,025
	2	16,97	150,0	0,695	0,705	0,215	0,365	1,24	0,565	0,56	1,01
	3	16,78	180,0	0,67	0,675	0,215	0,38	1,265	0,54	0,51	1,055
	4	16,43	212,5	0,62	0,625	0,215	0,405	1,32	0,47	0,435	1,08
2 S. a	I	16,73	118,0	0,645	0,70	0,15	0,195	1,055	0,665	0,67	0,995
	II	16,55	147,0	0,62	0,67	0,155	0,19	1,04	0,645	0,645	1,00
	III	16,37	178,5	0,595	0,65	0,16	0,195	1,045	0,62	0,62	1,00
	IV	16,05	211,0	0,555	0,605	0,145	0,18	1,05	0,58	0,60	0,965
2 S. b	I	16,81	120,0	0,655	0,71	0,145	0,175	1,04	0,68	0,67	1,01
	II	16,61	149,5	0,63	0,68	0,145	0,16	1,02	0,665	0,655	1,02
	III	16,39	179,5	0,60	0,65	0,135	0,17	1,04	0,625	0,62	1,00
	IV	16,01	212,0	0,55	0,60	0,145	0,165	1,03	0,585	0,605	0,97
2 S. c	I	16,85	120,0	0,665	0,73	0,15	0,19	1,05	0,69	0,66	1,035
	II	16,63	148,0	0,63	0,69	0,16	0,195	1,04	0,665	0,64	1,035
	III	16,41	176,5	0,60	0,66	0,155	0,215	1,075	0,615	0,61	1,005
	IV	15,99	208,0	0,55	0,605	0,15	0,205	1,07	0,565	0,59	0,965

In dieser Tabelle bedeuten: V die Schiffsgeschw. in kn, N die Drehzahl i. d. Min.,  $\eta_{ges.}$  o. Anh. = EPS des nackten Modells,  $\eta_{ges.}$  m. Anh. = EPS mit Anh.; WPS, t = (Schub - Widerstand); Schub = Sogziffer, w = (Schiffsgeschw. - Wassereintrittsgeschw. in den Propeller); Schiffsgeschw. = Nachstromziffer,  $\eta_s$  den Schiffsgütegrad =  $(1 - t)$ ;  $(1 - w)$ ,  $\eta_p'$  den Propellerwirkungsgrad hinter dem Modell,  $\eta_p$  den Propellerwirkungsgrad in freiem Wasser und  $\eta_r = \eta_p' / \eta_p$  das Verhältnis beider. Es ist  $\eta_{ges.}$  m. Anh. =  $\eta_s \times \eta_p' = \eta_s \times \eta_p \times \eta_r$ .