Übersetzung aus der japanischen Zeitschrift
" Nainen Kikan "
(Die Brennkraftmaschine) Band 3, Heft Nr. 28
Oktober 1964 Seite 9 - 20

# Die Biegeverformung der Kurbelwelle bei Schiffsdieselmotoren

von Genichiro Akashi und Ko Shimizu
in Fa. Kawasaki Jukogyo K. K.

Vervielfältigung ohne Genehmigung
nicht gestattet
Weitere Exemplare nur durch
den Übersetzer

Dipl. Ing. Gustav Kraut
7251 Warmbronn
(bei Stuttgart) Im Gäßle 16

Universitätsbibliothek Stuttgart
Zeitschriftenstelle

## 1. Vorwort

Wenn wir die Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine in konstruktiver Hinsicht betrachten, wie diese eine verhältnismässig hohe Steifigkeit besitzende Welle in einer Vielzahl i in kurzen Abständen voneinander angeordneten Lagern unterstützt wird, dann können wir uns denken, dass als Folge von Abweichungen der Lagerachslinien und auch aus anderen Gründen an der Kurbelwelle selbst schon bei stillstehendem Motor erhebliche innere Biegemomente angreifen. Wenn unter diesen gegebenen Bedingungen der Motor in Betrieb gesetzt wird, dann kommen zu den gewöhnlichen an der Kurbelwelle angreifenden Spannungen auch noch die von den inneren Biegemomenten herrührenden Wechselspannungen hinzu, und die Gefahr eines Kurbelwellenbruches wird dadurch vergrössert.

Da wir besonders bei den Hauptantriebsmaschinen für Schiffe damit rechnen müssen, dass der Schiffskörper, in welchem die Motoren eingebaut sind, wenn wir die Steifigkeit dieses Schiffskörpers mit den bei einem auf dem festen Lande arbeitenden stationären Motor gegebenen Verhältnissen vergleichen leicht kleineren Formänderungen unterworfen ist, so ist es längst bekannt, dass man auf diesen Punkt ganz besonders achten muss.

Als ein Verfahren zum Nachweis des Vorhandenseins derartiger innerer Biegemomente in der Kurbelwelle ist das Verfahren

der Messung des Ausmaßes derFormänderungen der Kurbelwangen in der Praxis anwendbar, und es scheint auch ein durchaus erfolgversprechendes Verfahren zu sein; wir sind jedoch der Ansicht, dass es hinsichtlich der Bedeutung, welche diese Biegeverformung der Kurbelwelle besitzt, und hinsichtlich de Interpretation der gemessenen Werte der Biegeverformung der Kurbelwelle noch eine grosse Anzahl problematischer Punkte gibt, welche einer weitergehenden Untersuchung bedürfen.

In der folgenden Arbeit soll nun über die verschiedenen Punkte berichtet werden, welche uns im Zusammenhang mit der Biegeverformung der Kurbelwelle als besonders wichtig und problematisch erschienen sind.

## 2. Die Biegeverformung der Kurbelwangen

Um die Biegeverformung der Kurbelwangen (wir wollen sie im folgenden einfach als "die Biegeverformung" bezeichnen) zu messen, verwendet man gewöhnlich entweder die in der Abb.1 dargestellte Meßuhr, die man an den Innenseiten der Kurbelwangen befestigt, oder einen Mikrometer, mit Hilfe deren man, während die Kurbelwelle läuft, jeweils dann, wenn sich der Kurbelzapfen im oberen Todpunkt, im unteren Todpunkt, auf der Steuerbordseite und auf der Backbordseite befindet, die Änderung der Entfernung zwischen den Kurbelwangen mißt.

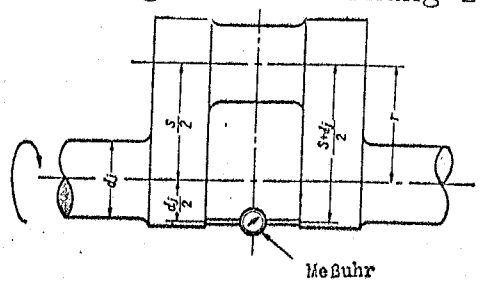



Abb. 1 Verfahren zur Messung der Biegeverformung der Kurbelwelle

Aus den in jeder einzelnen Meßlage gewonnenen Meßwerten hat man die Differenz zwischen dem oberen Todpunkt und dem

unteren Todpunkt und die Differenz zwischen der Backbord- und der Steuerbordlage gefunden; diese Differenzen hat man als "die Biegeverformung zwischen oben und unten" und als "die Biegeverformung zwischen links und rechts" bezeichnet. In diesem Falle geben die beiden oben erwähnten Werte jeweils den dem inneren Biegemoment der Kurbelwelle in der Richtung von oben nach unten bzw. in der Links-Rechtsrichtung entsprechenden Wert an.

Als Meßstellen für die Biegeverformung hat man vielfach ausser dem in der Abb. 1 dargestellten Punkten die für die Messung günstig gelegene Mitte des Lagerzapfens oder einen von der Lagerzapfenmitte aus auf der dem Kurbelzapfen entgegengesetzten Seite gelegenen Punkt gewählt, da es sich jedoch gezeigt hat, dass die Werte der Biegeverformung von den an diesen Stellen gemessenen Werten verschieden waren, so musste man beim Vergleich der an den verschiedenen Meßstellen erhaltenen Meßwerte die durch die Meßstellen hereinkommenden Differenzen durch irgendein Verfahren korrigieren und ausgleichen. Sehr häufig werden die einfachen Biegeverformungswerte als zu der Entfernung von der Kurbelzapfenmitte bis zum Meßpunkt proportional angenommen und entsprechend korrigiert.

Im allgemeinen wird durch das Vorhandensein einer Biegeverformung angezeigt, dass an der Kurbelkröpfung Biegemomente angreifen; als Entstehungsursachen für diese Biegemomente werden angenommen:

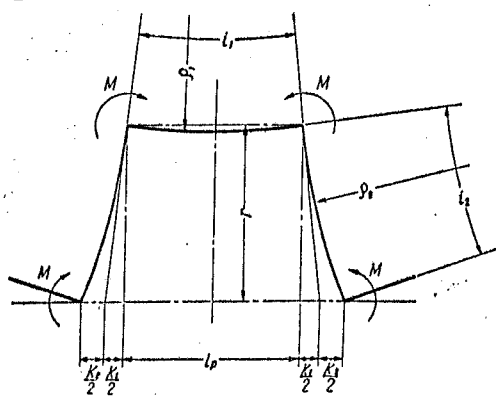
a) Abweichungen in den Lagerachslinien
b) Durch die Gewichte des Schwungrades, des Torsionsschwingungsdämpfers usw. erzeugte Biegemomente
c) Durch die Gewichte der Kolben, der Pleulstangen usw.,

sowie durch die an der Mitte des Kurbelzapfens angreifenden Kräfte hervorgerufene Biegemomente.

Von den hier aufgezählten Entstehungsursachen sind die unter c) genannten ihrem Zahlenwert nach äusserst gering und da es sich bei diesen Werten um vom Motor her gegebene konstante Grössen handelt, so genügt es, wenn man diese Werte von den praktisch gemessenen Werten der Biegeverformung her als Korrektur berücksichtigt; in der vorliegenden Arbeit soll jedoch über die unter a) genannte grosse Entstehungsursache für die Biegeverformung berichtet werden.

## 3.) Der Zusammenhang zwischen der Kurbelwellenverbiegung und den Biegespannungen

Wir wollen versuchen, über den Zahlenwert der zwischen der Biegeverformung und dem Biegemoment bestehenden Beziehung Überlegungen anzustellen. Wenn auf die Kurbelwelle gleichförmige Biegemomente wirken, dann können wir die Formveränderung der Kurbelwelle wie in der Abb. 2 dargestellt annehmen LH1 und die Grösse der Formveränderung der Kurbelwange durch die nachstehenden Gleichungen ausdrücken:




$$k_1 = \frac{M}{E I_p} l_p r$$
$$k_2 = \frac{M}{E I_w} r^2 \qquad \Big\} \quad (1)$$

Die von einem gleichförmigen Biegemoment herrührende Formänderung der Kurbelwelle.

Abb.2

Da man in der Praxis häufig an der Stelle $(r+d_j/2)$ mißt, so können wir die Gleichungen 1 in der folgenden Weise korrigieren:

$$k_1' = \frac{M}{E I_p} l_p \left(1+\frac{d_j}{2r}\right) r$$
$$k_2' = \frac{M}{E I_w} r^2 \left(1+\frac{d_j}{2r}\right) \qquad \Big\} \quad (1')$$

Hierin sind: $I_p, I_w$= die sekundären (quadratischen?) Querschnittsflächenmomente des Kurbelzapfens und der Kurbelwange

$M$ = das auf die Kurbelwelle wirkende gleichförmige Biegemoment

$l_p$= die Länge des Kurbelzapfens

$r$ = der Kurbelradius

$k_1, k_2$= Ausmaß des Öffnens oder des Schliessens der Arme auf der Lagerzapfenachslinie als Folge der Formveränderung des Kurbelzapfens und der Kurbelwange

$k_1', k_2'$= Ausmaß des Öffnens und des Schliessens der Arme bei $(r+d_j/2)$

$d_j$= Kurbelwellenlagerzapfendurchmesser

Da das Ausmaß der Formveränderung der Kurbelwange, wenn wir in der oberen Todpunktlage des Kurbelzapfens ein Öffnen um k annehmen, in der unteren Todpunktlage des Kurbelzapfens um k geschlossen ist, so wird die Biegeverformung $\Delta a$ auf der Kurbelwellenachslinie 2 $(k_1+k_2)$, und die Biegeverformung $\Delta a_o$ in der $(r+d_j/2)$ - Linie 2 $(k_1' + k_2')$. Demzufolge bekommen wir

$$\left.\begin{aligned} \Delta a &= \frac{2Mr}{E}\left(\frac{l_p}{I_p}+\frac{r}{I_w}\right) \\ \Delta a_o &= \frac{2M\left(r+\frac{d_j}{2}\right)}{E}\left(\frac{l_p}{I_p}+\frac{r}{I_w}\right) \end{aligned}\right\} (2)$$

Diese Gleichungen gelten nicht nur für den Fall, dass auf die Kurbelwelle gleichförmige Biegemomente wirken, sondern auch für den Fall, dass sich die Werte der Momente auf den Strekken zwischen den Hauptachslagern geradlinig ändern. In diesem Falle müssen wir jedoch als M den Wert des Biegemomentes in der Mitte des Kurbelzapfens nehmen.

Die zwischen der Biegeverformung und der am Kurbelzapfen angreifenden Nennspannung $\pm\sigma_{dp}$ wird durch folgende Gleichung ausgedrückt $\sigma_p = \frac{M}{Z_p} = \frac{M d_p}{2 I_p}$ (3)

Wenn man aus den Gl. (2) u. (3) $d_p = d_j = d$ einsetzt, bekommt man $\sigma_p = \frac{\Delta a_o \cdot E}{4\left(r+\frac{d}{2}\right)\left(\frac{l_p}{d}+\frac{r}{d}\cdot\frac{I_p}{I_w}\right)}$ (4)

Als experimentiell gewonnene Gleichungen für die Beziehung zwischen der Biegeverformung und der am Kurbelzapfen angreifenden Spannung sind schon alle möglichen Gleichungen

vorgeschlagen worden, von diesen wollen wir der Einfachheit halber, jedoch nur die besonders gut bekannten, hier anführen:

(1) Die Gleichung des Herrn S.F.Dorey LH2

Herr Dorey hat das $l_p$ der Gleichung (4) korrigiert und folgende Gleichung angegeben: $\sigma_p = \frac{\Delta a_o \cdot E}{4\left(r+\frac{d}{2}\right)\left(p\frac{l_p}{d}+\frac{r}{d}\frac{I_p}{I_w}\right)}$ (5)

Als experimentiell gefundene Werte für den Faktor p(Penetration factor) werden bei zusammengebauten Kurbelwellen p=1,65, und bei aus einem Stück hergestellten Kurbelwellen p=1,32 angegeben.

(2) Die Gleichung der Firma B & W LH3

Die Fa. B & W gibt folgende Gleichung an:

$$\sigma_p = \frac{500\,000 \cdot d \cdot \Delta a_o}{R(l_p + 1.5\,R)} \qquad (6)$$

$\sigma_p$ = in der Mitte des Kurbelzapfens angreifende Spannung ($kg/cm^2$)

R = Entfernung von der Mitte des Kurbelzapfens bis zu der Meßstelle (mm)

bei d, $\Delta_{ao}$ und $l_p$ ist die Einheit durchweg mm.

Ausserdem gibt es auch noch die Formel von Herrn L.H. Morrison LH4 sowie die Formel des Herrn Kawai von der Fa.Mitsubishi Jukogyo u.a.

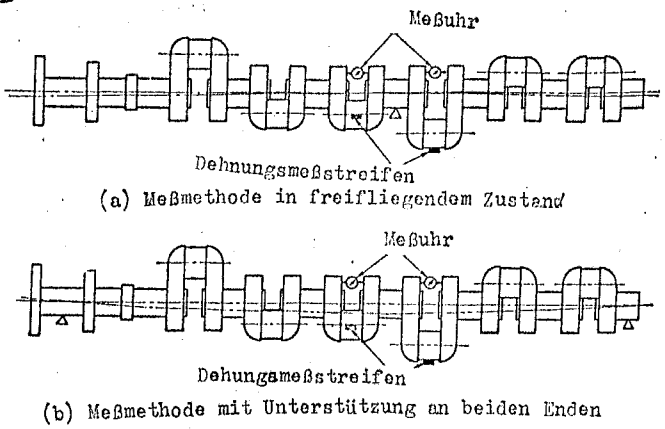
Wenn wir diese verschiedenen auf der Erfahrung beruhenden Formeln einer vergleichenden Untersuchung unterwerfen, dann erkennen wir, dass alle diese Formeln in der Weise Korrekturen vornehmen, dass wir praktisch gerade das richtige Treffen wenn wir die Formel (4) als Grundlage nehmen. Bei den Kurbelwellen gibt es jedoch die aus einem Stück hergestellten Kurbelwellen für die kleinen und mittleren Motoren, sowie die halbzusammengebauten und die vollständig zusammengesetzten Kurbelwellen für die grossen Motoren; da man nun im

allgemeinen die Dicke der Kurbelwange und die übrigen Formen innerhalb der Vorschriften der Schiffbaugesellschaft beliebig wählt, so ist es überaus schwierig, eine Erfahrungsformel aufzustellen, welche auf alle diese verschieden geformten Kurbelwellen angewandt werden kann.

Wenn man jedoch die oben angeführten theoretischen Gleichungen zugrunde legt und die entsprechenden Korrekturen anbringt, dann dürfte man auf diese Weise doch die Möglichkeit haben, Formeln aufzustellen, welche auf Kurbelwellen ähnlicher Form angewandt werden können. So trifft z.B. die oben angeführte Formel der Fa. B & W auf die halbzusammengebauten Kurbelwellen der genannten Firma mit einer Genauigkeit von allenfalls 10% zu.

Wenn man unbedingt die genaue Beziehung zwischen der Biegeverformung und den Biegespannungen braucht, dann gibt es keinen anderen Weg, als zu versuchen, an der praktisch gegebenen Kurbelwelle die entsprechenden Messungen auszuführen; für diesen Fall gibt es jedoch ein Meßverfahren, das wir in den Abb. 3a und 3b dargestellt haben. Bei diesem Meßverfahren wird die Kurbelwelle entweder freifliegend oder an beiden Enden unterstützt aufgehängt, und während man die Kurbelwelle dreht, wird die Biegeverformung gemessen; die der Biegeverformung entsprechenden Biegemomente werden aufgrund des Gewichtes der Kurbelwelle auf rechnerischem Wege gefunden.

In diesem Falle kann man durch Aufkleben von Dehnungsmeßstreifen auf die einzelnen Teile der Kurbelwelle die zwischen den am Kurbelzapfen angreifenden Nennspannungen und der Biegeverformung oder den Spannungen in den Hohlkehlen finden.




(a) Meßmethode in freifliegendem Zustand

(b) Meßmethode mit Unterstützung an beiden Enden

Abb.3 Verfahren zur Bestimmung der Beziehung zwischen der Biegeverformung der Kurbelwelle und den Biegespannungen

## 4. Der zulässige Wert der Biegeverformung der Kurbelwelle

Die Tatsache des Vorhandenseins einer Biegeverformung zeigt, dass an der Kurbelwelle bei fertig montiertem und aufgestelltem Motor zusätzliche Biegemomente angreifen. Da man annehmen muss, dass diese zusätzlichen Biegemomente die während des Betriebes in der Kurbelwelle entstehenden Wechselspannungen erhöhen, so legen die einzelnen Schiffbaugesellschaften oder die Motorenhersteller die jeweils zulässigen Werte der Biegeverformung im fertig montierten Zustand in Form von Vorschriften oder internen Abmachungen fest. So haben beispielsweise bei den im vorhergehenden Abschnitt aufgeführten auf Erfahrungswerten beruhenden Gleichungen S.F.Dorey für $\sigma_p$ den Grenzwert $\pm$ 70 kg/cm$^2$, die Fa. B & W $\pm$ 50 kg/cm$^2$ und Herr Kawai von der Mitsubishi Schiffsbaugesellschaft $\pm$ 100 kg/cm$^2$ genommen. Die Firmen M.A.N. und Sulzer geben für die von Ihnen hergestellten Motoren die Beziehung zwischen dem Kolbenhub und dem zulässigen Wert der Biegeverformung der Kurbelwelle an.

In der Abb. 4 haben wir die Beziehung zwischen den für die Kurbelwellen unserer Firma nach der Formel von B & W gefundenen zulässigen Werten einerseits und den von den verschiedenen Schiffbaugesellschaften angegebenen zulässigen Werten

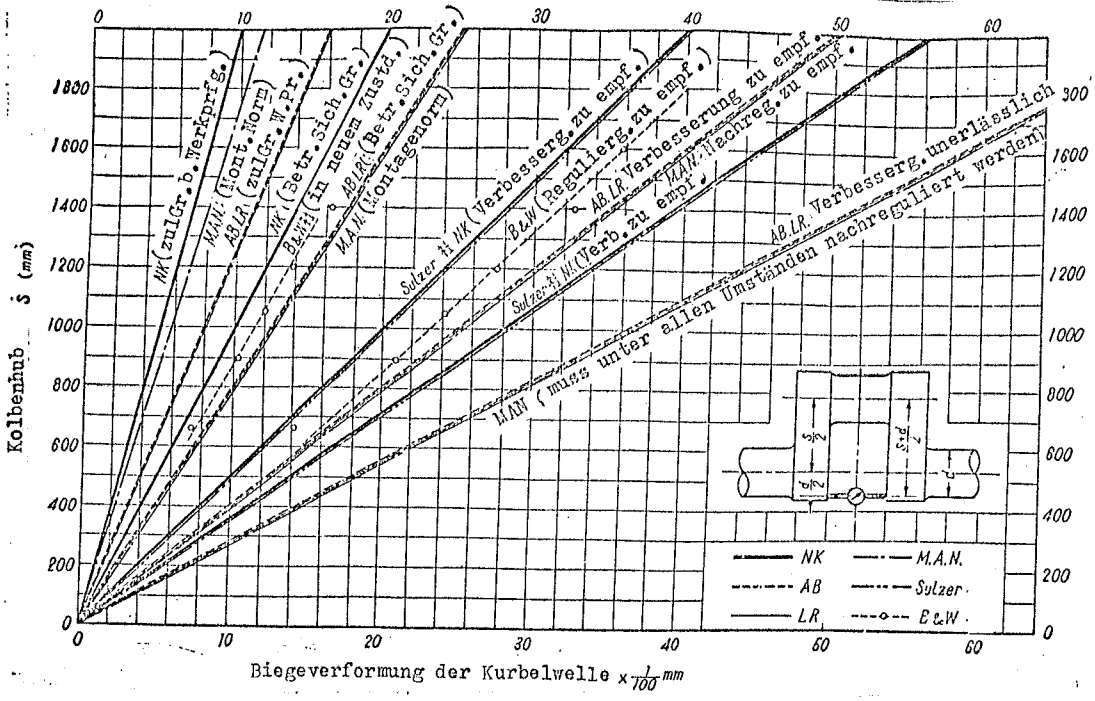



Abb.4 Die zulässigen Grenzen der Biegeverformung der Kurbelwelle,

sowie den zulässigen Werten der Firmen M.A.N. und Sulzer andererseits dargestellt; wir haben dabei stillschweigend vorausgesetzt, dass die z.Zt. angenommene zulässige Grenze der Biegeverformung der Kurbelwelle bei einer Nennspannung des Kurbelzapfens von $\pm$ 80 bis $\pm$ 50 kg/cm$^2$ liegt.

Wenn man diese Werte bei den gewöhnlichen Kurbelwellen auf die Spannung an den Stellen, an welchen am leichtesten Brüche auftreten, d.h. also, in den Hohlkehlen des Kurbelzapfens umrechnet, und wenn man für das gleichförmige Biegemoment in einer gewöhnlichen Kurbelzapfenhohlkehle den Formfaktor mit 4 - 5 annimmt, dann kommt man auf eine Beanspruchung in der Kurbelzapfenhohlkehle von $\pm$ 200 - $\pm$ 400 kg/cm$^2$.

Im Hinblick auf die praktische Auswirkung können wir sagen, dass, wenn man den zulässigen Wert für die Biegeverformung der Kurbelwelle auf das genannte Maß herunterdrückt, dies doch nur in verhältnismässig seltenen Fällen die Ursache für einen Bruch der Kurbelwelle gewesen ist; deshalb scheint es uns, dass dieser Wert ein durchaus vernünftiger Wert ist; die oben angegebenen Werte jedoch sind sämtliche Ergebnisse

solcher Fälle, in denen auf die Kurbelwelle gleichförmige Biegemomente wirkten. Wie wir jedoch nachher noch sehen werden, ist die Verteilung der Momente in der Kurbelwelle praktisch durchaus nicht immer eine gleichförmige Verteilung, sondern es ist im allgemeinen zu erwarten, dass sich das Biegemoment zwischen den Hauptlagern annähernd linear ändert.

In diesem Falle ist zu erwarten, dass die praktische Beanspruchung in der Kurbelzapfenhohlkehle ganz wesentlich über dem Wert liegt, den man durch Schlussfolgerung von dem Wert der Biegeverformung der Kurbelwelle her gefunden hat.

Demzufolge kann man also sagen, dass bei einer Kurbelwelle, welche konstruktiv nur geringe Reserven besitzt, selbst bei einer verhältnismässig kleinen Biegeverformung die Gefahr eines Bruches besteht; da auch die Entstehung von Biegespannungen, welche von den Vertikalschwingungen der Kurbelwelle herrühren, zu erwarten ist, so muss man die Frage des zulässigen Wertes der Biegeverformung der Kurbelwelle streng genommen unter Berücksichtigung all dieser Punkte insgesamt und ausserdem für jeden einzelnen Motor individuell getrennt lösen.

## 5. Der Einfluss der Biegeverformung der Kurbelwelle auf die während des Betriebes in der Kurbelwelle entstehenden Biegespannungen

Es gibt in der Literatur nicht allzu viele Beispiele dafür, dass für den Fall des Vorhandenseins einer Biegeverformung der Kurbelwelle der Einfluss dieser Biegeverformung auf die während des praktischen Betriebes in der Kurbelwelle entstehenden Biegespannungen gemessen worden ist.

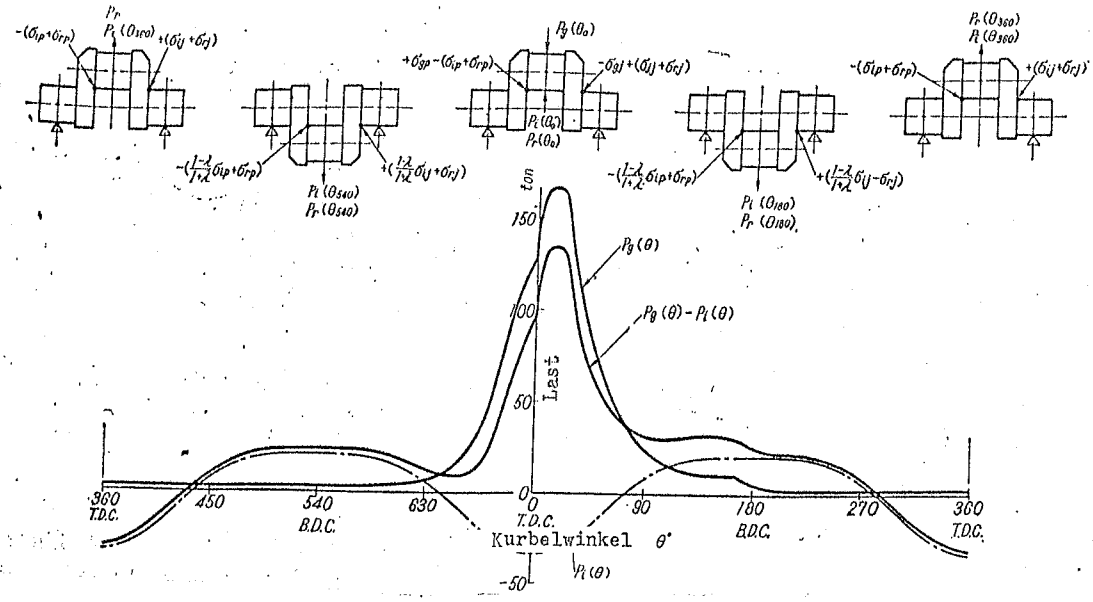



Abb.5 Die auf die Kurbelwelle eines 4-Takt-Motors wirkenden Lasten

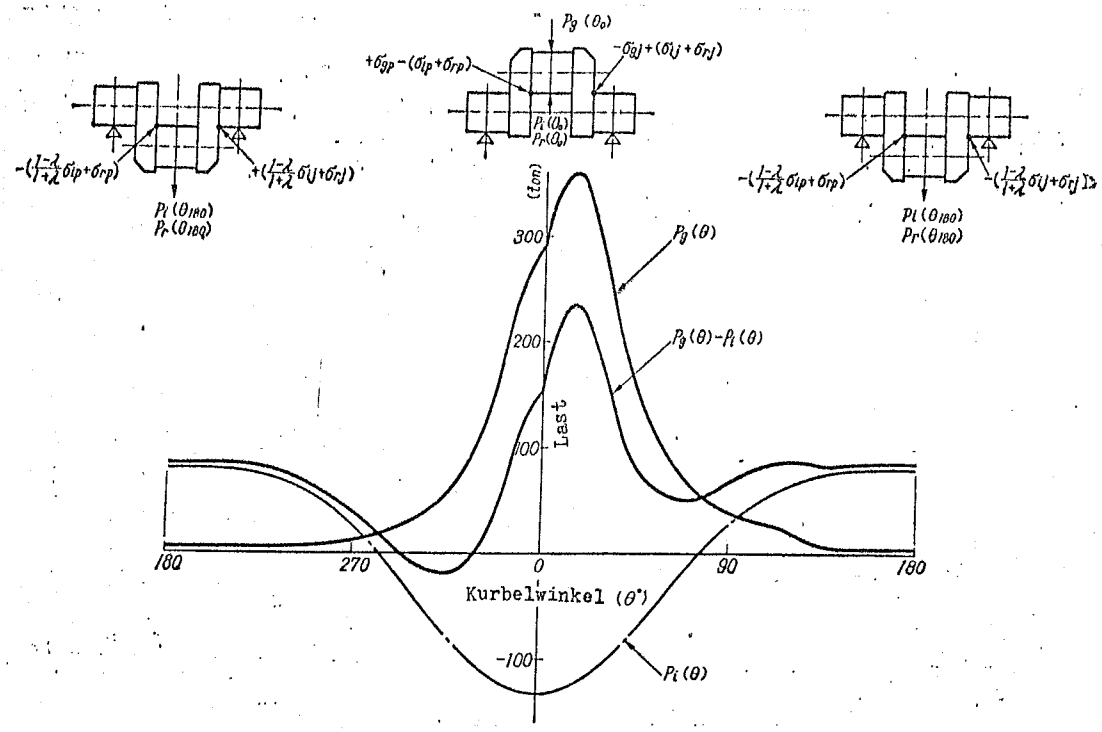



Abb.6 Die auf die Kurbelwelle eines 2-Takt-Motors wirkenden Lasten

Derartige Messungen sind praktisch ausserordentlich schwierig auszuführen. Wir wollen deshalb hier dieses Problem unter Zugrundelegung einiger ganz bestimmter Annahmen theoretisch zu betrachten versuchen.

Auf die Kurbelwelle wirkt eine Kraft, welche sich gewöhnlich aus der von dem Gasdruck im Inneren der Zylinder herrührenden Kraft $P_g(\Theta)$, aus der Trägheitskraft $P_i(\Theta)$ der sich hin- und herbewegenden Teile und aus der Fliehkraft $P_r(\Theta)$ der eine

Drehbewegung ausführenden Teile zusammensetzt. Die Komponente aus N dieser Kraft, welche die Kurbelwelle auf Biegung beansprucht, lässt sich in der folgenden Weise ausdrücken:

$$N=[\{P_g(\theta)-P_i(\theta)\}(\cos\theta-\lambda\sin^2\theta)-P_r(\theta)]$$

$$=\left[\left\{P_g(\theta)-\frac{G_i}{g}r\omega^2(\cos\theta+\lambda\cos 2\theta)\right\}\right.$$

$$\left.(\cos\theta-\lambda\sin^2\theta)-\frac{G_r}{g}r\omega^2\right] \qquad (7)$$

hierin sind $\theta$ = der Kurbelwinkel

$\lambda = r/l_c = 0{,}25$

$G_i$ = das Gewicht der sich hin- und herbewegenden Teile

$G_r$ = das Gewicht der eine Drehbewegung ausführenden Teile

In den Abb. 5 und 6 ist ein Beispiel der Änderung der vom Gasdruck im Zylinder herrührenden Kraft ~~aus~~ $P_g(\theta)$ und der Trägheitskraft $P_i(\theta)$ der sich hin- und herbewegenden Teile mit Bezug auf den jeweiligen Kurbelwinkel graphisch dargestellt.

Da die Kurbelwelle, wie wir aus den Abb. 5 und 6 ersehen, während ihrer Drehbewegung die durch die Formel (7) ausgedrückte Kraft aufzunehmen hat, so genügt es für die Betrachtung der Biegespannungsamplituden der Kurbelwelle, die Werte der Spannungen in der oberen Todpunktlage und in der unteren Todpunktslage zu berechnen. Dies können wir auch ganz deutlich aus den Ergebnissen der bisheute durchgeführten Messungen der in den Kurbelwellen während des Betriebes auftretenden Spannungen ersehen. LH5, 6, 7, u. 8.

Für unsere Betrachtungen des Einflusses der von der Biegeverformung herrührenden zusätzlichen Spannungen wollen wir der Einfachheit halber die nachstehenden Annahmen einführen:

(1) Wir führen die Untersuchung für eine einfach gekröpfte Kurbelwelle durch, wir lassen also den Einfluss der

benachbarten Zylinder unberücksichtigt.

(2) Wir betrachten die Spannungen in den Kurbelzapfenhohlkehlen und in den Lagerzapfenhohlkehlen, wo wir die stärkste Spannungskonzentration haben.

(3) Für die von dem Gasdruck der Explosion in der oberen Todpunktslage herrührende Kraft $P_g(\theta_o)$ nehmen wir den Wert bei $\theta=15^o$-$20^o$, wo der Gasdruck ein Maximum wird.

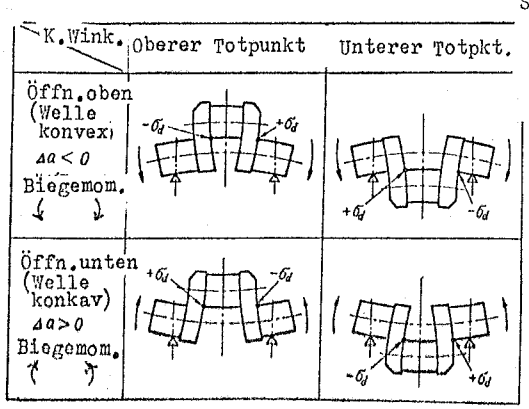
(4) Die Spannungen, welche durch die Kräfte $P_g(\theta)$, $P_i(\theta)$ und $P_r(\theta)$ in den Kurbelzapfenhohlkehlen und in den Lagerzapfenhohlkehlen hervorgerufen werden, bezeichnen wir mit $\sigma_{gp}$ und $\sigma_{gj}$ bzw $\sigma_{ip}$ und $\sigma_{ij}$ bzw. $\sigma_{rp}$ und $\sigma_{rj}$; wir nehmen die Bezeichnungen entsprechend den Abb. 5 und 6.

(5) Die von der Verformung der Kurbelwelle herrührenden zusätzlichen Spannungen werden als die Auswirkung gleichförmiger Biegemomente betrachtet, es wird angenommen, dass sie in der Art,wie dies in der Abb. 7 dargestellt ist, wirken.

Ausgehend von den oben gemachten Annahmen, kann man jetzt die Biegespannungsamplituden in den Kurbelzapfenhohlkehlen und in den Lagerzapfenhohlkehlen durch folgende Gleichungen finden:

Die Spannungen in der Kurbelzapfenhohlkehle:

$$\left.\begin{aligned}
\text{Spg. im OT Explos.} &= +\sigma_{o,b}-(\sigma_{i,b}+\sigma_{r,b})+(\mp\sigma_d)\\
\text{Spg. im OT Spülhub} &= -(\sigma_{i,b}+\sigma_{r,b})+(\mp\sigma_d)\\
\text{Spgen. im UT} &= -\left(\frac{1-\lambda}{1+\lambda}\sigma_{i,b}+\sigma_{r,b}\right)+(\mp\sigma_d)
\end{aligned}\right\} \quad (8)$$




Die von der Biegeverformung der Kurbelwelle herrührenden zusätzlichen Spannungen

Abb.7

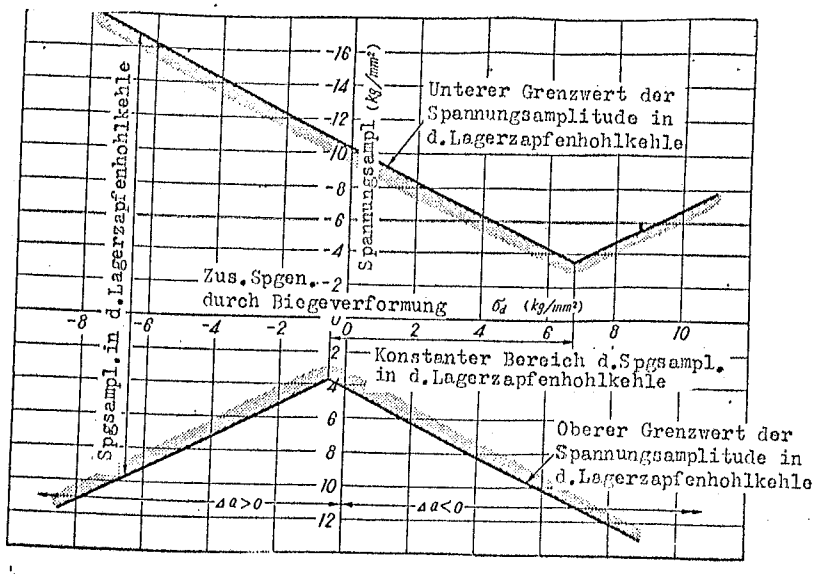



Abb.8a Der Einfluss der zusätzlichen Spannungen auf die Spannungsamplitude in den Lagerzapfenhohlkehlen ( 4-Takt-Motor)

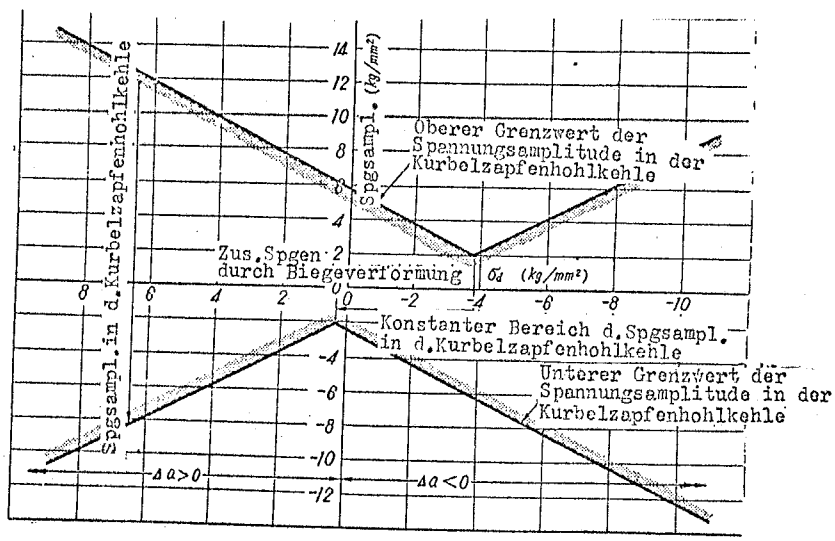



Abb.8b Der Einfluss der zusätzlichen Spannungen auf die Spannungsamplitude in den Kurbelzapfenhohlkehlen (4-Takt-Motor)

Die Spannungen in den Lagerzapfenhohlkehlen:

$$\left.\begin{aligned} \text{Spg. im OT Explos.} &= -\sigma_{gj}+\sigma_{ij}+\sigma_{rj}+(\pm\sigma_d) \\ \text{Spg. im OT Spülhub} &= +\sigma_{ij}+\sigma_{rj}+(\pm\sigma_d) \\ \text{Spgen. im UT} &= +\frac{1-\lambda}{1+\lambda}\sigma_{ij}+\sigma_{rj}+(\pm\sigma_d) \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

## 5.1 Die Berechnungsergebnisse bei einem 4-Takt-Motor

Wir ziehen die für die Spannungen in der Kurbelwelle während des Betriebes erhaltenen Meßergebnisse LH7 zum Vergleich heran.

$|\sigma_{\varphi p}| = 8.2\ \mathrm{kg/mm^2}$ $\quad |\sigma_{\varphi j}| = 13.5\ \mathrm{kg/mm^2}$

$|\sigma_{tp} + \sigma_{rp}| = 2.35\ \mathrm{kg/mm^2}$ $\quad |\sigma_{tj} + \sigma_{rj}| = 4.13\ \mathrm{kg/mm^2}$

$\left|\frac{1-\lambda}{1+\lambda}\sigma_{tp} + \sigma_{rp}\right| = 1.77\ \mathrm{kg/mm^2}$ $\quad \left|\frac{1-\lambda}{1+\lambda}\sigma_{tj} + \sigma_{rj}\right| = 3.14\ \mathrm{kg/mm^2}$

Wir nehmen $\sigma_d$ als Veränderliche und berechnen nach den Formeln (8) und (9) die Biegespannungsamplituden in den Kurbelzapfenhohlkehlen und in den Lagerzapfenhohlkehlen eines 4-Takt-Motors; die Ergebnisse dieser Berechnungen sind in den Abb. 8a und 8b dargestellt.

Wie man aus diesen Abbildungen ersehen kann, sind im Falle eines 4-Takt-Motors in dem Bereich, in welchem die Formveränderung der Kurbelwelle eine Öffnung nach oben (?) ($\Delta a_0 < 0$) aufweist, die Biegespannungsamplituden in den Hohlkehlen der Kurbelwelle konstant, ein Einfluss der Biegeverformung der Kurbelwelle tritt überhaupt nicht in Erscheinung. In den darüber hinaus gehenden Bereichen werden Hand in Hand mit der Zunahme der zusätzlichen Beanspruchung die Biegespannungsamplituden nach und nach grösser.

## 5.2 Die Berechnungsergebnisse bei einem 2-Takt-Motor

Wir ziehen zum Vergleich die in der Arbeit LH8 erhaltenen Meßergebnisse für die Spannungen der Kurbelwelle heran

$|\sigma_{\varphi p}| = 6\ \mathrm{kg/mm^2}$ $\quad \sigma_{\varphi j} = 10\ \mathrm{kg/mm^2}$

$|\sigma_{tp} + \sigma_{rp}| = 2.77\ \mathrm{kg/mm^2}$ $\quad |\sigma_{tj} + \sigma_{rj}| = 4.6\ \mathrm{kg/mm^2}$

$\left|\frac{1-\lambda}{1+\lambda}\sigma_{tp} + \sigma_{rp}\right| = 1.87\ \mathrm{kg/mm^2}$ $\quad \left|\frac{1-\lambda}{1+\lambda}\sigma_{tj} + \sigma_{rj}\right| = 3.1\ \mathrm{kg/mm^2}$

Wenn wir die Berechnungen in der gleichen Weise wie oben durchführen, dann bekommen wir die in den Abb. 9a und 9b dargestellten Ergebnisse.

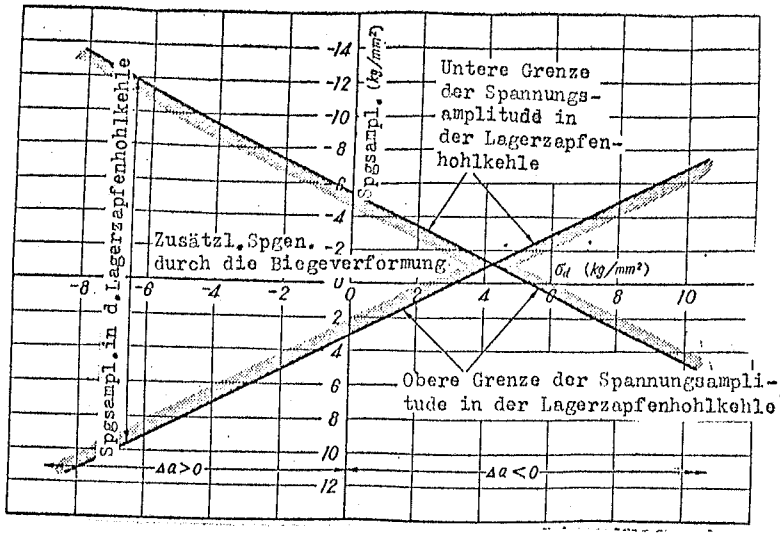



Abb. 9a Der Einfluss der zusätzlichen Spannungen auf die Spannungsamplitude in den Lagerzapfenhohlkehlen (2-Takt-Motor)

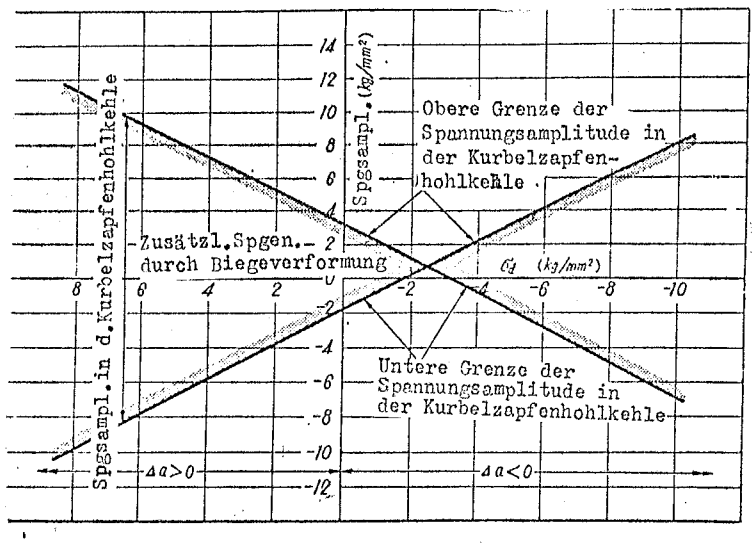



Abb. 9b Der Einfluss der zusätzlichen Spannungen auf die Spannungsamplitude in den Kurbelzapfenhohlkehlen (2-Takt-Motor)

Wie wir aus diesen Abbildungen ersehen, werden im Falle eines 2-Takt-Motors, je mehr die Verformung der Kurbelarme von einer Öffnung nach unten ($\Delta a_o > 0$) in eine Öffnung nach unten ($\Delta a_o < 0$) übergeht, die Biegespannungsamplituden in den Hohlkehlen der Kurbelwelle nach und nach kleiner, in einem bestimmten Punkt werden sie gleich 0 und danach nehmen sie wieder zu.

Da jedoch bei den praktisch gegebenen Mehrzylindermotoren jeweils von den benachbarten Zylindern her Biegemomente hereinkommen, so kann man sich kaum vorstellen, dass die Biegespannungsamplituden in den Hohlkehlen der Kurbelwelle gleich 0 werden; es ist jedoch in jedem Falle bemerkenswert, dass die von der Verformung der Kurbelwelle herrührenden zusätzlichen Spannungen je nach der Verformungsrichtung einen ganz verschiedenen Einfluss auf die Hohlkehlen ausüben.

Bisher haben wir bei der Einregulierung der Achse der Kurbelwelle die Einflüsse der von dem Ladezustand des Schiffes sowie von dem Gewicht des Motors hervorgerufenen Formveränderungen des Schiffskörpers, die von der Motortemperatur hervorgerufenen Formveränderungen des Motors berücksichtigt und man hat die Achse der Kurbelwelle in eine konvexe Form mit einer Tendenz zu einer Biegeverformung mit Öffnung nach unten ($\Delta a_o > 0$) eingestellt. Ein derartiges Verfahren zur Einregulierung der Kurbelwellenachse scheint jedoch, wenn man nach der oben erwähnten Schlussfolgerung geht, deshalb uninteressant zu sein, weil dadurch die Biegespannungsamplituden in den Hohlkehlen grösser werden. Bisher wurde die zulässige Grenze der Biegeverformung der Kurbelwelle nur durch ihren Absolutwert angegeben, über die Verformungsrichtung war keinerlei Entscheidung getroffen. Wenn wir bei unseren Überlegungen von den oben angeführten Untersuchungsergebnissen ausgehen, so müssen wir naturgemäss doch wohl auch die Frage nach der Richtung der Biegeverformung der Kurbelwelle stellen.

## 6. Die von Abweichungen der Lagerachslinien herrührende Biegeverformung der Kurbelwelle

Wenn man sich überlegen will, in welchem Zusammenhang die

Abweichungen der Lagerachslinien mit den durch sie in der Kurbelwelle hervorgerufenen Biegemomenten bzw. Biegeverformungen stehen, dann macht man gewöhnlich der Einfachheit halber die Annahme, dass die Lagerzapfen der Kurbelwelle jeweils in der Mitte des Lagers unterstützt sind und dass sich die Lagerzapfen um diese Unterstützungspunkte freischwingend nach beiden Seiten neigen können.

Im allgemeinen ist zu erwarten, dass im Falle des Vorhandenseins von Abweichungen in den Lagerachslinien die Verteilung der in der Kurbelwelle hervorgerufenen Biegemomente, wie dies in den Abbildungen 10a und 10b dargestellt ist, mit der jeweiligen Lagermitte als Berührungspunkt zwischen den Lagern linear verläuft. In diesem Falle entsprechen die Werte der Biegeverformung in jeder einzelnen Kröpfung, wie dies bereits im Abschnitt 3 dargelegt worden ist, dem mittleren Moment der betreffenden Kurbelkröpfung, d.h. dem Biegemoment in der Mitte des Kurbelzapfens.

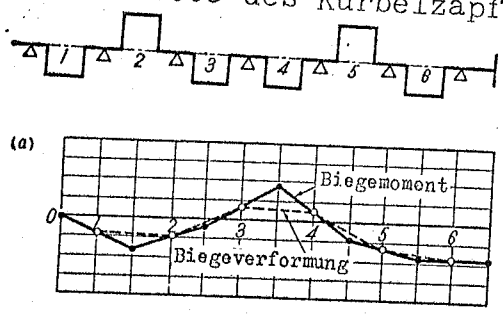



Abb. 10a

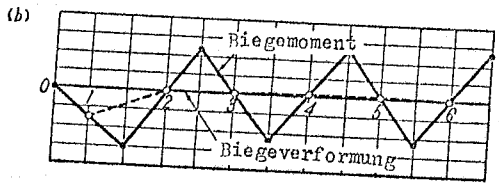



Abb.10b

Beispiel der Biegemomentverteilung einer Kurbelwelle

Demzufolge geben die Werte der Biegeverformung in den einzelnen Kurbelkröpfungen jeweils die Grösse des Biegemomentes und somit der Biegespannung in der Mitte des Kurbelzapfens jeder einzelnen Kröpfung an, dabei muss man jedoch beachten, dass damit nicht die Grösse der in den Hohlkehlen des Kurbelzapfens und des Lagerzapfens angreifenden Biegemomente angegeben ist.

Die Abb. 10b zeigt ein Beispiel eines solchen Falles; selbst dann, wenn im äussersten Falle die Biegeverformung = 0 wird, kann der Fall gegeben sein, dass in den Ölkehlen des Kurbelzapfens oder des Lagerzapfens ein Starkes Biegemoment angreift. Demzufolge muss man doch wohl bei der Beurteilung des Wertes der Biegeverformung nicht nur den Wert der Biegeverformung einer einzigen Kurbelkröpfung, sondern den sämtlicher Kurbelkröpfungen insgesamt betrachten und für die Entscheidung mit heranziehen. Insbesondere in dem Fall, wo sich die Biegeverformung der einzelnen Kurbelkröpfungen in der alternative (+) (-) ändert, scheint man dieser Besonderheit deshalb gebührende Beachtung schenken zu müssen, weil dazwischen die Änderung der Biegemomente besonders stark ist.

## 7.1 Die theoretische Berechnung der Beziehungen zwischen den Abweichungen der Kurbelwellenlagerachslinien und der Biegeverformung der Kurbelwelle

Um die Kurbelwelle als durchgehenden Balken theoretisch berechnen zu können, müssen wir zunächst die Biegesteifigkeit der Kurbelwelle bestimmen. Es ist bekannt, dass die Biegesteifigkeit der Kurbelwelle verschieden ist, je nachdem, ob die Richtung des Biegemomentes mit der Richtung der Kurbelwangenmittellinie übereinstimmt, oder ob sie senkrecht zu dieser gerichtet ist; gewöhnlich beträgt die Biegesteifigkeit in der Richtung der Kurbelwangenmittellinie 60-85% der senkrecht zu der Kurbelwangenmittellinie gerichteten Biegesteifigkeit.

Da es jedoch für die theoretische Berechnung eine ganz ausserordentliche Komplizierung bedeuten würde, wollte man auch noch eine derartige Änderung der Biegesteifigkeit in der Rechnung unterbringen, so ersetzt man gewöhnlich bei der

Rechnung die Kurbelwelle durch einen Rundstab mit gleichförmiger Biegesteifigkeit.

Um die mittlere Biegesteifigkeit einer Kurbelwelle zu bestimmen, unterstützt man eine praktisch gegebene Kurbelwelle wie dies in der Abb. 11a dargestellt ist, an beiden Enden, mißt, während man die Kurbelwelle dreht, den mittleren Wert ihrer Durchbiegung in der Mitte und kann dann mit Hilfe der Berechnungsformel für die Durchbiegung eines Rundstabes mit annähernd gleich verteilter Last den Wert $I_{red}$ bestimmen:

$$E I_{red} = \frac{5 w \cdot l^4}{384 \cdot \sigma} \qquad (10)$$

hierin sind $EI_{red}$ = die äquivalente Biegesteifigkeit

$w$ = die Grösse der verteilten Last = Gewicht der Kurbelwelle/Länge der Kurbelwelle

$l$ = die Entfernung zwischen den Unterstützungspunkten

$\Delta$ = die Durchbiegung in der Mitte der Kurbelwelle

Der auf diese Weise $I_{red}$ bestimmte Durchmesser $d_{red}$ der äquivalenten Welle hat auf den praktischen Kurbelwellendurchmesser $d_p$ bezogen ungefähr den Wert

$$d_{red} = 0{,}75\text{-}0{,}85\ d_p \qquad (11)$$

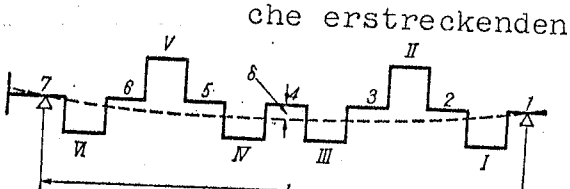
In den Abb. 11b und c haben wir zwar Meßergebnisse dargestellt die man bei einer aus einem Stück hergestellten Kurbelwelle eines 6-Zylinder-Motors erhalten hat, es dürfte jedoch klar sein, dass die Biegesteifigkeit der Kurbelwelle je nach der Richtung der Kurbelkröpfung verschieden ist.

## 7.2 Die Berechnung der Kurbelwelle als eines unendlichen durchgehenden Balkens

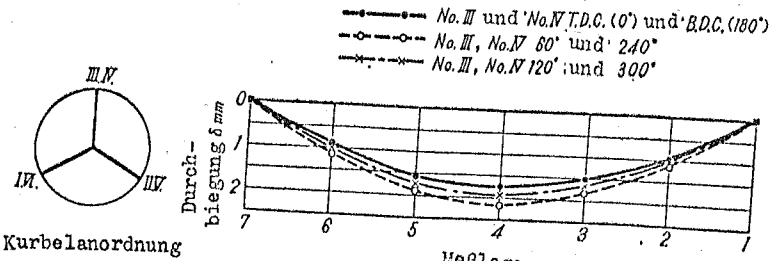
Wenn wir in der oben beschriebenen Weise die Biegesteifigkeit der Kurbelwelle bestimmen, dann können wir zwar, in dem wir die Kurbelwelle als das Problem eines durchgehenden Balkens auffassen, die Verteilung der in der Kurbelwelle

hervorgerufenen Biegemomente für eine gegebene Abweichung der Achsmitte berechnen, es ist jedoch überaus beschwerlich eine derartige Berechnung für Kurbelwellen mit verschiedener Kurbelanordnung, verschiedenem Wellendurchmesser, verschiedener Zylinderzahl usw. durchzuführen. Wenn man jedoch die Berechnung einer an einer Vielzahl sich in gleichem Abstand voneinander befindender Lagerstellen unterstützten Welle, wie sie z.B. durch eine Kurbelwelle dargestellt wird, durch die Berechnung der gestellten Aufgabe für eine in einer unendlichen Anzahl sich in gleichem Abstand voneinander befindender Lagerstellen unterstützten Welle ersetzt, dann kann man die dabei erhaltenen Ergebnisse annähernd auch auf den Fall einer Kurbelwelle mit einer endlichen Anzahl von Lagerstellen anwenden; wir wollen deshalb hier die Ergebnisse dieser Näherungsrechnung vorlegen.

Zunächst berechnen wir in den einzelnen Unterstützungspunkten das Biegemoment und die Lagergegenkraft für den Fall, dass, wie dies in der Abb.12 dargestellt ist, an den Enden einer durch in gleichen Abständen voneinander angeordnete lagerunterstützten und sich nur an den beiden Seiten ins Unendliche erstreckenden Welle ein Biegemoment $M_o$ angreift.




(a) Methode zur Bestimmung des äquivalenten Durchmessers der Kurbelwelle




Kurbelanordnung

(b) Ergebnisse der Messung der Durchbiegungskurven der Kurbelwelle

Abb.11a u. b Verfahren zur Bestimmung des äquivalenten Ø der Kurbelwelle u.Beispiele dafür

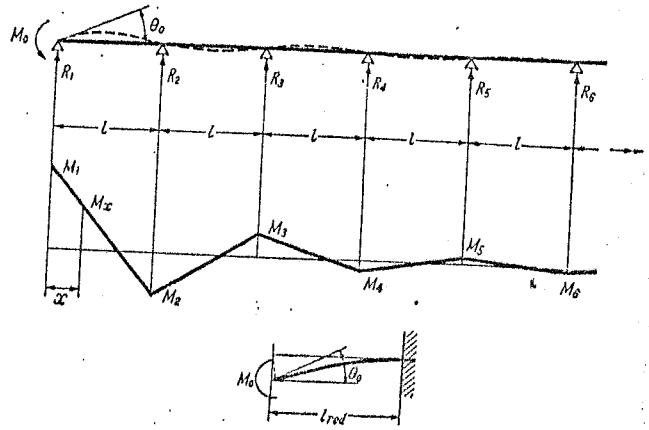



Abb.12 Die Momentverteilung eines in gleichen Abständen unterstützten durchgehenden unendlichen Balkens

Wenn wir die an der Welle in den einzelnen Lagerstellen der Abb. 12 angreifenden Biegemomente mit $M_1$, $M_2$, $M_3 \cdots M_n$, und die Lagergegenkräfte mit $R_1$, $R_2$ $R_3 \cdots R_n$ bezeichnen, dann bekommen wir die Dreimomentengleichung

$$M_{n-1}+4M_n+M_{n+1}=0 \quad (12)$$

Wenn wir hierin

$$\frac{M_2}{M_1}=\frac{M_3}{M_2}=\cdots\cdots\frac{M_n}{M_{n-1}}=\frac{M_{n+1}}{M_n}=\cdots\cdots=\alpha \quad (13)$$

annehmen, dann bekommen wir

$$\alpha^2+4\alpha+1=0 \quad (14)$$

$$\therefore\ \alpha=-2\pm\sqrt{3}=-0.268$$

$$\text{または}\ -\frac{1}{0.268} \quad (15)$$

Hier nehmen wir $|\alpha|<1$ und bekommen

$$\alpha=-2+\sqrt{3}=-0.268 \quad (16)$$

Wenn wir nun aus den Werten von $M_1$, $M_2 \cdots M_n$ die Lagergegenkräfte $R_1$, $R_2 \cdots R_n$ berechnen, dann bekommen wir

$$\left.\begin{aligned} R_1&=-\frac{M_o}{l}(1-\alpha)\\ R_2&=\frac{M_o}{l}(1-\alpha)^2\\ R_3&=\frac{M_o}{l}(1-\alpha)^2\alpha\\ R_n&=\frac{M_o}{l}(1-\alpha)^2\alpha^{n-2} \end{aligned}\right\} (17)$$

Bei der oben dargelegten Berechnung haben wir zunächst angenommen, dass $M_1$, $M_2 \cdots M_n$ in einer geometrischen Reihe abnehmen, wenn wir jedoch das Gleichgewicht der an einem unendlichen durchgehenden Balken angreifenden Biegemomente und Lagergegenkräfte berechnen, dann finden wir, dass die von uns gemachte Annahme ganz genau richtig ist, weil sie die Gleichung

$$\left.\begin{aligned} &\Sigma R_n=0\\ &M_1=R_2 l+R_3\cdot 2l+R_4\cdot 3l+\cdots\cdots \end{aligned}\right\} \quad (18)$$

befriedigt.

Im folgenden wollen wir nun die für die weitere Berechnung notwendige äquivalente Biegesteifigkeit der Wellenenden bestimmen. Die äquivalente Biegesteifigkeit an den Wellenenden

wird, wenn wir den Verdrehungswinkel an den Wellenenden, wenn dort ein Biegemoment $M_o$ angreift, mit $\Theta_o$ bezeichnen durch die entsprechende Länge $l_{red}$ einer Welle ausgedrückt, für welche die Gleichung

$$\theta_o = \frac{M_o l_{red}}{E I_{red}} \qquad (19)$$

gilt.

Da das Biegemoment zwischen den Lagern Nr. 1 und Nr. 2

$$M_x = M_1 + (M_2 - M_1)\frac{x}{l} \qquad (20)$$

ist, bekommen wir

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{-M_x}{EI} = \frac{-1}{EI}\left\{M_1 + (M_2 - M_1)\frac{x}{l}\right\} \qquad (21)$$

$$\frac{dy}{dx} = \theta = \frac{-1}{EI}\left\{M_1 x + (M_2 - M_1)\frac{x^2}{2l}\right\} + c_1 \qquad (22)$$

$$y = \frac{-1}{EI}\left\{\frac{M_1 x^2}{2} + (M_2 - M_1)\frac{x^3}{6l}\right\} + c_1 x + c_2 \qquad (23)$$

In der Gl. (23) wird bei x=0 auch y=0, folglich $c_2$=0
bei x=l wird y=0, folglich bekommen wir

$$c_1 = \frac{1}{EI}\left(\frac{l}{2} + (d-1)\frac{l}{6}\right) \qquad (24)$$

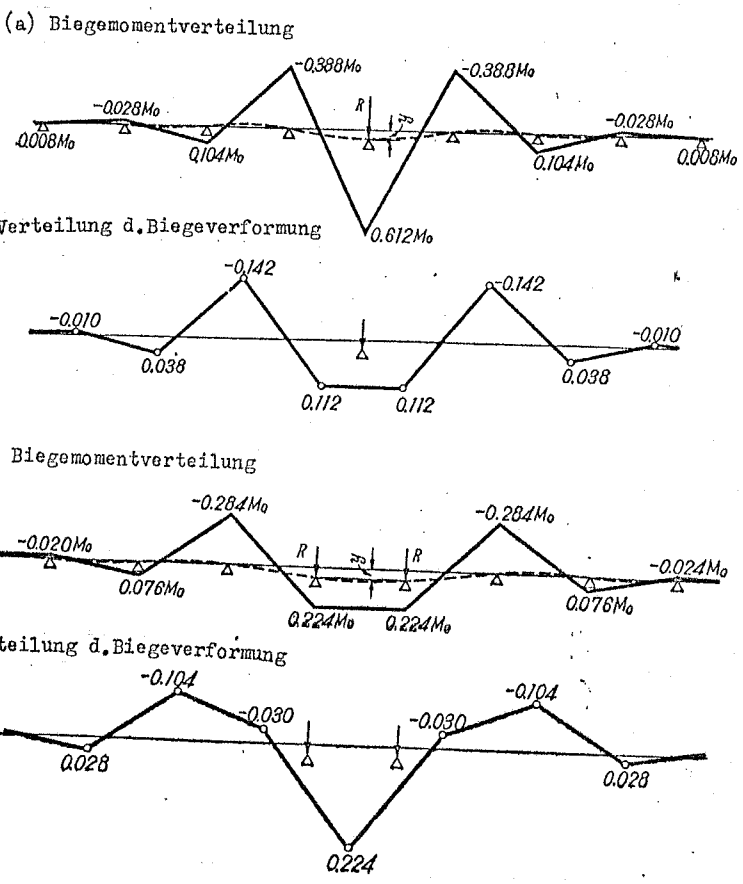



Abb. 13 Der Fall des Absenkens eines Zwischenlagers

Abb. 14 Der Fall des Absenkens zweier Zwischenlager

In der Gleichung 22 wird, wenn x = 0 ist, $\Theta = \Theta_o$; demzufolge bekommen wir aus Gleichung 22 und Gleichung 24

$$l_{red} = 0{,}289\ l \qquad (25)$$

Wenn wir nun die oben aufgeführten Rechenergebnisse anwenden, dann haben wir lediglich die vor Spezialfälle berechneten Ergebnisse.

(a) Der Fall, dass wir nur ein zwischen den andern sich befindendes Lager fallen lassen

In diesem Falle bekommen wir für die Biegemomente in den einzelnen Lagerstellen die in der Abb. 13a dargestellten Werte. Da nun die Biegeverformung zu dem mittleren Moment M in den einzelnen Kurbelkröpfungen proportional ist, so bekommen wir für die Biegeverformung die in der Abb. 13b angegebene Verteilung.

Bei dem Motor des Typs KZ 70/120 C unserer Firma haben wir nun ein Lager in der Mitte der Kurbelwelle abgesenkt und dann aus den oben aufgeführten Rechenergebnissen die Beziehung zwischen dem Ausmaß der Absenkung und der Biegeverformung der Kurbelwelle zu berechnen versucht, wobei wir die folgenden Werte in die Rechnung einsetzten:

$d_p = 480$ mm $\qquad \frac{d_{red}}{d_p} = 0{,}8$

$l = 1{,}250$ mm
$R = 10^3$ kg und
$y = 1{,}275$ mm.

Aus $M = 0{,}114$ und $M_o = 0{,}1425 \times 10^8$ kg - mm bekamen wir die Nennbiegespannung des Kurbelzapfens mit $\sigma = 1{,}295$ kg/mm$^2$.

Hieraus haben wir unter Verwendung der Formel von B & W die Biegeverformung mit $\Delta a = 0{,}76$ mm berechnet; somit bekamen wir $y/\Delta a = 1{,}67$.

Dieser Wert stimmt nahezu überein mit dem Wert $y/\Delta a = \frac{10}{7} = 1{,}43$ den wir für den Motor vom Typ KZ 70/120, der sich in der Instandsetzungsabteilung unserer Firma zum Zwecke der Achsregulierung befand, erhalten haben.

(b) Der Fall der Absenkung zweier Zwischenlager

In der gleichen Weise haben wir 2 benachbarte Lager um den gleichen Betrag abgesenkt und die Biegemomentverteilung berechnet; die dabei erhaltenen Ergebnisse haben wir in der Abb. 14a dargestellt. Die Abb. 14b zeigt die in jeder einzelnen Kurbelkröpfung hervorgerufene Biegeverformung.

(c) Die Abbildungen 15a und 15b zeigen die Verteilung der Biegemomente sowie die Verteilung des Verhältnisses der Biegeverformung in den Fällen, in welchen ein Zwischenlager angehoben und ein Zwischenlager abgesenkt wird, oder 2 benachbarte Zwischenlager seitlich angehoben oder seitlich abgesenkt werden.

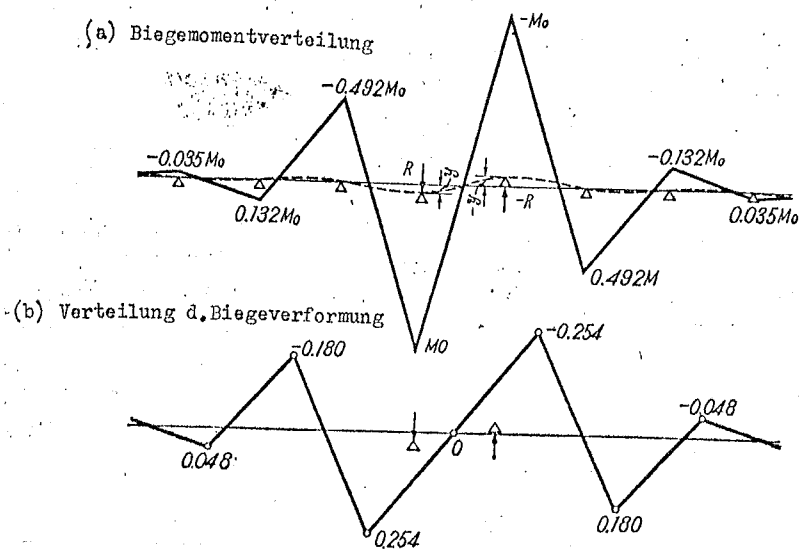



Abb. 15 Der Fall des Anhebens eines Zwischenlagers und des Absenkens eines Zwischenlagers

## 8. Die Änderung der Biegeverformung der Kurbelwelle während der Seefahrt

Während der Seefahrt ist die Kurbelwelle durch die von der Durchbiegung des Schiffskörpers, von der Auslenkung (Verwindung ?) der Lager und soweiter herrührenden Einflüsse Formveränderungen unterworfen. Es gibt zwar einige wenige Forschungsarbeiten, welche sich mit der Untersuchung dieser

Frage beschäftigt haben LH9 und 10, in der vorliegenden Arbeit wollen wir jedoch einige Ergebnisse der in unserer Firma durchgeführten Untersuchungen vorlegen.

## 8.1 Der Einfluss der Durchbiegung des Schiffskörpers

Während der Seefahrt biegt sich der Schiffskörper aus verschiedenen Ursachen durch, und die Kurbelwelle ist den Einflüssen dieser Durchbiegungen unterworfen. Als Ursachen für die Durchbiegung des Schiffskörpers sind vor allem zu nennen

a) Änderungen in der Ladung des Schiffes

b) Differenzen in der Temperatur des Meerwassers und in der Temperatur der Aussenluft

c) hoher Wellengang

Die allgemeine Tendenz dieser Einflüsse ist in der Abb. 16 dargestellt.

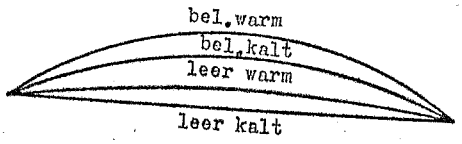



Abb.16 Die allg.Tendenz der Formänderung des Schiffskörpers u. des Motors

Dadurch, dass sich infolge des Ladezustandes des Schiffes der Wasserdruck ändert, wird der doppelte Boden des Motorenraumes einer örtlichen Formveränderung unterworfen. Deshalb muss auch dieser Einfluss berücksichtigt werden.

Die bei einem Tankschiff unserer Firma praktisch gemessenen Werte sind folgende:

| | |
|---|---|
| Formänderung des Schiffskörpers durch den Beladungszustand | 200mm/200m |
| Formänderung des doppelten Bodens des Motorenraumes durch den Wasserdruck | 10-20mm/25m |
| Formänderung durch die Temperaturunterschiede des Meerwassers und der Aussenluft | 10-20mm/200m |

Der Einfluss dieser Formveränderungen auf die Biegeverformung der Kurbelwelle ist auch verschieden je nach dem Bau des Schiffes, nach der Lage des Motorenraumes, nach der Bauart der Motoren usw., deshalb lässt sich höchstenfalls eine qualitative Tendenz erfassen, wenn wir jedoch die an einem MAN-Motor in unserer Firma für die Änderung der Biegeverformung der Kurbelwelle bei vollbeladenem und bei unbeladenem Schiff gemessenen Ergebnisse graphisch aufzeichnen, dann bekommen wir die Abbildungen 17a, b, c und d.

Ganz allgemein ändert sich die Biegeverformung der Kurbelwelle bei grossen Motoren in der folgenden Weise:

bei mittschiffs aufgestellten Motoren $\frac{10}{100} - \frac{25}{100}$ mm

bei im Heck aufgestellten Motoren $\frac{5}{100} - \frac{15}{100}$ mm ,

man sieht daraus, dass bei den mittschiffs aufgestellten Motoren die genannten Einflüsse besonders stark sind.

Wir verfügen zwar über keine Ergebnisse von Untersuchungen, welche sich ausschliesslich auf den Einfluss der Motortemperatur und der Temperaturdifferenz zwischen der Luft und dem Meerwasser beziehen, wir können jedoch aus dem Zustand der Formänderung des Schiffskörpers Schlüsse ziehen und kommen so zu der Annahme, dass diese oben genannten Einflüsse höchstens ein Zehntel der vom Ladungszustand herrührenden Formänderung ausmachen. Auch über den Einfluss des Wellengangs liegen keine Forschungsergebnisse vor, hierüber müssen jedoch späterhin noch Untersuchungen angestellt werden.

## 8.2 Der Einfluss der Auslenkung der Hauptlager

Wenn von den Hauptlagern eines oder mehrere ausgelenkt sind ( nicht fluchten ?), dann ändert sich die Achse und somit auch die Biegeverformung der Kurbelwelle. Die Verteilung

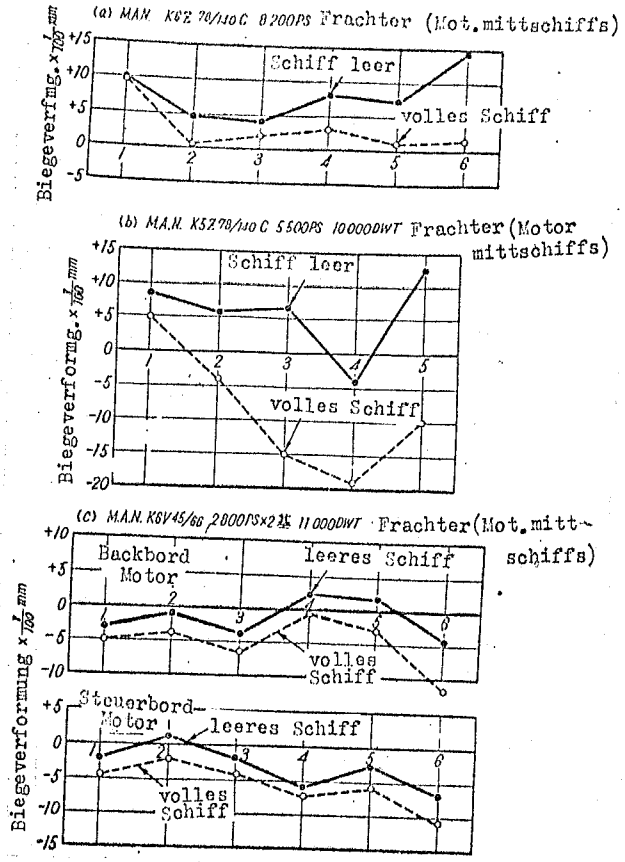



Abb. 17 (1)
Die vom Ladungszustand des Schiffes herrührende Änderung der Biegeverformung der Kurbelwelle

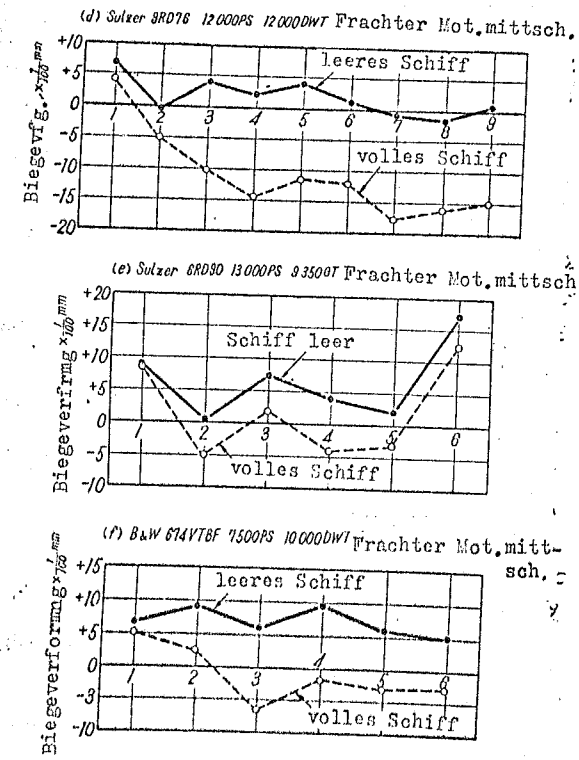



Abb. 17 (2)

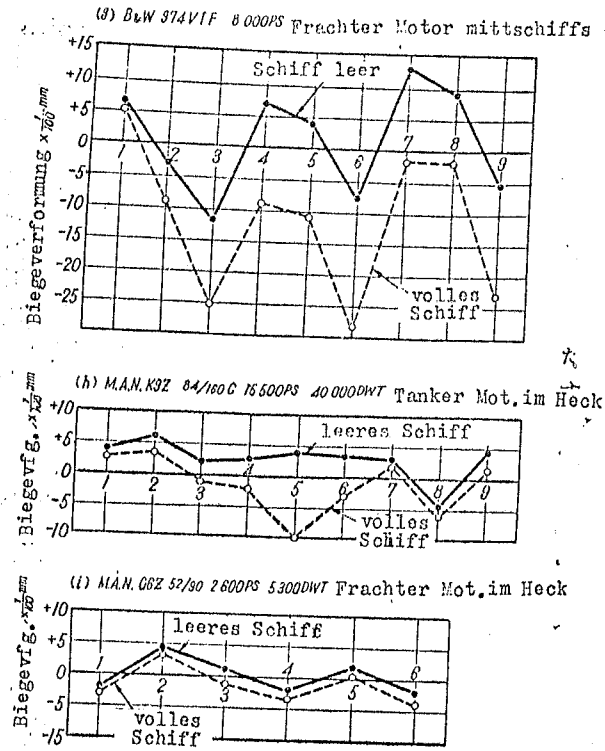



Abb. 17 (3)

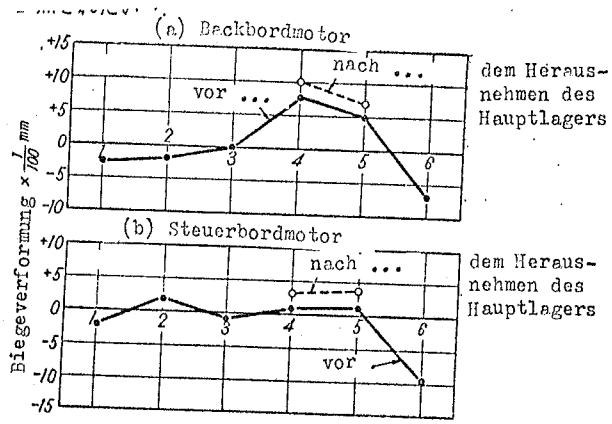



Abb. 18
Die Änderung der Biegeverformung der Kurbelwelle bei herausgenommenen Hauptlager Nr. 5 (MAN K 6 V45/66 2800 PSx2, 11 000 DWT Frachtschiff)

der Biegemomente und die Verteilung der Biegeverformungen in diesem Falle kann man wie bereits oben dargelegt, durch Schlussfolgerung aus der Berechnung eines durchgehenden unendlich langen Balkens bekommen.

Die Abbildungen 18a und b zeigen Meßergebnisse, die man bekommen hat, nachdem man bei der aus einem Stück hergestellten Kurbelwelle das Hauptlager Nr. 5 herausgenommen hatte; diese Ergebnisse stimmen in ihrer Tendenz sehr gut mit den in der Abb. 13 dargestellten berechneten Ergebnissen überein. Es ist zwar zu erwarten, dass noch eine weitere der benachbarten Kurbelkröpfung entgegengesetzte (gegenüberliegende ?) Biegeverformung herauskommt, in diesem Falle haben wir jedoch keine Messung ausgeführt.

Über die Änderungen der Biegeverformung der Kurbelwelle beim Anheben eines der Hauptlager sind bei der Fa. Mitsui Schiffbau eingehende Untersuchungen durchgeführt worden und wir verweisen auf den diesbezüglichen Forschungsbericht LH11.

In den Abb. 19a und b ist die Änderung der Biegeverformung der Kurbelwelle für den Fall dargestellt, dass in dem unmittelbar auf den Motor folgenden Zwischenlager eine Achsenregulierungsbüchse (Zentrierbüchse ?) eingesetzt worden ist. In diesem Fall haben wir zwar die gleiche Tendenz wie bei den in der Abb. 12 dargestellten berechneten Ergebnisse, praktisch haben jedoch die Biegeverformungen in Nr. 5 und Nr. 6 das gleiche Vorzeichen. Es wird angenommen, dass dies daher rührt, dass die Kurbelwelle von den Hauptlagern Nr. 6 und Nr. 7 getrennt ist ( sich gelöst hat ?) und dass dadurch veränderte Auflagerungsbedingungen entstanden sind. Wenn sich in dieser Weise die Kurbelwelle von den Hauptlagern getrennt

hat, dann bekommt man eine gänzlich verschiedene Verteilung der Biegemomente in der Kurbelwelle, und bei der Mittellinieneinregulierung der Kurbelwelle (Zentrierung der Kurbelwelle ?) muss man deshalb auch im Hinblick auf das Spiel im unteren Teile des Hauptlagers entsprechend grosse Aufmerksamkeit verwenden.

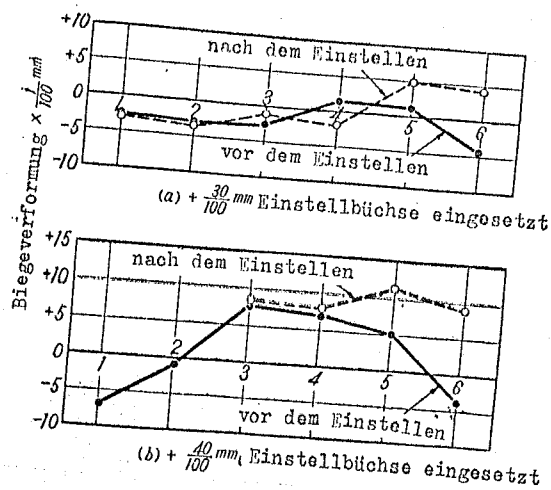
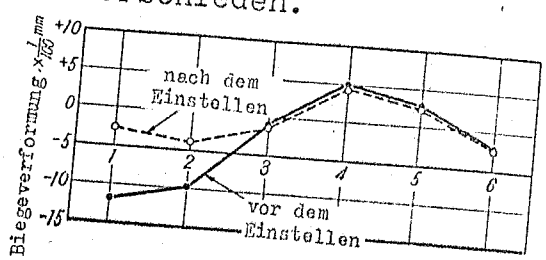



Abb. 19a und b

Die Änderung der Biegeverformung der Kurbelwelle beim Einsetzen einer Einstellbüchse (Zentrierüchse ?) in ein Zwischenlager (MAN, K6 V 45/66)

Die Abb. 20 zeigt sodann ein Beispiel, bei welchem man das Hauptlager an einer Stelle gehoben und an einer anderen Stelle abgesenkt hat. Auch in diesem Falle ist es zwar fraglich, ob man aus der Berechnung, wie sie in der Abb. 15 dargestellt ist, ohne weiteres die Schlußfolgerung ziehen darf, da man jedoch das praktische Beispiel in den Einregulierungsergebnissen bei dem Hauptlager 1 und dem Hauptlager 2 an den Enden des Motors, so sind die Auflagerungsbedingungen von der Rechnung gänzlich verschieden, demzufolge sind auch die Ergebnisse verschieden.




Die Änderung beim Einregulieren der Hauptlager Nr. 1 und Nr. 2 um - 0,06 und + 0,06 mm (MAN K 6 V 45/66)

Abb. 20

Über das oben beschriebene Beispiel der Einregulierung der Achsenmittellinie (der Wellenzentrierung ?) ist zwar in geringem Umfang berichtet worden, eine praktische Kurbelwelle besitzt jedoch eine endliche Länge, und da zudem die Unterstützungsbedingungen der Hauptlager sich zum grössten Teil von den einfachen Unterstützungen unterscheiden, so müssen diese Einflüsse insgesamt bei der theoretischen Berechnung berücksichtigt werden.

## 9. Zusammenfassung

In der vorliegenden Forschungsarbeit ist zwar über verschiedene problematische Punkte, welche die Biegeverformung der Kurbelwelle betreffen, berichtet worden, ganz allgemein sind jedoch die die Spannungen in der Kurbelwelle betreffenden Probleme überaus kompliziert. Wir sind deshalb der Ansicht, dass auch in der Zukunft die Forschung auf diesem Gebiet weitergeführt werden muss.

Wir schätzen uns glücklich, wenn der vorliegende Bericht einen Beitrag zu dieser Forschung gegeben hat.

## Literaturhinweise

1.) Yamomoto: Zeitschrift der japanischen Gesellschaft für Seefahrt Heft Nr. 14

2.) S.F.Dorey: N.E.C. Institution, 1939

3.) Fa. B & W: Maschinenbedienungsanleitung

4.) L.H.Morrison: Diesel Engineering Handbook

5.) Taiko, Neda: Sammlung von Berichten der japanischen Schiffsbaugesellschaft, Heft 105

6.) Japanische Gesellschaft für Schiffsantriebsmotoren: Forschungsarbeiten über den Entwurf und die Berechnung von Wellensystemen für Schiffsantriebsmotoren. Berichte Nr. 1 und 2

7.) Akaishi, Kiyomizu: noch nicht veröffentlicht (firmeninterner Bericht Nr. 0052)

8.) Akaishi, Kiyomizu:noch nicht veröffentlicht (firmeninterner Bericht Nr. 63-03)

9.) Forschungsarbeiten des Ausschusses der Gesellschaft für Schiffsbau: Maschinelle Einrichtungen, Band 2 (Seefahrtministerium)

10.) Hayagawa: Hitachi Schiffbauberichte Heft Nr. 2

11.) Koedomo, Kawamoto: Mitsui Schiffbauberichte Heft Nr. 5