

Jan Hartmann, Gerhard Schenkluhn

Leistungsmessung an der Treibstange einer Kolbenmaschine

Die klassische Art der Untersuchung einer Kolbenkraftmaschine ist das Indizieren. Man kann die Leistung und andere wichtige Ergebnisse aber auch durch Dehnungsmessungen an der Treibstange erhalten, wie in DME 2/95 S. 10 – 12 näher ausgeführt [1 u. 2]. Die im Nachfolgenden beschriebene Untersuchung diente einem kritischen Vergleich des Indizierens mit der Dehnungsmessung. Dabei zeigte sich, daß die Leistung und ihre Verteilung auf die beiden Zylinderhälften auf beiden Wegen sehr gut zu bestimmen sind. Das Indizieren liefert außerdem Informationen über die Vorgänge im Zylinder für die Einstellung der Steuerung – die Dehnungsmessung nur in geringerem Umfang. Dafür läßt die Dehnungsmessung zusätzliche Aufschlüsse über die mechanischen Vorgänge im Triebwerk zu, eignet sich für Fernmessungen und für Messungen an Maschinen, die nicht zum Indizieren eingerichtet sind.

Einführung

Die vorliegende Untersuchung des Labors für Schiffsfestigkeit der Fachhochschule Bremen soll zu einer relativ einfachen Methode zur Untersuchung der Maschine von Museumsbahn-Dampflokotiven führen. Diese Lokotiven haben oft keine Indizieranschlüsse. Außerdem ist das Indizieren während der Fahrt schwierig und nicht ungefährlich und heute kaum noch jemandem vertraut. Demgegenüber ist die elektrische Messung der Dehnung der Treibstange leicht möglich, völlig ungefährlich und relativ weit verbreitet. Die Verfasser haben 1994 Dehnungsmessungen an der Lokomotive DHEF 1 der Delmenhorst-Harpstedter Eisenbahnfreunde durchgeführt und die Eignung des Verfahrens für Leistungsmessungen gezeigt.

Nun wurde zu Vergleichszwecken eine Maschine nach beiden Verfahren untersucht. Dank des Entgegenkommens der „Schiffergilde“ wurde Dampfbrecher „Wal“ in Bremerhaven für die Versuche ausgewählt. Dieses Schiff hat eine Dreifach-Expansions-Maschine, die zunächst wenig Verwandtschaft mit einer Lokotivmaschine hat. Deshalb – und aus Kostengründen – beschränkte sich die Untersuchung auf das Hochdruck-Triebwerk (ZylØ 480 mm, Hub 900 mm). Um es zu schonen, wird es mit nur etwa 4 bar und mit normalerweise nicht mehr als etwa 85 U/min betrieben. Dabei liegt der Gegendruck – d. h. der Druck, mit dem der Dampf den Hochdruckzylinder verläßt und in den Mitteldruck eintritt – bei etwa 0,2 bar, so daß die Verhältnisse denen einer Lokotivmaschine doch nicht ganz unähnlich sind.

Allerdings wird die Schiffsmaschine nur über den Dampfdruck gefahren, da eine Verstellung der Füllung nur bei stehender Maschine möglich ist und einige Zeit erfordert. Diese im Lokbetrieb undenkbar Fahrweise ist im Schiffsbetrieb durchaus vertretbar, da hier längere Fahrten mit Teillast selten sind. Sie hatte aber zur Folge, daß die Messungen nur bei einer und derselben Füllung vorgenommen werden konnten. Das im Nachfolgenden vorgestellte Meßverfahren ist für alle Arten von Kolbenkraftmaschinen geeignet. Bei höheren Drehzahlen sind allerdings einige Schwierigkeiten bei der praktischen Durchführung zu überwinden.

Durchführung der Messungen

An der Treibstange des HD-Zylinders waren Dehnungsmeßstreifen (DMS) so geklebt und geschaltet, daß die Biegung der Stange durch die Massen-

kräfte nicht in die Meßergebnisse einging, sondern reine Druck- bzw. Zugdehnungen registriert wurden. Die Verbindung zu den Verstärkern wurde durch ein freihängendes Kabel hergestellt. Dieses war etwas kritisch, da das Kabel bei voller Drehzahl stark hin- und herschlug und bei höherer Drehzahl wohl bald zerstört worden wäre. Diese einfache Anordnung scheint möglich zu sein bis zu Geschwindigkeiten von etwa 1,3 m/s des sich bewegenden Kabelendes. Andernfalls ist das Kabel durch eine Lenkeranordnung zu führen oder auf drahtlose Übertragung der Meßsignale überzugehen.

Zur Markierung des oberen Totpunktes war ein Blechstreifen so angebracht, daß er von der Kurbel des HD-Triebwerkes an ihrem höchsten Punkt um etwa 5 mm angehoben wurde. Die dadurch in dem Blech entstehenden Dehnungen wurden über einen DMS registriert und erlaubten die genaue Festlegung des Totpunktes auf dem Meßschieb und damit auch die genaue Ermittlung der Drehzahl.

Zum Indizieren wurde ein normaler Indikator eingesetzt, der an den Indizieranschluß der Maschine angeschlossen wurde. Durch einen Umschaltahh konnte er nach Wunsch mit der Ober- oder Unterseite des Zylinders verbunden werden, wodurch je ein Indikatorschrieb für den Vor- und den Rückhub aufgenommen wurde. Die Maschine verfügt an jedem Zylinder über einen mechanischen Hubverminderer zum Antrieb der Indikatortrommel. Verwendet wurde eine Feder mit der Federkonstanten 10 mm/bar. Für die Auswertung wurde dieser Maßstab als 10 mm / 10 N angenommen.

Während der Messungen am 8. 6. 1996 von Bremerhaven auf der Außenweser bis zur Robbenplate und zurück fuhr das Schiff bei schwachem Wind, Seegang etwa Null und einer Lufttemperatur von etwa 25 °C einige Zeit mit gleicher Umdrehungszahl von 85 U/min. Die Hauptmaschine war vor den Messungen bereits einige Stunden in Betrieb, so daß sie gut durchgewärmt war. Der Schrieb der DMS-Signale zeigte auch einen stationären Zustand, der im übrigen ja keine Voraussetzung für den Zweck der Untersuchung war. Der Meßplatz für die DMS-Messung war in der Nähe der Zylinderstation in einer Kammer eingerichtet worden. Daher war eine Sichtverbindung zum Ort der Indikatormessung möglich, und es konnten die DMS-Messungen markiert werden, die gleichzeitig mit den Indikatorschrieben aufgenommen wurden. Die eigentlichen Messungen dauerten dann nur Sekunden.

Meßergebnisse sind die Indikatorschriebe und die in Abständen von 0,01 s gemessenen und auf Magnetband gespeicherten Dehnungswerte. Die hier gezeigten Schriebe der Dehnungsmessungen sind allerdings Sekundärerzeugnisse. Primär werden elektrische Spannungen gemessen und digital gespeichert. Deshalb kann man die Meßwerte auch als Zahlentabellen ausgeben. Die Genauigkeit der Messungen ist durch die dort niedergelegten Zahlenwerte gegeben und kann durch Maßstabänderungen der zeichnerischen Darstellungen nicht vergrößert werden. Letztere sind dann wichtig, wenn die Auswertung in anderen als den Meßintervallen von 0,01 s vorgenommen wird, und auch für den zur Beurteilung benötigten bildhaften Eindruck vom dargestellten Geschehen.

Leistungsermittlung durch Indizieren

Beim Indizieren wird der Druck im Zylinder laufend gemessen und durch ein mechanisches Schreibgerät über dem Kolbenweg als Basis aufgezeichnet. Es entsteht dabei ein geschlossener, bananenförmiger Kurvenzug, dessen Flächeninhalt ein Maß für die bei dem betreffenden Hub im Zylinder geleistete Arbeit ist. Man kann die Druckverläufe von mehreren Hüben übereinander aufzeichnen. An sich bezieht sich die im Indikator diagramm dargestellte Arbeitsfläche aber immer nur auf einen einzigen Hub, danach sollte das Registrierpapier ausgewechselt werden. Der Schreibapparat (d. h. der Indikator selbst) muß deshalb gut zugänglich sein.

Im allgemeinen wird gesagt: Leistung (P) ist Arbeit (W) je Zeiteinheit (t), mathematisch:

$$\langle 1 \rangle P = W / t \quad [W] = [Nm / s]$$

Die Einheitengleichung zeigt auch: Leistung ist Kraft (F) mal Geschwindigkeit (v), wobei die Richtungen der Kraft und der Geschwindigkeit gleich sein müssen:

$$\langle 2 \rangle P = F \cdot v \quad [W] = [N \cdot m/s]$$

Schließlich ist Kraft gleich Druck (p) mal Fläche (A):

$$\langle 3 \rangle F = p \cdot A \quad [N] = [bar \cdot m^2] = [N/m^2 \cdot m^2]$$

Durch das Indizieren wird der Dampfdruck in Abhängigkeit von der Kolbenstellung aufgenommen. Der abgebildete Indikatorschrieb zeigt in der Höhe den jeweiligen Dampfdruck auf den Kolben, aus dem sich der mittlere Dampfdruck (p_m) während einer Umdrehung messen oder errechnen läßt. Die Kolbenoberfläche (A_{ko}) läßt sich aus den Durchmesser des Zylinders und der Kolbenstange leicht berechnen. Mit diesen Werten wird $\langle 3 \rangle$ zu:

$$\langle 4 \rangle F_m = p_m \cdot A_{ko}$$

Nun benötigen wir noch die mittlere Kolbengeschwindigkeit v_m aus Weg je Zeit. Da bei einer Umdrehung der Kolben den zweifachen Weg des Hubes (h) zurücklegt lautet, die Gleichung:

$$\langle v_m \rangle = 2 \cdot h / t \quad [\text{m/s}]$$

Kräfte, Drücke und Kolbenoberflächen sind getrennt für die Ober- und Unterseite zu bestimmen und werden mit den Indizes o bzw. u gekennzeichnet. Die Leistung der Maschine setzt sich dann aus der Arbeit beim Vor- und beim Rückhub des Kolbens zusammen. Somit müssen die jeweiligen Leistungen addiert werden.

Bei den Versuchen, über die hier berichtet wird, waren die gemessenen Eingangsgrößen:

$$p_{mo} = 1,29 \text{ bar} = 12,9 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

$$p_{mu} = 1,61 \text{ bar} = 16,1 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

$$A_{koo} = 0,181 \text{ m}^2$$

$$A_{kou} = 0,168 \text{ m}^2$$

$$h = 0,9 \text{ m}$$

$$n = 85 \text{ 1/min} = 1,42 \text{ 1/s}$$

Aus diesen Werten wurden errechnet:

$$v_m = 2 \cdot 0,9 / 1,42 \text{ m/s} = 1,27 \text{ m/s}$$

$$P_o = 12,9 \cdot 10^4 \cdot 0,181 \cdot 1,27 \text{ W} = 29,65 \text{ kW}$$

$$P_u = 16,1 \cdot 10^4 \cdot 0,168 \cdot 1,27 \text{ W} = 34,35 \text{ kW}$$

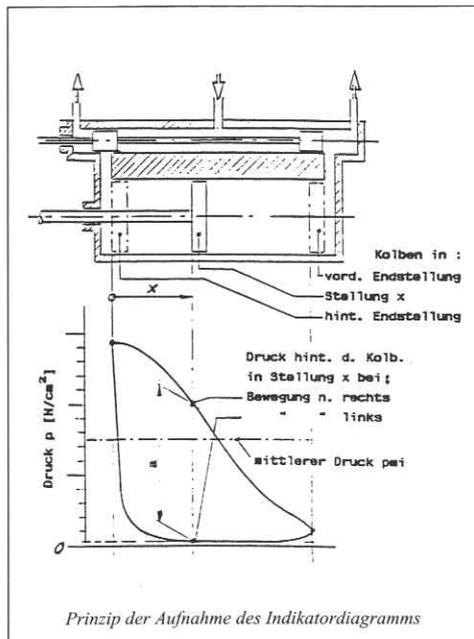
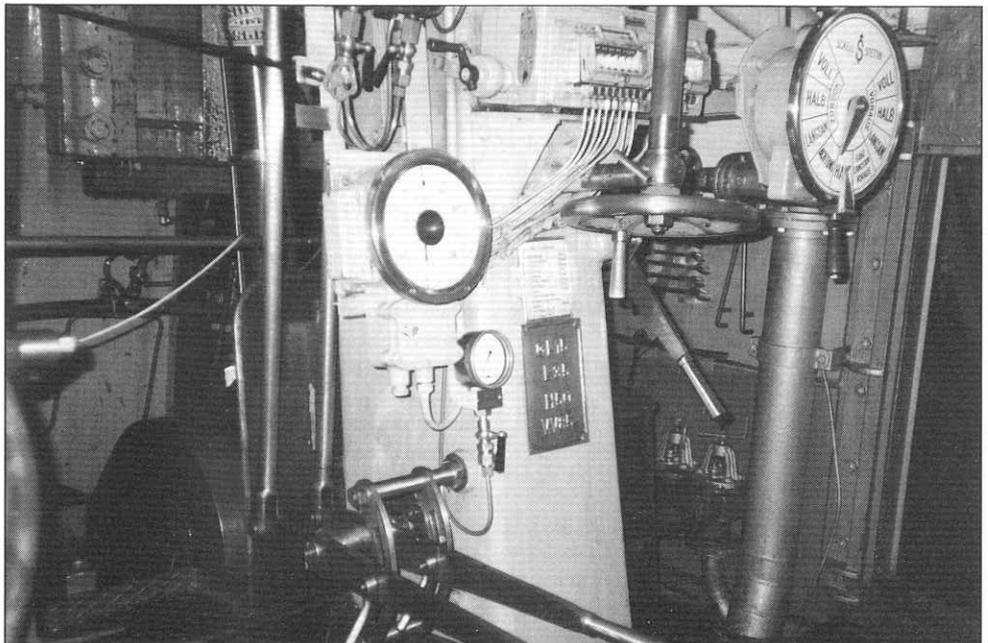
$$P_i = P_o + P_u = 64,00 \text{ kW}$$



Oben: Dampfsechwerer Wal in Bremerhaven

Mitte: Fahrstand der Hauptmaschine. Zu sehen sind unten der Umsteuerhebel, in der Mitte der Drehzahlmesser des Propellers, daneben das Handrad für das Manörierventil, rechts der Maschinentelegraph und im Hintergrund die Treibstange und Kurbel des HD-Zylinders.

Unten: Indizieren auf der Zylinderstation



Leistungsermittlung durch Dehnungsmessungen

Die Dehnungsmessung führt zur Leistung an der Treibstange (P_T), die um Reibungsverluste in Kolbenstangenstopfbuchse, Kreuzkopflager und -gleitbahn niedriger ist als P_i . Der dabei angewendete Rechengang sei kurz geschildert:

Wird ein Stab in seiner Längsrichtung durch eine Kraft F [N] gezogen (oder gedrückt), so verlängert (oder verkürzt) er sich um einen Betrag. Als „Dehnung“ (ϵ) gilt das Verhältnis von Verlängerung (Δl) des Stabes zu seiner Ausgangslänge (l):

$$\langle 6 \rangle \epsilon = \Delta l / l$$

Die Dehnung ist proportional der „Spannung“ (σ) innerhalb des Stabes:

$$\langle 7 \rangle \sigma = F / A \quad [\text{N/cm}^2]$$

Mit dem materialabhängigen Elastizitätsmodul (E):

$$\langle 8 \rangle \sigma = \epsilon \cdot E \quad [\text{N/cm}^2]$$

Multipliziert man die Spannung mit der Querschnittsfläche A der Stelle, an der die Spannung herrscht, so erhält man umgekehrt die wirkende Kraft F :

$$\langle 9 \rangle F = \sigma \cdot A = \epsilon \cdot E \cdot A \quad [\text{N}]$$

Nun werden an einer bestimmten Stelle auf der Treibstange die Dehnungen mittels Dehnungsmeßstreifen elektrisch gemessen – und zwar über den Verlauf einer Kurbelumdrehung. Nach Formel $\langle 9 \rangle$ lassen sich die jeweiligen von der Kurbelstellung bzw. von der Winkelgeschwindigkeit (ω) und der Zeit (t) abhängigen Kräfte errechnen, mathematisch bezeichnet mit $F_T(\omega t)$.

Leistung ist nach Gleichung $\langle 2 \rangle$ als Produkt aus wirkender Kraft und Geschwindigkeit $v_T(\omega t)$ definiert, hier:

$$\langle 10 \rangle P_T(\omega t) = F_T(\omega t) \cdot v_T(\omega t) \quad [\text{W}]$$

Für unsere Betrachtungen interessieren die zu bestimmten Zeitpunkten innerhalb einer Kurbelumdrehung gerade herrschenden Kräfte, Geschwindigkeiten und Leistungen weniger, sondern vielmehr die über eine Kurbelumdrehung gemittelte

Treibstangenleistung.

Die Berechnung erfolgt auf dem Rechenblatt für Kurbelwinkel $\alpha = \omega t$ [°] in 20-Grad-Schritten, aus denen der Mittelwert gebildet wird. Dabei ist eine Aufspaltung auf die beiden Bereiche $0^\circ - 180^\circ$ und $180^\circ - 360^\circ$ naheliegend, die der oberen bzw. unteren Zylinderhälfte entsprechen. Natürlich könnte diese Berechnung auch on-line über Integrationsalgorithmen durchgeführt werden, doch erscheint die tabellarische Durchführung für den vorliegenden Zweck als vorteilhafter, da sie Fehler und ungewöhnliche Werte schneller zu erkennen gestattet.

Zur Ablesung der Dehnungswerte wurde auf eine Glättung der Kurve verzichtet. Sie würde keinen wesentlichen Einfluß auf die Ergebnisse haben. Das gleiche gilt für die Überlegung, die Rechenschritte kleiner zu machen. Hierzu ist zu überlegen, daß bei der Meßfrequenz von 0,01 s und einer Drehzahl von 85 U/min etwa alle 5° eine Messung erfolgt. 5° wären also der kleinste sinnvolle Rechenschritt, doch schien eine Anwendung so kleiner Schritte keine vernünftige Verbesserung des Ergebnisses mehr zu erbringen.

Die Berechnung der Leistung an der Treibstange aus der dort stattgefundenen Dehnungsmessung ergab:

$$P_T = 62 \text{ kW}$$

und somit einen Reibungsverlust von:

$$(P_i - P_T) \cdot 100 / P_i = 3,5 \%$$

Nach den bei Dampflokotiven getroffenen Überschlägen liegen o. g. Reibungsverluste zwischen 3 bis 8 % von P_i . Der hier ermittelte Reibungsverlust entspricht trotz der grundverschiedenen Ermittlungen der Leistungen von P_i und P_T überraschend gut. Man wird der Leistungsermittlung durch Dehnungsmessungen an der Treibstange demnach voll vertrauen dürfen.

Die dem Vortrieb des Schiffes nützliche Leistung ist übrigens noch geringer. Denn die Leistung an der Treibstange reduziert sich ferner um die Reibungsverluste in den Kurbelwellenlagern einschließlich des Drucklagers und der Schraubenwellenlager, der Steuerung und – sofern vorhanden

– den angehängten Hilfsmaschinen, deren Leistung selbst auch von der Hauptmaschine aufgebracht wird. Schließlich ist auch der Wirkungsgrad des Propellers und seiner Anordnung einzubeziehen.

Bei den üblichen doppeltwirkenden Zylindern sollen die Kräfte bei beiden Hübten möglichst gleich groß sein. Das ist bei beiden Verfahren leicht nachzuprüfen. Nach der Berechnung beträgt das Verhältnis der Leistungen bei Vor- und Rückhub gemessen durch Indizieren sowie durch Dehnungsmessungen:

$$P_{T \text{ unten}} / P_{T \text{ oben}} = 1,16$$

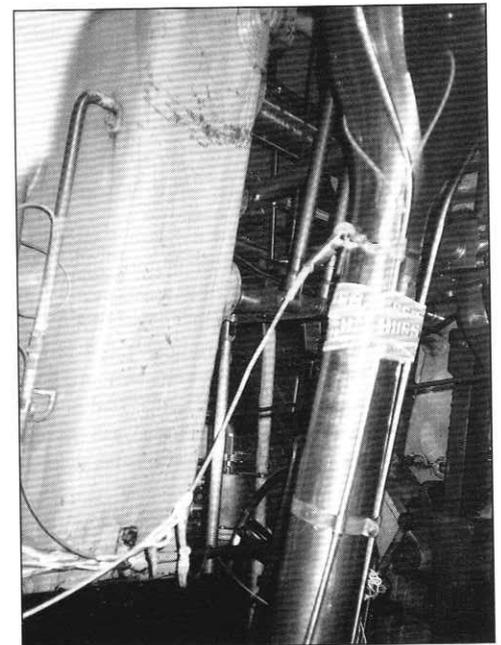
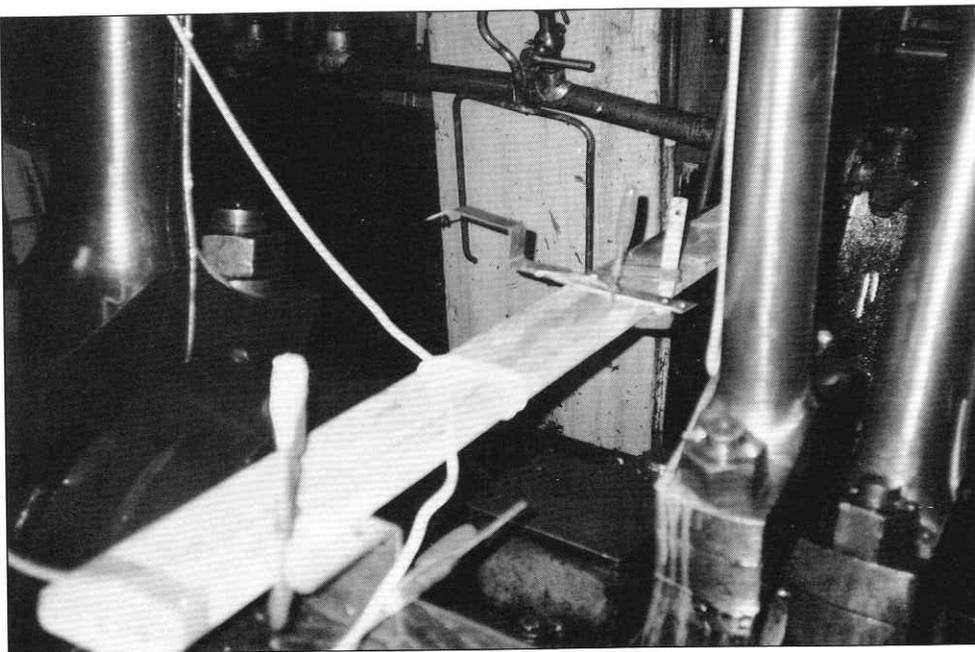
$$P_{T \text{ unten}} / P_{T \text{ oben}} = 1,17$$

Auch hier decken sich die nach beiden Verfahren gewonnenen Ergebnisse relativ gut. Außerdem zeigt sich die verbesserungswürdige Leistungsverteilung, was durch die Untersuchung gar nicht angestrebt wurde. Dazu müßte die Schiebereinstellung geändert werden.

Kräfte im Triebwerk

Während die Kraft in der Treibstange durch die Dehnungsmessungen unmittelbar erhalten wird, ist das beim Indizieren keineswegs der Fall. Dazu vergleicht man die stark unterschiedlichen Kurven für den Dampfdruck im Zylinder (der etwa der Dampfkraft entspricht) und für die Dehnung in der Treibstange (die etwa der Kraft darin entspricht). Die Dampfkraft erhält man durch Multiplikation des Druckes im Zylinder mit der Kolbenfläche, dabei sind die Kräfte von Kolbenober- und -unterseite vorzeichenrichtig zu addieren. Diesen Dampfkraften sind die Massenkräfte der hin- und hergehenden Massen zu überlagern. Hierbei wurden eine Reihe von Vereinfachungen vorgenommen. In einer Zahlentafel wurden die Kräfte in der Treibstange in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel berechnet.

Es sollte nun untersucht werden, ob man auch aus dem Indikatorschrieb die Treibstangenkräfte entwickeln kann. Dabei sind die Dampfkraften auf den Kolben einfach zu erhalten. Sie sind vorzeichenrichtig zu addieren. Ihnen sind die Massenkräfte



der beschleunigten, hin- und hergehenden Massen zu überlagern. Diese Massen (Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf und Teil der Treibstange oberhalb der DMS) wurden mangels zeichnerischer Unterlagen überschlägig zu $m = 500 \text{ kg}$ berechnet. Bei der Beschleunigung selbst wurde der Einfluß der endlichen Treibstangenlänge vernachlässigt, da er einmal die Berechnung sehr kompliziert hätte, andererseits gerade im Bereich der größten Beschleunigungen (d. h. im Bereich der Totpunkte) für die Leistung kaum Bedeutung hat. Weiter wurden vernachlässigt die Reibung in Kolbenstangenstopfbuchse und Kreuzkopfführung sowie die geringe Vergrößerung der Treibstangen gegenüber der Kolbenstangenkraft durch die Richtungsunterschiede zwischen diesen Stangen. Mit $r = 0,45 \text{ m}$ und $\omega = 8,98 \text{ 1/s}$ ist die Beschleunigung a:

$$\langle 11 \rangle a(\omega t) = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t \quad [\text{m/s}^2]$$

Die Kräfte

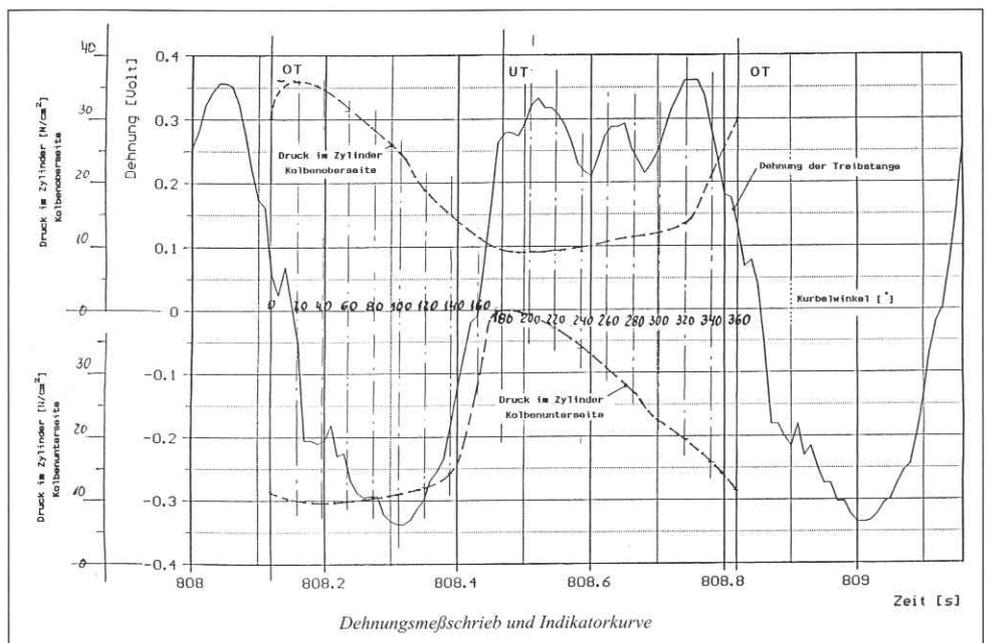
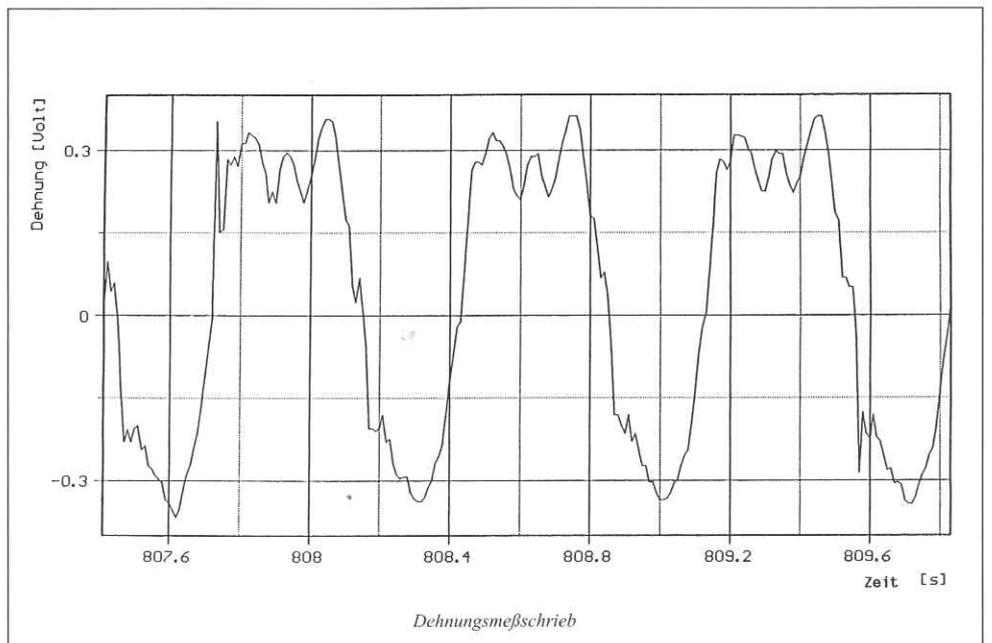
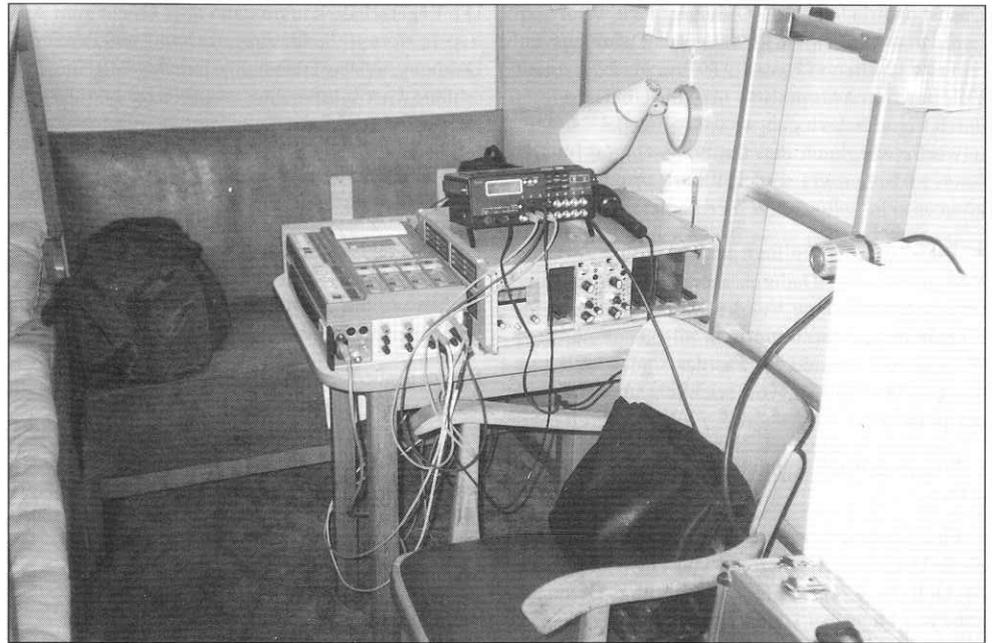
$$\langle 12 \rangle F(\omega t) = m \cdot a(\omega t)$$

wurden jeweils zu den Kräften addiert und mit den gemessenen Kräften verglichen.

Auf diese Weise wurden die errechneten und die gemessenen Kräfte in der Treibstange einander gegenübergestellt, zeichnerisch über dem Kurbelwinkel. Beide Kurven haben eine unbezweifelbare Ähnlichkeit. Merkwürdigerweise ist diese in dem „anormalen“ Bereich von 180° bis 360° größer als sonst. Da hier die Ergebnisse von zwei grundverschiedenen Meßverfahren miteinander verglichen werden, die zudem noch mehrfach umgerechnet und vereinfacht wurden, ist das Maß der Übereinstimmung nicht ganz schlecht. Wenn man wirklich etwas über die Triebwerkkräfte wissen will, sollte man die Dehnungsmessung vorziehen, da diese tatsächlich an Ort und Stelle mißt.

Bei einer Dampfmaschine wird vor Ende des Kolbenhubes, bei dem der Dampf nach Arbeitsleistung aus dem Zylinder ausgeschoben wird, der noch in der jeweiligen Zylinderhälfte befindliche Dampf komprimiert. Außerdem wird schon vor Erreichen des Totpunktes Frischdampf eingelassen, um die in Bewegung befindlichen Massen von Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf und Treibstange bis zum Stillstand abzubremesen. Beides führt zu einem Gegendruck im Zylinder und somit zu einem Leistungsverlust. Natürlich läßt sich die Kompression nicht exakt so steuern, daß die bewegten Massen allein durch sie gerade zum Stillstand gebracht werden. Die fehlende bzw. überschüssige Kraft kommt von der Kurbelwelle und wird durch das Kurbelzapfenlager auf die Treibstange übertragen. Diese Differenzkraft, und damit die Belastung des Kurbelzapfenlagers, soll möglichst gering bleiben.

Der aufgenommene Schrieb zeigt eine Dehnung (und damit Kraft) im oberen Totpunkt (OT) von etwa 23 % der größten Dehnung. Dieser Betrag, der im Lokomotivbetrieb in ähnlicher Größenordnung gemessen wurde [1], erscheint reichlich hoch. Allerdings ist unklar, ob die Maschine bei geringerer Kompression noch ruhig laufen würde. Im unteren Totpunkt (UT) liegt die Dehnung mit 75 % der Höchstdehnung in Nähe der durchschnittlichen Dehnung.



Fotos vorherige Seite: HD-Treibstange mit DMS-Meßstreifen und der Totpunktgeber

Foto diese Seite oben: DMS-Meßplatz

Das ist natürlich nicht in Ordnung, auch wenn man von der abnormen Ausbildung des Dehnungsverlaufes zwischen UT und OT absieht. Es handelt sich bei der Anormalität um die Überlagerung durch einen Schwingungsvorgang, wobei der Mittelwert etwa gleich den Größtdehnungen im Bereich zwischen OT und UT ist. Ursachen dafür könnten sein:

- Eine zu große Füllung und/oder eine zu frühe Voreinströmung. Dadurch arbeitet die Kolbenunterseite fast wie eine Volldruckmaschine. Dem Indikatorschrieb entnimmt man allerdings nur eine Füllung von etwa 60 %, was der an der Maschine eingestellten Füllung von reichlich 50 % in etwa entspricht.
- Eine zu große Kompression an der Kolbenunterseite
- Eine Nachgiebigkeit der oberen Lagerschale, des Kurbelzapfenlagers oder/und von Lagerschalen im Bereich der Kreuzkopfbolzenlagerung. Demnach gäbe das Lager bei Überschreiten einer Last nach, die einer Zugdehnung von $\epsilon = 9,6 \cdot 10^{-6}$ [1] und damit einer Kraft von etwa $F_1 = 24$ kN entspricht. Im Augenblick des Nachgebens findet praktisch keine Kraftübertragung im Lager mehr statt, dementsprechend geht die Dehnung plötzlich zurück.

Die Lagerschale kommt dann aber erneut zum Anliegen, worauf die übertragene Kraft und damit die Dehnung in der Treibstange wieder ansteigt. Die erhöhte Last führt wieder zum Nachgeben der Lagerschale, worauf das Spiel von vorne beginnt.

Möglicherweise läßt sich diese Erscheinung schon durch ein späteres Schließen des Auslaßkanals beheben. Daneben sollten die Lager untersucht werden. Die registrierte Dauerwechselbelastung dürfte im Langzeitbetrieb zu einem Lagerschaden führen, auch wenn die absolute Belastung des nachgiebigen Lagers nicht groß ist.

Die zu große Kompression an der Kolbenunterseite macht sich im Indikatorschrieb auch für den Fachmann nicht bemerkbar. Jedenfalls würde man die unterschiedlichen Lagerbelastungen nicht erwarten. Man sieht daran, daß das Indizieren durchaus nicht alle Informationen bietet, die für die Beurteilung des Arbeitens der Maschine wünschenswert sind.

Schluß

Auf Grund der hier und auch schon in [1] gemachten Feststellungen müßte ein kritischer Vergleich der beiden Verfahren zur Untersuchung einer Kol-

benmaschine u. E. folgendermaßen aussehen:

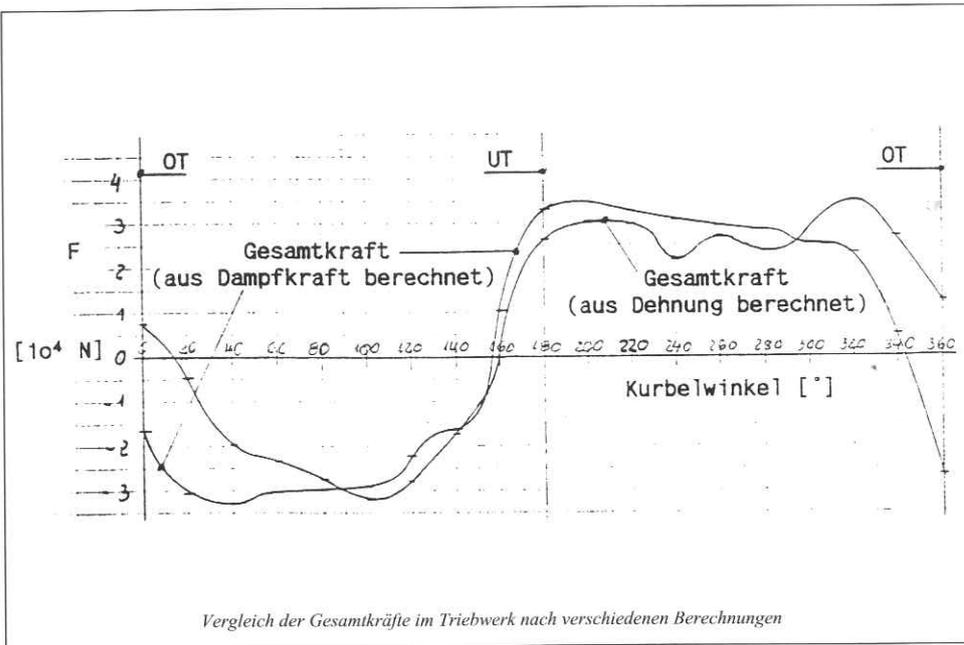
- 1.) Zur Feststellung der Leistung und ihrer Verteilung auf die beiden Zylinderhälften sind beide Verfahren gleich gut brauchbar.
- 2.) Bei der näheren Untersuchung der Vorgänge im Zylinder ist das Indizieren überlegen.
- 3.) Das Kräftespiel im Triebwerk ist allein den Dehnungsmessungen zugänglich. Mit ihnen werden aber auch die Wirkungen der Kompression im Zylinder besser als beim Indizieren erfaßt. Mit Dehnungsmessungen sind auch Triebwerksschäden zu erkennen, durch das Indizieren nicht.
- 4.) Wenn Anschluß und/oder Bedienung des Indikators aus irgendwelchen (auch personellen) Gründen Schwierigkeiten machen, ist die Dehnungsmessung weit überlegen.

Die Verfasser hoffen, daß Dehnungsmessungen am Triebwerk von Kolbenmaschinen auf Grund dieses Befundes in Zukunft häufiger durchgeführt werden. Was die Benutzung bei Museumsmaschinen (auf Schiffen, Lokomotiven und stationären Anlagen) betrifft, so wäre das auch ein Beitrag zur Erhaltung und Weitergabe von Ingenieurwissen über diese alten schönen Maschinen, das z. Z. bedauerlicherweise völlig verloren zu gehen droht.

Abschließend möchten die Verfasser der Schiffergilde Bremerhaven für die großzügig gewährte Unterstützung und für das freundliche Entgegenkommen der Besatzung von D. „Wal“ danken, insbesondere Herrn G. Schumacher. Ebenso gilt unser Dank den Herren Prof. Dipl.-Ing. H. Köneke und cand.-ing. N. Orłowski von der Hochschule Bremerhaven für das Indizieren der Maschine.

Literatur

- [1] Hartmann J. und G. Schenkluhn: Die Leistung an der Treibstange einer Dampflokomotive, unveröffentlichter Bericht. Bremen 1994
- [2] dies.: Leistung an der Treibstange einer Dampflokomotive, verkürzte Fassung von [1] in „Die Museums-Eisenbahn“ 2/95, S. 10 ff
- [3] Tieroff, Heinz: Die Kolbendampfmaschine, Bd 1, Fachbuchverlag Leipzig, Leipzig 1956
- [4] Hoffmann, Karl: Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmeßstreifen, Darmstadt 1987



Schmalspurdampflok 99 5906 der Harz Querbahn

Weißmetall Komplettbausatz mit Messingfeingußteilen, Ätzbeschriftung, Neusilbergußrädern und feingeätzter Steuerung sowie vormontiertem Fahrwerk.

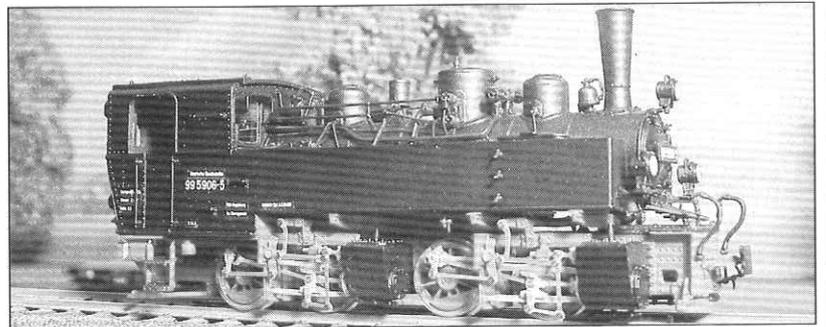
Best.-Nr.: 6013 (H0e) mit Mabuchi-Motor

Best.-Nr.: 100105 (H0e) mit Faulhaber Motor

Best.-Nr.: 6213 (H0m) mit Mabuchi Motor

Best.-Nr.: 100106 (H0m) mit Faulhaber Motor

Unseren Gesamtkatalog erhalten Sie gegen 14,- DM in Briefmarken oder gegen V-Scheck.



WEINERT MODELLBAU - Mittelwendung 7 - 28844 Weyhe-Dreye