

THEORETISCHE UND KINEMATOGRAPHISCHE UNTERSUCHUNG VON DAMPFHÄMMERN

MIT SELBSTTÄTIGER SCHIEBERSTEUERUNG

VON

INGENIEUR OTTO FUCHS,

PRAG-SMICHOW.

MIT 13 IN DEN TEXT GEDRUCKTEN ABBILDUNGEN UND 2 TAFELN.

SPRINGER-VERLAG BERLIN HEIDELBERG GMBH
1909.

**THEORETISCHE UND KINEMATOGRAPHISCHE
UNTERSUCHUNG VON DAMPFHÄMMERN
MIT SELBSTTÄTIGER SCHIEBERSTEUERUNG**

VON

INGENIEUR OTTO FUCHS,
PRAG-SMICHOW.

MIT 13 IN DEN TEXT GEDRUCKTEN ABBILDUNGEN UND 2 TAFELN.

Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH
1909

Additional material to this book can be downloaded from <http://extras.springer.com>.

ISBN 978-3-662-40716-5 ISBN 978-3-662-41198-8 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-41198-8

Die experimentellen Untersuchungen werden mit Unterstützung der
„Gesellschaft zur Förderung deutscher Wissenschaft, Kunst und Literatur in Böhmen“
durchgeführt.

Theoretische Betrachtungen.

Über die Gesichtspunkte, von welchen bei der Ausmittlung einer Schiebersteuerung zu einem selbststeuernden Dampfhammer auszugehen ist, um denselben sicher und ökonomisch arbeiten zu lassen, ist bis jetzt in der Literatur so ziemlich nichts bekannt. Angaben über die Berechnung von Dampfhämmern werden wohl von Hauer gemacht*), doch entbehren sie bezüglich der selbststeuernden Hämmer der entsprechenden Gründlichkeit und wird namentlich in keiner Weise daran gedacht, die Bedingungen für die günstigste Dampfverteilung aufzusuchen. Auch die modernen Theoretiker haben sich um dieses Gebiet, das zwischen der mechanischen Technologie und der Dampfmaschinenlehre liegt, nie viel gekümmert und die Praktiker sind wohl damit zufrieden, wenn ein Hammer sicher und widerstandsfähig gebaut ist und regulierfähig arbeitet, was mit darauf zurückzuführen ist, daß bei der Bestellung von Hämmern keinerlei Leistungsgarantie erfolgt. Der Dampfhammer besitzt allgemein den Ruf eines unverbesserlichen Dampffressers; der Ruf der unbedingten Unverbesserlichkeit erscheint jedoch wohl nur zu jenem Teile gerechtfertigt, der die Dampfverluste betrifft, gewiß aber nicht bezüglich seines nutzbaren Verbrauches. Die hohen Verluste rühren einerseits davon her, daß infolge der auftretenden Stöße ein rascher Verschleiß der dichtenden Teile unvermeidlich ist, so daß die Lässigkeit bedeutend wird, andererseits die Abkühlung, namentlich bei minder beanspruchten Hämmern, beträchtlich ist. Allerdings ließe sich gewiß auch hier durch entsprechende Isolierung der Leitungen und Zylinder, Verwendung von Dampfmänteln und überhitztem Dampf, in erster Reihe aber durch eine zweckmäßige Entwässerung vor und hinter dem Zylinder — also lauter Dinge, die im Dampfmaschinenbau bereits selbstverständlich sind — so manches bessern, und sollte es zweifellos nicht vorkommen, daß, in sonst hochökonomisch geleiteten Betrieben, lange, oft unisolierte Leitungen zu den Hämmern führen, die ohne jedweden Abfluß an das Anlaßorgan anschließen. Auf keinen Fall aber wird ein Dampfhammer von Natur aus so unökonomisch arbeiten, daß die Untersuchung der Bedingungen für eine möglichst günstige Dampfverteilung von keinerlei Interesse sein dürfte, und so sei es denn hier versucht, eine solche zu geben.

*) Jul. R. v. Hauer, Die Hüttenwesensmaschinen, 1876.

Bei der nun folgenden Betrachtung ist ein volles Ausschlagen des Bärs von der möglichen Höchstlage bis zum Aufschlag auf die Chabotte angenommen, d. h. jene Arbeitsweise, die für die Bemessung der größten notwendigen unteren Füllung in Frage kommt; alle anderen Arbeitsmöglichkeiten, Funktionen der von Hand aus einstellbaren Mittellage des Schiebers oder der Größe des Schieberweges werden die Ausmittlung der inneren Steuerung nicht beeinflussen und können, als allein für die äußere Steuerung von Belang, hier unberücksichtigt bleiben.

Will man sich in der Wirkungsweise eines Dampfhammers mit selbsttätiger Schiebersteuerung zurecht finden, so tut man gut daran, von vorneherein den Gedanken an eine Analogie mit der normalen Dampfmaschine zurückzudrängen und findet die Art seiner Dampfverteilung höchstens eine Analogie in der seinerzeitigen Gröbner-Maschine, bei welcher der Kolben selbst die Steuerung des Dampfes besorgte, und in der neuen Stumpf-Maschine hinsichtlich ihrer Auslaß-Steuerung. Der wesentliche Unterschied gegenüber der normalen Dampfmaschine liegt darin, daß bei derselben der Kolben und das Steuerungsorgan, z. B. der Schieber, die Endlagen ihrer Bewegung nicht gleichzeitig erreichen, sondern eine Verschiebung der Bewegungsphasen besitzen, wie sie durch Aufkeilen des Steuerexzenters unter einem Winkel gegen die Kurbel erzeugt wird. Beim Dampfhammer jedoch, bei dem die Schieberbewegung ohne Zwischenschaltung einer drehenden Bewegung (bei der Dampfmaschine Kurbel- bzw. Steuerwelle) direkt von der Bärbewegung abgeleitet ist, bewegen sich Kolben und Schieber synchron. Strenge Giltigkeit hat dies einzig und allein nicht für Hammersteuerungen mit totem Gang, wie sie etwa von der Fa. Keller und Banning nach Art der alten Dampfmaschinen — Schleppschiebersteuerungen ausgeführt werden.

Die Dampfverteilung erfolge durch einen Kolbenschieber mit Innenkanten — Steuerung; Kolben und Schieber sind also gleichläufig.

Die untere Innenkante steuert beim Aufwärtsgange die Einströmung unter den Kolben, beim Abwärtsgange den Gegendampf unten,

die untere Außenkante steuert den Auslaß unten,

die obere Innenkante steuert beim Aufwärtsgange den Gegendampf oben, beim Abwärtsgange den Einlaß oben,

die obere Außenkante steuert den Auslaß oben.

Eine Vergrößerung oder Verkleinerung der Füllung beim Aufwärts- oder Abwärtsgange zieht also eine gleich große Vergrößerung oder Verkleinerung des Gegendampfes, der Bremsung, beim Abwärts- oder Aufwärtsgange nach sich. Diese für die Dampfverteilung unliebsame Abhängigkeit läßt die scheinbar so einfachen Verhältnisse nicht gar so klar überblicken, nimmt aber einen wesentlichen Einfluß auf die Leistung.

Der Schlageffekt ist von zwei Faktoren abhängig; von der Schlagarbeit, oder wie öfters nicht ganz korrekt gesagt wird, von der Schlagkraft und von der maximalen Schlagzahl per Minute.

Behufs Untersuchung der bei einem Spiele sich ereignenden Vorgänge sei dasselbe in sechs Phasen zerlegt; dieselben sind aus Fig. 1 zu erkennen: in derselben sind oben theoretische Dampfdruckdiagramme konstruiert, unten die Schieberwegdiagramme entwickelt. In den letzteren bedeuten die Buchstaben i_u, i_o die inneren, e_u, e_o die äußeren Überdeckungen. Durch die symmetrische Aufteilung des Schieberweges von der Mittellage aus ist die Annahme getroffen, daß die Schieberbewegung von der Bärbewegung ohne Schränkung abgeleitet ist.

Die horizontal schraffierten Flächen stellen die Eröffnungen für die Füllung bzw. den Gegendampf dar, die vertikal schraffierten jene für den Auslaß.

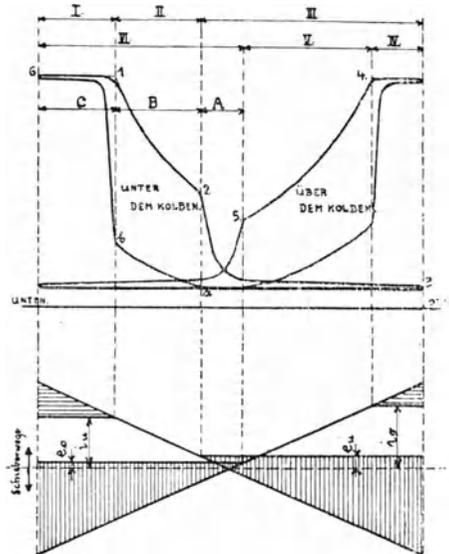


Fig. 1. Theoretische Dampfdruckdiagramme und Einteilung eines Spieles in 6 Phasen, Schieberwegdiagramme.

Die erste Phase (I) ist jene der Füllung unten; in ihr leistet der Admissionsdruck eine Hebearbeit auf den Kolben.

Die in dieser Phase wirkenden Kräfte sind:

Nach aufwärts: der Dampfdruck $O_u p$, wobei O_u die untere freie Kolbenfläche bedeutet,

nach abwärts, bzw. der Bewegung entgegen, das Fallgewicht (Bär, Kolbenstange und Kolben) G , die Kolben- und Stopfbüchsenreibung R , und der Druck des ober dem Kolben abströmenden Dampfes $O_o p_a$.

Die Kraft, die den Kolben aufwärts treibt, ist also

$$P_1^*) = O_u p - G - R - O_o p_a.$$

Die dem Kolben erteilte Beschleunigung ist gleich:

$$g_1 = \frac{g}{G} [O_u p - (G + R + O_o p_a)].$$

Bezeichnet s_1 den zurückgelegten Weg, so ist die Geschwindigkeit

$$c_1 = \sqrt{2 g_1 s_1}$$

und die Zeit
$$t_1 = \frac{2 s_1}{c_1}$$

Die zweite Phase (II) ist jene der Expansion unten.

Bezeichnet v die Dampfvolamina, so ist die vom expandierenden Dampfe erzeugte Arbeit gleich $p v_1 \log \text{nat} \frac{v_1 + v_2}{v_1}$.

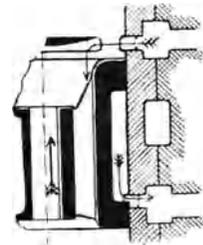


Fig. 2. I. Phase.

*) Die den einzelnen Größenbezeichnungen beigefügten römischen Indices beziehen sich auf die auf Fig. 1 ersichtlichen Phasen, die arabischen Ziffern bezeichnen die bezüglichen Diagrammpunkte.

Für $\frac{v_1 + v_2}{v_1}$ oder — nach Fig. 1 — auch $\frac{I + II}{I}$ sei i_u eingeführt: der

Expansionsgrad; es sei hier jedoch ausdrücklich auf den Unterschied gegenüber dem so bezeichneten Ausdruck im Dampfmaschinenbau hingewiesen, der dort unter Vernachlässigung des Voreinstromens das Verhältnis zwischen Hub und Füllungsstrecke bedeutet.

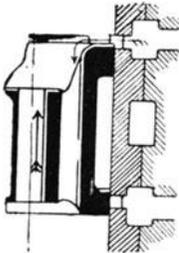


Fig. 3. I. Phase.

Die mittlere Spannung der Expansion ist nun

$$p_{eu} = \frac{p v_1 \log \text{nat } i_u}{v_2} = p \frac{\log \text{nat } i_u}{i_u - 1}.$$

Die mittlere Beschleunigung ist gleich

$$g_{II} = \frac{g}{G} \left[O_u p_{eu} - (G + R + O_o p_o) \right].$$

Hiebei ist die Voraussetzung getroffen, daß während der ganzen Dauer der unteren Expansion die Spannung oberhalb des Kolbens konstant bleibt, d. h. daß die Kompression oben noch nicht eingetreten ist. Bei etwas größer gewählten Füllungen und Expansionsgraden wäre daher eventuell eine Zwischenphase zu untersuchen.

Ferner ist

$$c_2 = \sqrt{c_1^2 + 2 g_{II} s_{II}}.$$

$$\text{und } t_{II} = \frac{2 s_{II}}{c_2 + c_1}.$$

Diese Bestimmung der Zeit ist natürlich nicht völlig korrekt, da hier mit der mittleren Beschleunigung gerechnet ist; wenn auf mathematische Genauigkeit Wert gelegt wird, empfiehlt es sich graphisch vorzugehen:

$$\frac{ds}{dt} = c; \quad t = \int \frac{1}{c} ds.$$

Der Ausdruck $\frac{1}{c}$ wird unter Zugrundelegung der Formel

$$\frac{Mc^2}{c} = \int p ds$$

punktweise nach der Expansionskurve ermittelt, und die $\frac{1}{c}$ -Kurve mit dem

Weg als Abszisse aufgetragen. Die Fläche zwischen $\frac{1}{c}$ -Kurve und Abszissenachse gibt dann die Zeit.

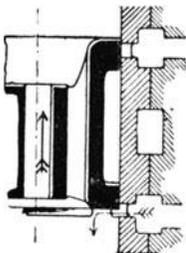


Fig. 3. IV. Phase.

Die dritte Phase (III) ist jene der Bremsung oben. Sie umfaßt die Kompression des Dampfes ober dem Kolben und anschließend das Voreinstromen. Dieses hat die Funktion, die überschüssige lebendige Kraft aufzuzehren; der Kolben erhält also am Ende der dritten Phase die Geschwindigkeit null

$$c_3 = 0$$

$$t_{III} = \frac{2s_{III}}{c_2}$$

Die vierte Phase (IV) ist jene der Füllung oben. Mit ihr beginnt der Abwärtsgang.

Es wirken folgende Kräfte:

nach abwärts:

der Dampfdruck der Admission und das Fallgewicht,

nach aufwärts:

der Druck des unten abströmenden Dampfes und die Reibung.

P_{IV} , G_{IV} , c_4 , t_{IV} sind ohne weiteres zu ermitteln.

Die fünfte Phase (V) ist jene der Expansion oben. Sie verläuft analog der zweiten.

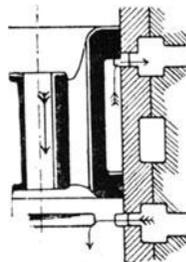


Fig. 5. IV. Phase.

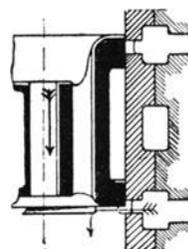


Fig. 6. V. Phase.

Die sechste Phase (VI) ist jene der Bremsung oben.

Sie zerfällt in drei Perioden; in denselben ist oben durchwegs Ausströmung, unten ist in der ersten Periode Ausströmung, in der zweiten Kompression, in der dritten Vereinströmung des Frischdampfes. (Bei entsprechend großen Füllungen und Expansionsgraden kann Periode A, bzw. A und B entfallen.)

1. Periode. 2. Periode. 3. Periode.

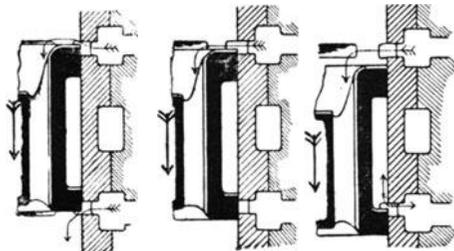


Fig. 7, 8, 9. VI. Phase.

Nach aufwärts wirkt während der ganzen Phase die Reibung, nach abwärts die Schwerkraft.

$$g_A = \frac{g}{G} [p_a O_o + G - (p_u O_u + R)]$$

$$c_a = \sqrt{c_6^2 + 2g_A s_a}$$

$$t_A = \frac{2s_a}{c_a + c_6}$$

und ebenso für die beiden anderen Perioden.

Für den einen Faktor des Schlageffektes, die Schlagarbeit, kommen lediglich in direkter Weise die Phasen IV, V und VI in Betracht.

$$\begin{aligned} \text{Die Schlagarbeit} &= GH + O_o p s_{IV} + O_o p_{eo} s_V + O_o p_i s_{VI} \\ &\quad - (O_u p_a s_{III} + O_u p_{cu} s_{II} + O_u p s_I + RH) \end{aligned}$$

Der andere Faktor, die Schlagzeit, ergibt sich durch Addition von t_I bis t_{IV} . Vernachlässigt man die Zeit, während welcher der Bär zwischen zwei Schlägen auf dem Amboß ruht, so läßt sich auch die maximale minutliche Schlagzahl angeben.

Es sei nun der Einfluß einer Variation der Füllung auf die Schlagarbeit und Schlagzahl bei gleich bleibendem Expansionsverhältnis untersucht, sowie anderseits der Einfluß einer Variation des Expansionsgrades bei gleichbleibender Füllung erwogen.

Die mannigfaltige Abhängigkeit der einzelnen Größen der beiden zu untersuchenden Ausdrücke läßt eine Betrachtung in allgemeiner Form nicht zu; es wurden daher spezielle Fälle durchgerechnet. Die aus diesen Betrachtungen gezogenen Schlüsse lassen jedoch den Anspruch auf Allgemeinheit sehr wohl zu.

Hier sei der folgende kleine Hammer betrachtet:

Beispiel.

Zylinder *Dtr.* = 160 mm,
 Kolbenstange (nur unten) = 80 mm *Dtr.*
 Hub = 320 mm,
 Fallgewicht = 100 kg,
 Betriebsspannung = 6 Atm. Überdruck.

Zur besseren Übersicht sind im folgenden die Rechnungen vollständig zum Abdrucke gebracht.

$$\begin{aligned} \text{Kolbenfläche unten } O_u &= 150 \text{ cm}^2 \\ \text{„ oben } O_o &= 200 \text{ cm}^2. \\ \text{Expansionsverhältnis unten} &= \frac{\text{Füllungs-} + \text{Exp.-Strecke}}{\text{Füllungsstrecke}} = \frac{I + II}{I} = i_u = 2.1 \\ \text{„ oben} &= \text{„} = \frac{IV + V}{IV} = i_o = 3.5 \end{aligned}$$

Diese Expansionsverhältnisse, für die man sich bei Ausführung des betrachteten Hammers entschied, sollen nunmehr festgehalten und die Füllungen variiert werden. Nach Annahme der unteren Füllung ist die obere bereits bestimmt, und man erhält einen guten Überblick über den Einfluß der Größe der Füllung auf Effekt und Ökonomie.

I. Annahme: 10% Füllung unten.

$$\begin{aligned} d. i. &= 3.2 \text{ cm} \\ \text{Expans. } u &= 3.2 \times 2.1 - 3.2 = 3.5 \text{ cm}. \end{aligned}$$

Nach aufwärts wirkt der Unterdampf; von seiner Hebewirkung ist die Schwerkraftwirkung des Fallgewichtes und die Reibungsarbeit in Abzug zu bringen.

Die mittlere Spannung:

$$\begin{aligned} v_1 &= \text{das während der Füllung vom Kolben durchlaufene Volumen,} \\ v_2 &= \text{„ „ „ Expansion „ „ „ „} \\ v_3 &= \text{„ „ Volumen des schädlichen Raumes.} \end{aligned}$$

Nach Doerfel: $p_m = p_{ad} f'$

$$\text{wobei } f' = f - \frac{v_s}{v_1 + v_2} (1 - f)$$

$$\text{und } f = \frac{4 \cdot 06}{i + 2 \cdot 8}$$

$$i = \frac{v_s + v_1 + v_2}{v_s + v_1}$$

Der schädliche Raum beträgt bei dem Hammer unten 435 cm^3 .

Der mittlere Überdruck von Füllung und Expansion unten beträgt nach obenstehenden Formeln $5 \cdot 44 \text{ Atm}$.

Die Arbeit des Unterdampfes beträgt nun

$$150 \text{ cm}^3 \times 6 \cdot 7 \text{ cm} \times 5 \cdot 44 \text{ kg} = 5467 \text{ kgcm.}$$

Für Kolben- und Stopfbüchsenreibung ist nach Hrabak etwa

$$p_r^{\text{Atm}} = \frac{0 \cdot 025}{D_{\text{meter}}} = \frac{0 \cdot 025}{0 \cdot 16} = 0 \cdot 15 \text{ Atm.}$$

von der Dampfspannung in Abzug zu bringen; die Reibungsarbeit beträgt also auf dem ganzen Hub ca. 800 kgcm . Die Schwerkraftswirkung: $32 \text{ cm} \times 100 \text{ kg} = 3200 \text{ kgcm}$.

Es bleiben demnach von der Unterdampfarbeit 1367 kgcm übrig.

Die Arbeit des nunmehr unten abströmenden Dampfes wird durch die, des gleichzeitig oben abströmenden Dampfes kompensiert.

Nachdem der Kolben vom unteren Bewegungs-Umkehrpunkte aus, also von der Geschwindigkeit null an, die Unterdampfarbeit konsumierte, ist dieselbe nach dem Satz: — Arbeit ist die Zunahme an lebendiger Kraft — gleich der lebendigen Kraft bei Beginn Auslaß unter dem Kolben.

Dieser muß nun derart gebremst werden, daß die lebendige Kraft tatsächlich nach Zurücklegung des beabsichtigten Hubes gleich null ist, also die Umkehr der Bewegung eingeleitet wird, und ein „Durchgehen“ des Hammers unmöglich ist.

Die Bremsung erfolgt durch die Kompression des Dampfes oberhalb des Kolbens und das Einströmen des Frischdampfes dorthin; nachdem nun dieselbe Kante, die den bremsenden Frischdampf steuert, auch die Füllung oben beeinflusst, und von dieser andererseits die Größe der Schlagarbeit abhängt, so könnte man — falls der Hub nicht verkürzt werden soll — auch wenn vorläufig die unvermeidliche beträchtliche Kompressionswirkung vernachlässigt wird, bloß 1 cm Füllung oben geben. (Beträgt an Bremsarbeit $200 \text{ cm}^3 \times 6 \text{ Atm.} \times 1 \text{ cm} = 1200 \text{ kgcm}$.)

Wie ohne weiteres zu erkennen, würden durch eine so kleine Füllung nicht einmal die Bewegungswiderstände überwunden werden, und von einer Schlagwirkung könnte keine Rede sein.

Dieses Beispiel zeigt, daß bei selbststeuernden Hämmern eine untere Grenze für die Füllung unten besteht.

II. Annahme: 20% Füllung unten.

$$\text{d. i.} = 6 \cdot 4 \text{ cm}$$

$$\text{Expans. u.} = 6 \cdot 4 \times 2 \cdot 1 - 6 \cdot 4 = 7 \text{ cm.}$$

Die Rechnung erfolgt analog der ersten Annahme.

Die mittlere Spannung hat sich nun verkleinert, da der Einfluß des schädlichen Raumes bei der größeren Füllung ein relativ geringerer ist; die Rechnung ergibt $5 \cdot 15 \text{ Atm}$. Überdruck.

$$150 \text{ cm}^3 \times 13 \cdot 4 \text{ cm} \times 5 \cdot 15 = 10.351 \text{ kgcm}$$

$$\text{ab für das Bärge wicht} = 3.200 \text{ kgcm}$$

$$\text{ab für die Reibung} = 800 \text{ kgcm}$$

$$\text{Rest} = 6.351 \text{ kgcm}$$

Durch sukzessives Versuchen mit verschiedenen Füllungen ergibt sich bei Festhaltung am Expansionsgrad $\iota_0 = 3.5$ die dieser zu kompensierenden lebendigen Kraft äquivalente Füllung ober dem Kolben mit 4.3 cm ; die Expansion währt dann $3.5 \times 4.3 - 4.3 = 10.7 \text{ cm}$. — Für 4.3 cm obere Einstromung beträgt die Arbeit, die der Kolben leisten muß, um auf dieser Strecke den Dampf von 6 Atm. Überdruck auf der Fläche von 200 cm^2 in die Leitung zurückzurücken,

$$4.3 \text{ cm} \times 6 \text{ Atm.} \times 200 \text{ cm}^2 = 5160 \text{ kgcm.}$$

Die lebendige Kraft, die der Kolben beim Komprimieren des im Zylinder vom vorhergehenden Abwärts gange rückständigen Dampfes abgibt, entspricht dem Produkte aus mittlerer Kompressionsspannung, der während der Kompression zurückgelegten Hubstrecke und der Kolbenfläche.

Der schädliche Raum oben ist 855 cm^3 , also ziemlich bedeutend, und zwar einerseits, weil der Schieberkasten sich am unteren Zylinderende befindet, andererseits der obere Zylinderdeckel 15 mm vom Ende des Hubes entfernt ist, was durch Sicherheitsrücksichten begründet ist.

Unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes ergibt sich die mittlere Kompressionsspannung mit 0.6 Atm. Überdruck:

$$0.6 \text{ Atm.} \times 10.7 \text{ cm} \times 200 \text{ cm}^2 = 1284 \text{ kgcm.}$$

Die Summe dieser Arbeiten — $1284 \text{ kgcm} + 5160 \text{ kgcm} = 6444 \text{ kgcm}$ — kompensiert also die überschüssige lebendige Kraft von 6351 kgcm .

Analoge Rechnungen ergeben bei Annahme von 25% und 30% Füllung unten die folgenden Werte:

Bei 25%		Bei 30%	
Füllung unten	8 cm	Füllung unten	9.6 cm
Expansion unten	9 cm	Expansion unten	10.5 cm
Füllung oben	6.2 cm	Füllung oben	8 cm
Expansion oben	15.5 cm	Expansion oben	20 cm

Für die obere Zylinderseite ergibt sich die mittlere Expansionsspannung nach analoger Rechnung bei

20% Füllung unten mit 3.6 Atm. Überdruck	
25% " " " " " "	3.3
30% " " " " " "	3.0

Die mittlere Kompressionsspannung unten beträgt in sämtlichen 3 Fällen 0.5 Atm. Überdruck.

Die Schlagarbeit ergibt sich nach vorstehendem:

	20%	25%	30%
$G \times H =$	3.200 kgcm	3.200 kgcm	3.200 kgcm
$O_o p s_{IV} =$	5.160	7.440	9.600
$O_o p_{eo} s_V =$	7.704	10.230	12.000
$O_o p_a s_{VI} =$	680	412	160
	<hr/>	<hr/>	<hr/>
	16.744 kgcm	21.282 kgcm	24.960 kgcm

Hievon ab:

$O_u p_a s_{III} =$	558 kgcm	450 kgcm	357 kgcm
$O_u p_{cu} s_{II} =$	525	674	784
$O_u p s_I =$	5.760	7.200	8.640
$R H =$	800	800	800
	<hr/>	<hr/>	<hr/>
	7.643 kgcm	9.124 kgcm	10.581 kgcm

Die Schlagarbeit beträgt also

9.101 kgcm	12.158 kgcm	14.379 kgcm.
----------------------	-----------------------	------------------------

Die Schlagzeit wird in besprochener Weise berechnet und es ergeben sich für 20% Füllung unten die folgenden Werte:

$$\begin{aligned} g_I &= 72.10 \text{ m} \\ c_1 &= 3.03 \text{ m/sec} \\ t_1 &= 0.0516 \text{ sec.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} g_{II} &= 47.08 \text{ m} \\ c_2 &= 3.97 \text{ m/sec} \\ t_{II} &= 0.0200 \text{ sec.} \end{aligned}$$

$$t_{III} = 0.0937 \text{ sec.}$$

$$\begin{aligned} g_{IV} &= 122.13 \text{ m} \\ c_4 &= 3.17 \text{ m/sec} \\ t_{IV} &= 0.0271 \text{ sec.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} g_V &= 77.97 \text{ m} \\ c_5 &= 5.16 \text{ m/sec} \\ t_V &= 0.0256 \text{ sec.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} g_A &= 8.33 \text{ m} \\ c_a &= 5.23 \text{ m/sec} \\ t_A &= 0.0069 \text{ sec.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} g_B &= 3.92 \text{ m} \\ c_b &= 5.28 \text{ m/sec} \\ t_B &= 0.0133 \text{ sec.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} g_C &= -77.0085 \text{ m} \\ c_c &= 4.25 \text{ m/sec} \\ t_C &= 0.0133 \text{ sec} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T &= t_I + t_{II} + t_{III} + t_{IV} + t_V + t_A + t_B + \\ &+ t_C = 0.2422 \text{ sec.} \end{aligned}$$

Die theoretische, maximal mögliche Schlagzahl ist dann

$$n = \frac{60}{0.2422} = 247 \text{ per Min.}$$

Die erhaltene Endgeschwindigkeit c_6 läßt sich zur Kontrolle der Berechnung der Schlagarbeit heranziehen:

$$m = \frac{G}{g} = \frac{100}{9.81} = 10.1; c_6^2 = 18.0625; \frac{mc_6^2}{2} = 9121 \text{ kgcm.}$$

Die beiden unabhängig erhaltenen Werte für die Schlagarbeit stimmen also überein.

Wirft man nun die Frage auf, welchen Einfluß eine Änderung der Füllung unter Beibehaltung des Expansionsgrades auf die Schlagdauer ausübt, so läßt sich leicht überblicken, daß bei einer Vergrößerung der Füllung die fast gleichen Beschleunigungen in den maßgebenden Füllungs- und Expansionsperioden auf größere Strecken wirkend, größere Geschwindigkeiten erzeugen werden, also die Schlagdauer mit wachsender Füllung kleiner wird. Tatsächlich ergab die Rechnung für 30% Füllung unter sonst gleichen Verhältnissen 0.2040 Sekunden Schlagzeit.

Hingegen bewirkt die Veränderung des Expansionsgrades bei gleichbleibender Füllung keine nennenswerte Änderung der Schlagzeit, da in den maßgebenden Expansionsperioden die Vergrößerung oder Verkleinerung des Weges durch die hervorgerufene Verkleinerung oder Vergrößerung der mittleren Spannung, also auch der Beschleunigung wieder annähernd ausgeglichen wird.

Einen guten Überblick über den Kräfte- und Geschwindigkeitsverlauf gestattet die graphische Darstellung; eine solche ist auf Tafel 1 für den vorstehend behandelten Hammer bei den unteren Füllungen von 20, 25 und 30% durchgeführt.

Der Dampfverbrauch.

Der nutzbare Dampfverbrauch = Kolbenfläche mal Füllungsstrecke

20% Füllung unten	25% Füllung unten	30% Füllung unten
$D_u = 150 \text{ cm}^2 \times 6.4 \text{ cm} = 960 \text{ cm}^3$	$150 \text{ cm}^2 \times 8.0 \text{ cm} = 1200 \text{ cm}^3$	$150 \text{ cm}^2 \times 9.6 \text{ cm} = 1440 \text{ cm}^3$
$D_o = 200 \text{ cm}^2 \times 4.3 \text{ cm} = 860 \text{ cm}^3$	$200 \text{ cm}^2 \times 6.2 \text{ cm} = 1240 \text{ cm}^3$	$200 \text{ cm}^2 \times 8.0 \text{ cm} = 1600 \text{ cm}^3$
$\frac{1820 \text{ cm}^3}{}$	$\frac{2440 \text{ cm}^3}{}$	$\frac{3040 \text{ cm}^3}{}$

Auf ein *kgcm* Schlagarbeit entfallen die nachstehenden Mengen Dampf:

$$\frac{1820 \text{ cm}^3}{9.101 \text{ kgcm}} = 0.199 \text{ cm}^3/\text{kgcm}; \quad \frac{2440 \text{ cm}^3}{12.158 \text{ kgcm}} = 0.200 \text{ cm}^3/\text{kgcm};$$

$$\frac{3040 \text{ cm}^3}{14.379 \text{ kgcm}} = 0.211 \text{ cm}^3/\text{kgcm}.$$

Hieraus ist ersichtlich, daß mit der größeren Füllung die Ökonomie abnimmt, was in der Verkleinerung des Expansionsgrades infolge des relativ geringeren Einflusses des schädlichen Raumes seine Begründung hat.

Es sei nunmehr die ungünstigste von den drei erhaltenen Verbrauchsziiffern auf die im Dampfmaschinenbau übliche Form umgerechnet.

Das spezifische Gewicht von Dampf von 6 Atm. Überdruck beträgt 3.65 *kg* ;

$$0.00304 \text{ m}^3 \times 3.65 \text{ kg} = 0.0111836 \text{ kg}$$

$$14.379 : 0.0111836 = 12.857 \text{ kgm}/1 \text{ kg Dampf.}$$

$$\text{Eine PS hat } 75 \times 3600 = 270.000 \text{ kgm}/\text{St}$$

$$\frac{270.000}{12.857} = 21 \text{ kg}/\text{PSi und St.}$$

In der Wirklichkeit kann der indizierte Verbrauch bloß insofern von dieser Ziffer abweichen, als infolge auftretender Druckverluste die Schlagarbeit sich als geringer erweist, was durch Droßlungseinflüsse in gewissem Maße eintreten wird.

Der hier rechnermäßig erhaltene Verbrauch differiert recht bedeutend gegenüber jenem, den Professor Georg Lindner auf Grund seiner Untersuchungen eines Hammers der Eisenbahnhauptwerkstatt zu Karlsruhe (den ersten und einzigen Untersuchungen an Dampfhammern, die wohl veröffentlicht wurden*) angibt. Lindner konstatierte einen indizierten Verbrauch von 80 *kg* per *PS* u. Stunde und meint, daß nach Wegfall der bedeutenden aus seinen Diagrammen hervorgehenden Droßlungen der Konsum noch 59 *kg* per *PSi* und Stunde betragen würde. Er bemerkt allerdings selbst, daß seine Versuche keinen Anspruch auf Vollständigkeit erheben, und daß sie unter ungünstigen Betriebsverhältnissen vorgenommen wurden. Wesentlich für die Beurteilung seiner Resultate ist auch der Umstand, daß die verwendete Versuchseinrichtung so mangelhaft war, daß die abgenommenen Diagramme zweifellos ein unrichtiges Bild von der Dampfverteilung geben.***) Es sind daher wohl erst einwandfreie Untersuchungen guter Hämmer abzuwarten, um ein verlässliches Urteil über den Verbrauch von selbststeuernden Hämmer fallen zu können.

*) Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1902, Heft 2, S. 66.

**) Über Lindners Untersuchungen siehe auch Seite 15 und 16.

Aus den vorangehenden Betrachtungen seien hier nunmehr kurz die Schlüsse gezogen:

Es ist — vom ökonomischen Standpunkte ganz abgesehen — klar, daß ein durch einen Muschelschieber zwangsläufig gesteuerter Hammer ohne Anwendung der Expansion des Dampfes unmöglich ist, nachdem die gesamte vom Oberdampf an den Kolben abgegebene Energie durch den bremsenden Unterdampf wieder aufgezehrt würde.

Für die Schieberabmessungen kommt Expansionsgrad und Füllung in Berücksichtigung.

Den Expansionsgrad unten wählt man am besten gering, damit beim Abwärtsgange die Bremsung auf eine möglichst kleine Strecke beschränkt wird, was einen günstigen Einfluß auf die Geschwindigkeit im Momente des Aufschlages nimmt. Gänzlich jedoch auf eine Expansion des Unterdampfes zu verzichten erscheint einerseits mit Rücksicht auf die Ökonomie, anderseits mit Rücksicht auf die dann gebotene größere Füllung und die mit ihr Hand in Hand gehende kräftigere Bremsung nicht geboten, und ersetzt man lieber einen Teil der notwendigen Hebearbeit durch Expansionsarbeit, welche beim Abwärtsgange dann bloß einen verhältnismäßig geringen Betrag an Bremsarbeit durch Kompression verursacht.

Der Expansionsgrad oben kann und soll größer gewählt werden. Durch Vergrößerung dieses Expansionsgrades wird bei gleicher Füllung die Schlagkraft vergrößert, während die Schlagzahl unwesentlich beeinflußt wird.

Bezüglich des Dampfverbrauches wird bei einer bestimmten gewünschten Leistung bei größerem Expansionsgrad nicht nur der Dampfverbrauch oben, sondern — durch die kleinere obere Füllung bedingt — auch der Dampfverbrauch unten reduziert.

Die Füllung.

Die Vergrößerung der Füllung unten bei gleichbleibender Expansion vergrößert die Schlagarbeit und die minutliche Schlagzahl. Der Dampfverbrauch per *kgcm* Arbeitsleistung wird allerdings, wenn auch sehr unbedeutend, unter dem Einfluß des schädlichen Raumes, der bei größerer Füllung natürlich prozentuell kleiner wird, vergrößert. Wegen der nur unbedeutend geringeren Ökonomie wird es sich daher empfehlen, nach Annahme des Expansionsgrades die Füllung möglichst groß zu wählen.

Konstruktiver Ausbau des Zylinders.

Wenn man ohne Expansion arbeiten wollte, so würde der Bär bloß durch sein Gewicht nach abwärts gehen, wobei von dieser Schwerkraftswirkung noch ein beträchtlicher Teil durch Reibung verloren geht. Die Wirkung des Oberdampfes liegt vielmehr in der Differenz der Arbeiten des expandierenden Oberdampfes und des komprimierten Unterdampfes. (s. auch Hauer — Hüttenwesensmaschinen.) Je kleiner also die mittlere Kompressionsspannung, desto günstiger; dies führt zur Erkenntnis, daß die schädlichen Räume eines Hammers von einem ganz anderen Standpunkte anzusehen sind, als die bei einer Dampfmaschine. Während sie dort aus Gründen der Ökonomie tunlichst

zu reduzieren sind, ist es hier der Wunsch, den Schlag möglichst wenig zu schwächen, der für eine reichlichere Bemessung des unteren schädlichen Raumes spricht. Unterstützt wird diese Erwägung dadurch, daß es aus rein konstruktiven Gründen wünschenswert ist, zwischen tiefster Kolbenstellung und unterem Zylinderdeckel einen entsprechenden Zwischenraum zu lassen, um einer Senkung der Chabotte, falls diese vom Ständer getrennt ist — und dies ist wohl, um Stoßübertragung zu verhindern, meistens der Fall — Rechnung zu tragen.

Durch die Vergrößerung des schädlichen Raumes oben wird der Dampfverbrauch unten bei gleicher Schlagkraft reduziert, weil die geringer werdende obere Kompressionsspannung weniger lebendige Kraft aufzehrt; jedoch auch oben wird der Dampfverbrauch ein geringerer, weil die mittlere Spannung mit der Größe des schädlichen Raumes zunimmt. (Das letztere gilt natürlich auch für die untere Seite.)

Die Ermittlung der Schlagzeit und die hiebei gefundenen hohen Werte für die Kolbengeschwindigkeit lassen uns auf die genügend reichliche Bemessung der Dampfkanäle besonderes Augenmerk richten. In Hauer — Hüttenwesensmaschinen — findet sich für die Kanalbemessung der Wert $\frac{1}{18} - \frac{1}{20}$ des Zylinderquerschnittes. Dies würde in dem vorstehend betrachteten Falle bei $O = 200 \text{ cm}^2 \dots 10 \text{ cm}^2$ Querschnitt betragen. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit bei 30% Füllung unten ist gleich

$$c_m = \frac{2 \times \text{Hub}}{\text{Schlagzeit}} = \frac{2 \times 0.32^m}{0.2040^{sec}} = 3.1 \text{ m/sec.}$$

Die Gleichung $O \text{ cm}^2 \times c_m = 10 \text{ cm}^2 \times v_m$ ergäbe dann für die Dampfgeschwindigkeit $v_m = \frac{3.1 \times 200}{10} = 62 \text{ m/sec}$. Dieser hohe Wert zeigt, daß es gut sein dürfte, die Kanalquerschnitte nicht als Bruchteile des Zylinderquerschnittes zu bestimmen, sondern — wie bei den Dampfmaschinen — für eine Dampfgeschwindigkeit von 30—40 m/sec zu bemessen. Eine große Rolle spielt auch die Größe des Schieberweges. Mehrfach wird als Schieberweg $\frac{1}{10}$ des Hubes angenommen, um die Verhältnisse bei der Steuerungsausmittlung leichter überblicken zu können. Es wird hiebei also keine Rücksicht genommen, ob überhaupt selbst bei der größten Füllung die Dampfkanäle auch vollkommen eröffnet werden, was tatsächlich auch vielfach auf diese Weise nicht der Fall ist, und Droßlungen beim Ein- und Auslaß zur Folge hat. Es ist also der Schieberweg tunlichst so groß zu bemessen, daß auch bei den kleineren Füllungen keine zu starken Droßlungen auftreten.

Den Schieberkasten schließlich verlege man, wenn dies möglich, grundsätzlich ans untere Zylinderende, nachdem eine bedeutendere Vergrößerung des oberen schädlichen Raumes von größerer Wichtigkeit ist.

Die bei Durchrechnung des vorstehenden Beispiels aufgestellte Dampfverteilung bedingt einen unsymmetrischen, unsymmetrisch ausschlagenden Schieber; unsymmetrisch wegen der für beide Seiten verschiedenen Expansion, unsymmetrisch ausschlagend wegen der verschiedenen großen Füllungen

oben und unten. In der Praxis ist jedoch ein symmetrischer, symmetrisch eingestellter Schieber allgemein üblich. Die Folge einer symmetrischen Einstellung bei gleichen Schieberlappen ist, daß der Bär vor Beendigung des vollen Hubes umkehrt, was tatsächlich vielfach zu beachten ist; der Grund hiefür liegt hauptsächlich in der bedeutenden Differenz der Kolbenflächen, hervorgerufen durch die starke Kolbenstange. Stellt man den symmetrischen Schieber so ein, daß die Füllungsstrecken für beide Seiten verschieden groß sind und der Hub voll ausgenützt wird, so ergibt dies gegenüber dem unsymmetrischen Schieber wesentlich ungünstigere Verhältnisse in Bezug auf die erzielbare Schlagarbeit und den Dampfverbrauch per *kgcm* Schlagarbeit. Die angestellten Rechnungen ergaben, daß der im vorstehenden ausgemittelte Schieber gegenüber einem symmetrischen Schieber, der den gleichen Schieberlappen für die untere Zylinderseite besitzt, eine etwa 15% Erhöhung der erzielbaren Schlagarbeit und eine 20% Erniedrigung des Dampfverbrauches zuläßt.

Experimentelle Untersuchungen.

Man hat ab und zu von Bemühungen gehört, Dampfhämmer zu indizieren, und fast ebenso oft von der Tatsache, daß dieselben ohne Erlangung befriedigender Resultate aufgegeben wurden, mit Ausnahme jener Fälle, in denen man Hämmer spielend, d. h. ohne daß sie Schläge ausübten, indizierte, was natürlich ebenso mühelos als uninteressant ist. Sonst brachen gewöhnlich die Reduziervorrichtungen oder die Indikatoren selbst, das erstere ist durch die plötzliche Vernichtung der lebendigen Kräfte im Momente des Aufschlagens leicht erklärlich, das letztere ebenso begreiflich, wenn man bedenkt, daß erfahrungsgemäß z. B. kein metallener Gewindestummel, der in einen Dampfhammerzylinder eingeschraubt wird, infolge der Erschütterungen vor dem Abbrechen sicher ist.

Lindner ist, wie bereits bemerkt, der einzige, von dessen positiven Resultaten etwas bekannt geworden ist.

Er führte seine Indizierung in der bei Dampfmaschinen üblichen Weise durch; zur Bewegungsübertragung diente ihm eine hölzerne Reduktionsrolle, von welcher Schnüre zu den Indikatoren gingen. Diese Anordnung hat nicht befriedigt; die Schnüre oder Drahtlitzen wurden beim Schmieden locker und rissen, und nur dadurch, daß später eine Pufferfeder in die Reduktionsrolle eingebaut wurde, war überhaupt die Abnahme einiger Diagramme möglich. Die erhaltenen Linien sind nicht in sich geschlossen, was wohl bei zwei aufeinander folgenden Hüben eines selbsttätig wirkenden Hammers wenigstens annähernd der Fall sein müßte. Von Lindner wird diese Erscheinung auf die bedeutenden elastischen Veränderungen seiner Versuchseinrichtung zurückgeführt.

Eine Wiedergabe der Diagramme, die Lindner erhielt, dürfte hier nicht ohne Interesse sein. Wie aus Fig. 10 ersichtlich, sind die Linien auf der unteren Zylinderseite so zackig und bilden namentlich am Ende des Abwärts-

ganges, wo der Kanal ganz eröffnet, und daher Kompressionserscheinungen in dem Maße nicht auftreten können, derartige Schlingen, daß man die Erklärung hierfür wohl nicht in der Dampfverteilung, sondern vielmehr in Indikator-Massenwirkungen sowie Wasserschlägen im Indikator und im Zylinder selbst zu suchen haben dürfte. Das letztere erscheint um so wahrscheinlicher, wenn man die Mitteilung Lindners beachtet, daß auf der unteren Zylinderseite für die Dauer der Indizierung der Wasserablaßhahn abgenommen, und an seine Stelle der Indikator gesetzt wurde.

Auf Grund der gemachten Erfahrungen rät Lindner von einer Wiederholung dieser Art von Versuchen ab und schlägt die Verwendung eines hölzernen Hebelreduktors vor. Eine solche Übertragung müßte wohl unbedingt mit Schlittenführung ausgeführt werden, falls nur halbwegs Wert auf Genauig-

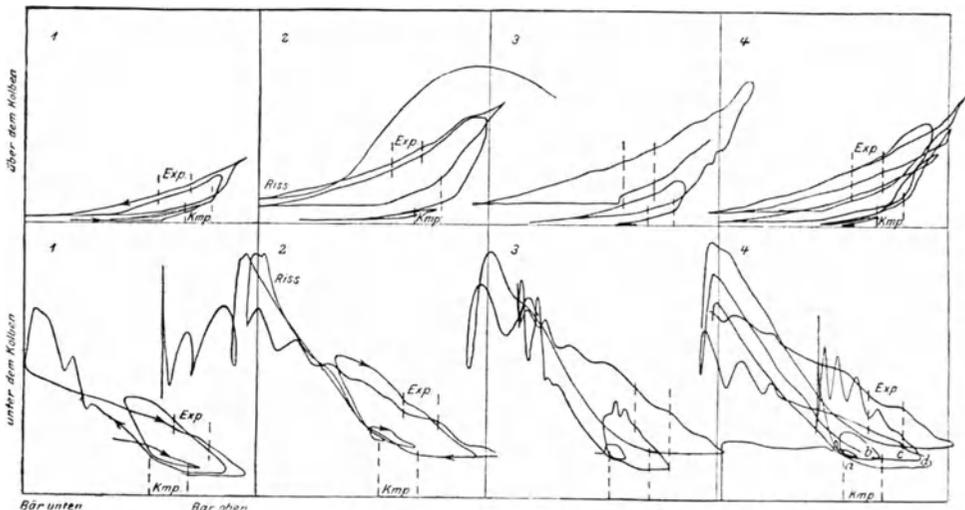


Fig. 10. Dampfhammerdiagramme abgenommen von Prof. G. Lindner.
Entnommen der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, Heft 2.

keit gelegt würde, da ja ein symmetrisches Ausschlagen des Hebels infolge der sowohl nach ihrer Größe als auch nach ihrer Relativlage verschiedenen Bärwege nur für einen gewissen Schlag möglich ist. Ferner wäre ein Indikator nötig, der fortlaufende Diagramme schreibt und besonders kräftig gebaut ist. Die Schlittenführung würde infolge der Stöße wohl klemmen, die Schnüre würden sich dehnen und reißen — ebenso wie bei Lindner. Im besten Falle jedoch könnte eine solche normale Indizierung die Dampfverteilung durch das Diagramm registrieren; jedoch für die Konstatierung der Schlagarbeit des Hammers stünde kein Mittel zur Verfügung, es sei denn jenes, das Lindner angewandt hat, nämlich aus den, durch das Diagramm erhaltenen Dampfdrücken rechnermäßig die Geschwindigkeiten und hiedurch die lebendigen Kräfte zu bestimmen. Dieser Weg hat den Nachteil, daß er die Geschwindigkeiten abhängig von den Drücken bestimmt, also eine Kontrolle der abgenommenen Diagramme nicht ermöglicht. Der naheliegende Weg, die Geschwin-

digkeiten durch Abnahme von Zeitdiagrammen graphisch zu ermitteln, dadurch, daß von einem Schreibstift die Bärbewegung auf einer gleichmäßig umlaufenden Trommel verzeichnet wird, stieß bei Lindner auf technische Schwierigkeiten und wurde auch von Lüdicke*) bei seinen Untersuchungen eines Luftfederhammers nicht in Anwendung gebracht. Es konnten daher auch hier nur beiläufige rechnermäßige Werte für die Schlagarbeit erhalten werden, ebenso wie durch die experimentelle indirekte Methode der Stauchung von Bleizylindern, die Heim bei Stiel- und Luftfederhämmern zur Anwendung brachte.**)

Nach all dem schien es klar, daß für Untersuchungen an Dampfhämmern erst ein völlig neuer Weg zu suchen sei, um befriedigende Resultate zu erhalten; so wurde denn ein Mittel gewählt, das in den technischen Wissenschaften zu Untersuchungen dieser Art wohl nicht verwendet wurde: die Kinematographie.

Von der Überlegung ausgehend, daß eine direkte Verbindung der die Drücke im Hammerzylinder registrierenden Instrumente mit dem Zylinder einerseits gefährlich sei, weil durch die auftretenden Stöße ein Brechen der Apparate zu erwarten gewesen wäre, andererseits sich aus konstruktiven Gründen nicht empfahl, wurde die Frage ins Auge gefaßt, eine elastische Verbindung durch Zwischenschaltung eines Spiralschlauches herzustellen. Vorher wurden jedoch eingehende Untersuchungen an einer Betriebsdampfmaschine vorgenommen, um den Einfluß eines solchen Rohres auf das Diagramm zu ermitteln und die günstigsten Bedingungen aufzusuchen. Dieselben konnte dank des besonderen Entgegenkommens des Herrn Hofrates Prof. Dr. R. Doerfel im Maschinenlaboratorium der k. k. deutschen technischen Hochschule zu Prag vorgenommen werden. Es wurden an eine Zylinderseite zwei Indikatoren angebracht; der eine direkt, der andere hinter einem Rohre, dessen lichte Weite und Länge wiederholt variiert wurden. Ebenso wurden Untersuchungen mit geheizten und auch mit isolierten Rohren vorgenommen. Als Dampfspannung wählte man die bei Hämmern übliche von 5—6 Atm. Es traten interessante Verspätungs-, Temperaturdifferenz- und Droßlungserscheinungen auf; sie erreichten ihr Minimum, als die Leitung ohne jede Diskontinuität in der lichten Weite des Loches im Indikator, d. i. 12m/m, gewählt wurde und ließen erkennen, daß wohl bei der Versuchsanordnung der Dampfhammerindizierung auf eine möglichst kurze Verbindungsleitung Wert zu legen sei, daß jedoch dann die Erscheinungen skrupellos zu vernachlässigen sind. (Die Verbindungsleitung betrug bei den bis jetzt vorgenommenen Untersuchungen etwa 600 m/m.)

*) Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1900, Nr. 52.

**) Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1900, Sitzungsbericht des Württembergischen Bezirksvereines vom 4. Mai 1899.

Die Versuchsanordnung:

Durch kontinuierlichen Antrieb wird ein Papierstreifen über die Trommeln zweier Indikatoren gezogen (s. Fig. 11), welche mit den beiden Zylinderseiten verbunden sind; die Schreibstifte registrieren also die Drücke als Ordinaten einer kontinuierlichen Kurve (s. Fig. 12). Den Antrieb des Papierstreifens besorgt ein Elektromotor, der mittels Vorgelege auf eine Metallwalze arbeitet, welche den Papierstreifen gegen eine Gummiwalze drückt, und so durch Friktion mitnimmt. Ein Uhrwerk, das einen Schreibstift, der eine gerade Linie auf dem Papierstreifen schreibt, halbsekundlich durch einen Schnappmatismus aus seiner Bahn ablenkt, unterteilt die Druckkurven nach der Zeit.

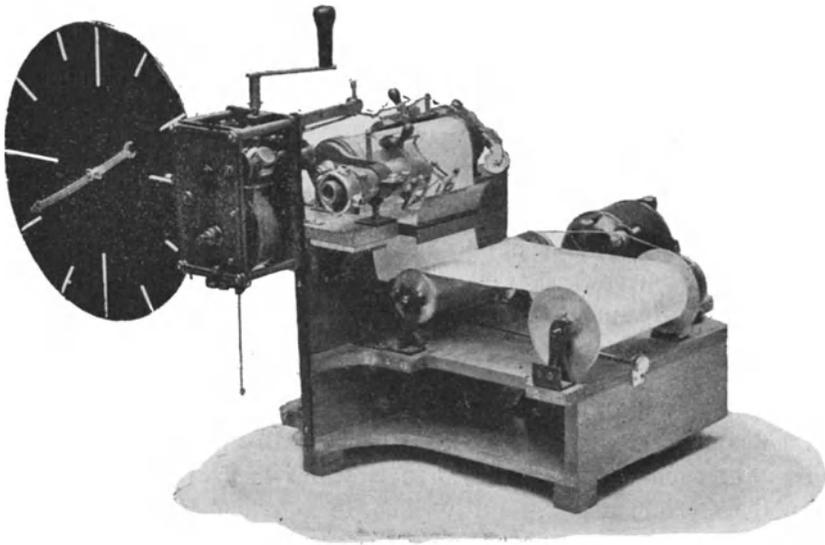


Fig. 11. Druckregistrierapparat für kinematographisches Indizieren.
Gebaut nach Angabe des Verfassers von k. k. Mechaniker J. Kettner, Prag.



Fig. 12. Druckkurven
mit vorstehendem Apparate aufgenommen — $\frac{1}{4}$ der Originalgröße.

Für die Indizierung interessieren jedoch nicht die Drücke bezogen auf die Zeit, sondern auf den Kolben- bzw. Bärweg: Die Bewegungen des Bärs werden nun kinematographisch aufgenommen, und zwar so, daß ein leichter Blechzeiger, der am Bär befestigt wird, auf einer Skala mit Zentimeterteilung spielt. Ein jedes Filmbild zeigt dann den Zeiger in jener Stellung, in welcher

sich der Kolben momentan befunden hat; zwei aufeinanderfolgende Bildchen lassen also den Weg erkennen, den Kolben und Bär in der Zeit zwischen zwei Aufnahmen zurücklegte.

Von Interesse ist nun diese Zeit zu kennen.

Der Antrieb des kinematographischen Apparates bei der Aufnahme erfolgt von Hand aus, die Vorschubgeschwindigkeit ist daher willkürlich und nicht mathematisch gleichförmig, daher zu strengen Untersuchungen nicht ohne weiteres in Rechnung zu ziehen.

Daher wird die Zeit bei dem Versuche sozusagen mitphotographiert; an dem Druckregistrierapparate wurde eine Art Uhr angebracht, die am Film miterscheint. (S. die Reproduktion des kinematographischen Films auf Tafel 2.) Die Wege des Hammerbärs erkennt man aus dem Kinematogramm durch Vergleich der aufeinander folgenden Stellungen des Hubzeigers, die zugehörigen Zeiten aus den aufeinander folgenden Stellungen des Uhrzeigers. Weg und Zeit sind bekannt, demnach die Geschwindigkeit ebenso.

Auf dem Papierstreifen sind also die Drücke nach der Zeit registriert, und auf dem Film die Wege ebenfalls nach der Zeit vermerkt. Nachdem der Uhrzeiger von dem Uhrwerk betätigt wird, das die Zeitimpulse schreibt, läßt sich ohne weiteres erkennen, wie die beiden Aufzeichnungen zusammengehören, d. h. es läßt sich feststellen, welcher Druck zu einer bestimmten Kolbenstellung gehört.

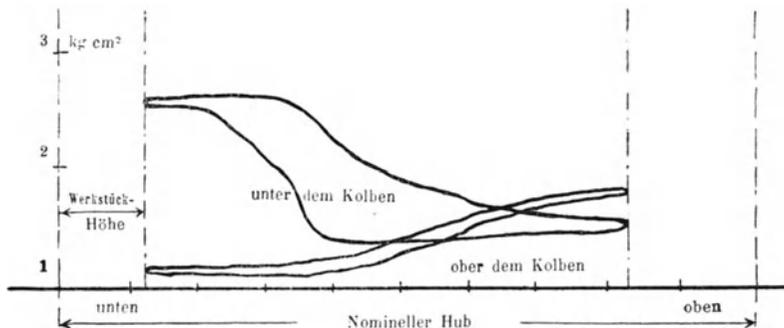


Fig. 13. Diagramme eines selbststeuernden Dampfhammers von 500 kg F. G., 600 mm Hub — Orig.-Größe.

Das Drucklinienstück AB der Fig. 12 ($\frac{1}{4}$ der Orig.-Größe) wurde an Hand des bezüglichen Kinematogrammes in obige geschlossene Linienzüge umgestochen. Die geringe Präzision der Phasen, namentlich auf der oberen Zylinderseite, hat nebst hoher Lässigkeit ihren Grund darin, daß die lange Leitung des Hammers ohne jede Entwässerung ist. Die Steuerung gibt zu wenig Oberdampf, so daß der Hammerführer den Dampf im Anlaßbahn stark drosseln muß, um ein „Durchgehen“ zu verhindern, ferner gibt sie oben keine Expansion, da der Schieberlappen gleich der Kanalbreite ist. Die Arbeitsweise des Hammers ähnelt jener eines reinen Unterdampfhammers. Ein günstiger konstruierter Hammer stand für eine Untersuchung vorderhand nicht zur Verfügung.

Nach dieser Methode ist es also einerseits möglich, Hämmer zu indizieren, anderseits auch die Geschwindigkeiten des Bärs zu bestimmen,

insbesondere jene, welche am meisten interessiert: die Geschwindigkeit im Momente des Aufschlagens. Nach der Formel $\frac{mv^2}{2}$ erhält man dann die lebendige Kraft, d. h. die geleistete Schlagarbeit.

Auch der Dampfverbrauch per *kgm* Schlagarbeit ist zu ermitteln; der sogenannte indizierte aus dem Diagramm, der effektive dadurch, daß man die Relativlage von Schieber und Kolben festlegt und nach dem Kinematogramm die Längen der Eröffnungsstrecken bestimmt, oder indem man in die Dampfleitung einen Dampfmesser einbaut und den daselbst abgelesenen Dampfverbrauch durch die aus dem Kinematogramm bestimmbare Leistung dividiert.

Bezüglich der Versuchsanordnung ist noch zu bemerken, daß der Druckregistrierapparat knapp neben dem Hammer, jedoch vollkommen unabhängig von ihm, auf einem Holzbock, dessen Füße mit starken Filzplatten zur Dämpfung der Erschütterungen versehen sind, postiert wird, daß die für die kinematographischen Aufnahmen erforderliche Beleuchtung von einer seitens Elektr. A.-G. vorm. Kolben u. Co. in Prag-Wysotschan gebauten „Regina“-Lichtpaus-Bogenlampe besorgt wird und daß die Aufnahmen mit einer Ernemann'schen Kino-Kamera ausgeführt werden. Diese Kamera, die den ganz besonderen Vorzug großer Handlichkeit hat (sie besitzt etwa die Größe einer photographischen Amateurkamera von der Bildgröße 6×9 cm), ermöglicht bei-
läufig 18 Aufnahmen per Sekunde, was eine reichliche Genauigkeit für die Geschwindigkeitsbestimmung gibt.

Über die Resultate der angestellten Untersuchungen soll später berichtet werden; hier sei bloß noch bemerkt, daß die besprochene Untersuchungsmethode sich gut bewährt und wohl auch mit Vorteil zur Analyse anderer Bewegungsvorgänge überall dort verwendet werden könnte, wo die direkte graphische Methode aus irgendeinem Grunde versagt. Da bereits kinematographische Apparate erbaut wurden, die Intervalle bis $\frac{1}{5000}$ einer Minute ermöglichen *) läßt diese Untersuchungsart auch bei beliebig hohen Geschwindigkeiten der zu analysierenden Bewegungen bezüglich der Genauigkeit wohl keinen Wunsch offen.

*) Zum Zwecke der Aufnahme des Abfeuerns von Selbstladepistolen erbaut von Geh. Reg.-Rat Prof. Dr. Cranz, und derzeit exponiert auf der internationalen photographischen Ausstellung in Dresden seitens der kgl. Militärakademie in Charlottenburg. Wie einem Aufsätze von Ewald Straatmann im Juli-Hefte 1909 der Westermann'schen Monatshefte entnommen wird, ist derzeit sogar seitens der Fa. Messter ein Apparat in Arbeit, der ein Bildformat von 4×16 cm hat und 8000 Aufnahmen per Minute gestatten soll.

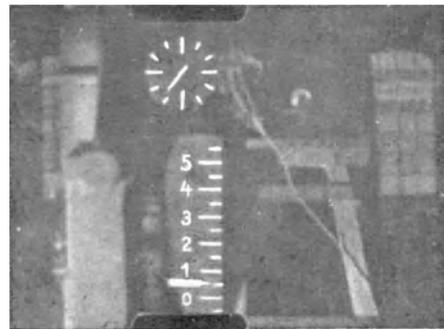
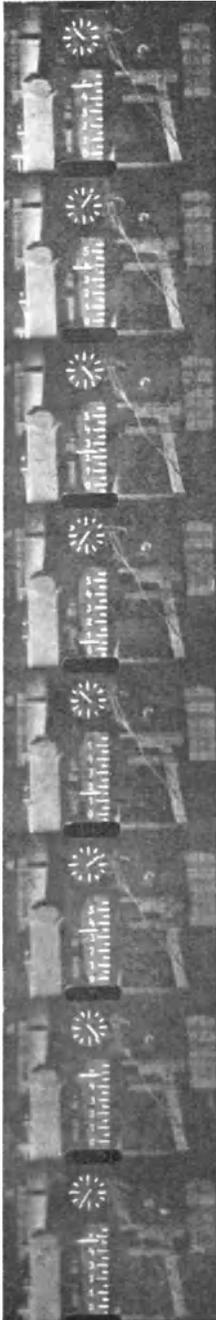
Additional material from *Theoretische und Kinematographische
Untersuchung von Dampfhämmern*,

ISBN 978-3-662-40716-5, is available at <http://extras.springer.com>



KINEMATOGRAPHISCHE UNTERSUCHUNGEN.

(Hiezu siehe Text auf Seite 17–20.)



Vergrößerung eines Filmbildchens.

(Linear 4:1.)

Die **schwarze Tafel** in der Mitte des Bildes ist die Hubskala mit Zentimeterteilung, auf welcher der am Bär befestigte **weiße Zeiger** spielt. Darüber ist im Vordergrund das **Zifferblatt** der am Druckregistrierapparate befindlichen **Uhr** ersichtlich. (Ein Teilstrich = $\frac{1}{36}$ einer Sekunde.) Zur rechten Seite der Hubskala (vom Beschauer aus betrachtet) ist das Holzgestell zu sehen; die über dasselbe führende helle Linie ist das Kabel, das zum Elektromotor am Apparate geht. Zur linken Seite der Hubskala erscheint die Seitenansicht des untersuchten Hammers. Die Beleuchtung durch die Bogenlampe wurde so eingerichtet, daß nur die interessierenden Gegenstände am Bilde hervortreten. (Der zur Rechten des Gestelles befindliche helle Fleck ist lediglich ein Fenster der Schmiede.)

Reproduktion eines Stückchens Film.

(Aus reproduktions-technischen Gründen in doppelter linearer Vergrößerung des Originals.)