

Mitteilungen

über

Forschungsarbeiten

auf dem Gebiete des Ingenieurwesens

herausgegeben vom

Verein deutscher Ingenieure.

Redaktion: D. Meyer und M. Seyffert.

Heft 143.

Schoene: Ueber Versuche mit großen, durch Blattfedern geführten Ringventilen für
Kanalisationenpumpen nebst Beiträgen zur Dynamik der Ventilbewegung.

Petersen: Verfahren zur Messung schnell wechselnder Temperaturen.

1913

Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

Eine Zusammenstellung des Inhaltes der Hefte 1 bis 139 der Mitteilungen über Forschungsarbeiten zugleich mit einem Namen- und Sachverzeichnis wird auf Wunsch kostenfrei von der Redaktion der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstr. 43, abgegeben.

Heft 140: Neumann, Die Vorgänge im Gasgenerator auf Grund des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik. Preis 2 *M.*

Heft 141: Riedel, Ueber die Grundlagen zur Ermittlung des Arbeitsbedarfes beim Schmieden unter der Presse. Preis 2 *M.*

Heft 142: Schlesinger, Vereinheitlichung der Schraubengewinde. Denkschrift, erstattet im Auftrage des Vereines deutscher Ingenieure, des Vereines deutscher Maschinenbauanstalten, des Vereines deutscher Werkzeugmaschinenfabriken und des Vereines deutscher Schiffswerften. Preis 1 *M.*

Lehrer und Schüler technischer Schulen erhalten die Hefte zur Hälfte des angegebenen Preises, sofern sie Bestellung und Zahlung an den Verein deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstr. 43, richten.

Literarische Unternehmungen d. Vereines deutscher Ingenieure:

ZEITSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Redakteur: D. Meyer.

Berlin N.W., Charlottenstraße 43

Geschäftstunden 9 bis 4 Uhr.

Expedition und Fernschreiberverlag: Julius Springer, Berlin W., Linkstr. 23/24.

Die Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure erscheint wöchentlich Sonnabends. Je einmal im Monat liegt ihr die Zeitschrift „Technik und Wirtschaft“ bei. Preis bei Bezug durch Buchhandel und Post 40 *M.* jährlich; einzelne Nummern werden gegen Einsendung von je 1.30 *M.* — nach dem Ausland von je 1.60 *M.* — portofrei geliefert.

Anzeigen:

Das Millimeter Höhe einer Spalte kostet 25 Pf. Bei 6, 13, 26, 52 maliger Wiederholung im Laufe eines Jahres: 10, 20, 30, 40 vH Nachlaß.

Für Stellengesuche von Vereinsmitgliedern, die unmittelbar bei der Annahmestelle, Linkstraße 23/24 angegeben und vorausbezahlt werden, kostet das Millimeter Höhe einer Spalte nur 12 Pf.

Beilagen:

Preis und erforderliche Anzahl sind unter Einsendung eines Musters bei der Expedition zu erfragen. Die Beilagen sind frei Berlin zu liefern.

Den Einsendern von Ziffer-Anzeigen wird für Annahme und freie Zusendung einlaufender Angebote mindestens 1 *M.* berechnet.

Schluß der Anzeigen-Annahme: Montag Vorm.; für Stellengesuche: Montag Abend 7 Uhr.

TECHNIK UND WIRTSCHAFT.

MONATSSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

REDAKTEURE D. MEYER UND W. MATSCHOSS.

IN KOMMISSION BEI JULIUS SPRINGER BERLIN.

Die »Technik und Wirtschaft« liegt der ganzen Auflage der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure (Preis des Jahrgangs 40 *M.*) allmonatlich bei. Sie ist außerdem für 8 *M.* für den Jahrgang durch alle Buchhandlungen und Postanstalten sowie durch die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer zu beziehen.

Anzeigen: Die ganze Seite 100 *M.*, $\frac{1}{2}$ Seite 50 *M.*, $\frac{1}{4}$ Seite 25 *M.*, $\frac{1}{8}$ Seite 12,50 *M.*. Ein kleinerer Raum als $\frac{1}{8}$ Seite wird nicht abgegeben. Bei 3 6 12 maliger Wiederholung im Jahre.

Beilagen: Preis und erforderliche Anzahl sind unter Einsendung eines Musters bei der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer zu erfragen. Auflage des Blattes 27 000.

5 10 20 vH Nachlaß.

Mitteilungen
über
Forschungsarbeiten

auf dem Gebiete des Ingenieurwesens

herausgegeben vom

Verein deutscher Ingenieure.

Redaktion: D. Meyer und M. Seyffert.

Heft 143.



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1913

ISBN 978-3-662-22883-8
DOI 10.1007/978-3-662-24825-6

ISBN 978-3-662-24825-6 (eBook)

Inhalt.

	Seite
Ueber Versuche mit großen, durch Blattfedern geführten Ringventilen für Kanalisationspumpen nebst Beiträgen zur Dynamik der Ventilbewegung. Von Dr.-Ing. Kurt Schoene	1
Verfahren zur Messung schnell wechselnder Temperaturen. Von Dr.-Ing. Alfred Petersen	37

Ueber Versuche mit großen, durch Blattfedern geführten Ringventilen für Kanalisationspumpen nebst Beiträgen zur Dynamik der Ventilbewegung.

Von Dr.-Ing. Kurt Schoene.

Trotz vieler planmäßiger Versuche und theoretischer Arbeiten über das Verhalten von Pumpenventilen besteht keine Klarheit über die wichtigsten Vorgänge beim Spiele der Ventile: die Eröffnung und ganz besonders den Abschluß. Der gegenwärtige Stand des Kolbenpumpenbaues lehrt, daß noch erhebliche Einflüsse auf den Gang dieser Maschinen unbekannt sind oder nicht genügend gewürdigt werden, denn das Stoßen der Ventile gilt noch vielfach als eine vis major, gegen die es eine Abhilfe nicht gibt.

Im Anfange dieses Jahrhunderts wurden im Kolbenpumpenbau unter Anlehnung an amerikanische Vorbilder und in der Erkenntnis der Wichtigkeit der Verringerung der Ventilmassen Verbesserungen erstrebt durch Einführung der Gruppenventile. Die bewegte Masse der Ventile wurde auf einen geringen Bruchteil der bisherigen Ausführungen vermindert, der erwartete Erfolg blieb jedoch aus; die Umlaufzahl der Pumpen konnte nicht erhöht werden, und das Schlagen der Ventile wurde eher stärker statt geringer. Die Erfahrung lehrte, daß sich durch Verringerung der bewegten Gewichte allein Fortschritte nicht erzielen lassen. Die Nachteile, die die Gruppenventile der üblichen Bauart in die Pumpe hineinbringen, wurden jedoch nicht erkannt.

Daß die Reibung in der Führung den Gang der Ventile ungünstig beeinflusst, ist bekannt, und im Kompressorenbau sind schon längst konstruktive Mittel gefunden und werden allgemein verwendet, um diese Reibung zu beseitigen. Bei den Pumpenventilen, in denen weit größere Kräfte zu beherrschen und die schwieriger instand zu halten sind, bereitete die konstruktive Ausbildung der reibungslosen Führung wesentlich grössere Schwierigkeiten und ist erst neuerdings in einer für den Gebrauch geeigneten Weise gelungen. Die Größe des Einflusses der Reibung, besonders auch beim Zusammenarbeiten der Ventile in Gruppen, konnte bisher durch den Versuch nicht festgestellt werden.

Auch die zuständige Wissenschaft, deren Vertreter im vergangenen Jahrzehnt durch den Aufschwung im Bau der Kraft- und Umlaufmaschinen voll auf in Anspruch genommen waren, nahm sich dieses Falles nicht an. Was an theoretischen Arbeiten in den letzten Jahren bekannt geworden ist, behandelte nicht die für die Praxis wichtigen Fragen. Man kam nicht weit über die schon Jahrzehnte alte fast statische Behandlung des Ventilspieles hinaus und

übersah wichtige dynamische Vorgänge, deren Berücksichtigung erst die Wege zu weiterer Erkenntnis eröffnen kann. Die Folge war, daß der Kolbenpumpenbau in Stillstand oder unsicheres Versuchen geraten ist.

Für Kanalisationspumpen wurden vor mehr als 20 Jahren von Riedler vortreffliche Abschlußorgane in den gesteuerten Klappen geschaffen. Die älteren Maschinen dieser Art entsprechen heute noch den höchsten Anforderungen. Inzwischen sind neue Aufgaben entstanden und die Kreiselpumpen kräftig in Wettbewerb getreten. Größere Einheiten wurden gebaut, ohne daß die konstruktiven Mittel dafür vorhanden waren, und die daher zu verwickelt ausfielen. Gerade diese Pumpen, an die von hindurchgehenden Fremdkörpern unberechenbare Anforderungen gestellt werden, und die sich sehr stark abnutzen, müssen so einfach wie nur irgend möglich gehalten sein; tatsächlich sind die neueren Maschinen erstaunlich verwickelt und entsprechen ihrem Zwecke nur wenig. Weiter müssen Kanalisationspumpen in ihrer Leistung sehr veränderlich sein, also möglichst hohe Umlaufzahlen zulassen. Was jedoch an Geräusch und Abnutzung heutzutage an vielen Stellen mit diesen Pumpen geleistet wird, trägt nicht zur Erhöhung ihrer Verwendbarkeit bei. Hier liegt daher das Bedürfnis nach konstruktiven Aenderungen und Klärung durch wissenschaftliche Untersuchung, die bisher diesem Gebiete fern geblieben ist, vor.

Nachdem die Lücken, zu deren Ausfüllung die vorliegende Arbeit beizutragen versuchen will, gekennzeichnet sind, sollen zunächst die theoretischen Grundlagen entwickelt werden, mittels deren die späteren Untersuchungen durchgeführt sind.

Im Folgenden bezeichne, Abb. 1,

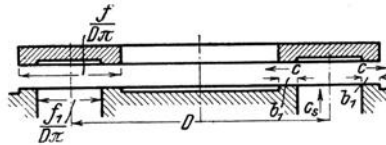


Abb. 1. Bezeichnungen.

- F den Kolbenquerschnitt in qm
- u die Kolbengeschwindigkeit in m/sk
- n » Umlaufzahl in 1 Minute
- $\omega = \frac{n\pi}{30}$ die Winkelgeschwindigkeit der Kurbel
- r den Kurbelhalbmesser in m
- φ » Kurbeldrehwinkel
- λ das Verhältnis von Kurbelhalbmesser zur Schubstangenlänge
- f die untere Fläche des Ventilringes in qm
- f_1 den freien Durchgangsquerschnitt des Ventilsitzes in qm
- b_1 die Breite der Dichtungsflächen in m
- D den mittleren Durchmesser der Sitzöffnung in m oder den Unterschied des Wasserdruckes auf die Unter- und Oberseite des Ventiles in kg
- $l = 2D\pi$ die Länge des Spaltes in m
- c_1 die axiale Wassergeschwindigkeit im Ventilsitz in m/sk
- c » radiale » » Spalt in m/sk
- h den Ventilhub in m
- $v = \frac{dh}{dt}$ die Ventilgeschwindigkeit in m/sk
- $w = \frac{d^2h}{dt^2}$ die Ventilbeschleunigung in m/sk

α die Ausflußzahl, mittels deren der Querschnitts- und der Geschwindigkeitsverlust bei Durchtritt der Flüssigkeit durch den Spalt berücksichtigt wird

p die Wasserpressung im Spalt in kg/qm

t die Zeit in sk

G das Gewicht des Ventilringes in der Luft in kg

G_w » » » » im Wasser in kg

M die Masse des Ventilringes

P_f » Kraft, welche von den Federn von oben auf das Ventil ausgeübt wird, in kg

P_a die Kraft, welche von dem Wasser infolge der Ablenkung von unten gegen das Ventil ausgeübt wird, in kg

γ das Gewicht von 1 cbm Wasser = 1000 kg

g die Erdbeschleunigung = 9,81 m/sk².

Die Ventilbewegung unter dem Einflusse des Kurbeltriebes.

Wieder wird die Annahme gemacht: Sitzbreite $b_1 = 0$ oder $f_1 = f$ und $\alpha c = \text{konst.}$ Für eine beliebige Kolbenbewegung besteht zwischen dieser und der Ventilbewegung, wenn die während der Zeit dt vom Kolben verdrängte und durch das Ventil strömende Wassermenge gleichgesetzt werden, die Beziehung:

$$F\left(udt + \frac{du}{dt} \frac{dt^2}{2}\right) = \alpha l c h dt + \alpha l \frac{c}{2} dt \left(v dt + \frac{dv}{dt} \frac{dt^2}{2}\right) + f \left(v dt + \frac{dv}{dt} \frac{dt^2}{2}\right).$$

Nach Beseitigung der unendlich kleinen Glieder zweiter und dritter Ordnung ergibt sich die bekannte Westphalsche Gleichung:

$$Fu = \alpha l c h + fv.$$

Für den Kurbeltrieb gilt:

$$u = r \omega \sin \varphi (1 \pm \lambda \cos \varphi).$$

Wird gesetzt:

$$\frac{\alpha l c}{\omega f} = m \quad \text{und} \quad \frac{Fr}{f} = p,$$

so ergibt sich durch Integration, wenn die Integrationskonstante bestimmt wird aus der Bedingung, daß für

$$\varphi = 0 \quad \text{auch} \quad h = 0:$$

$$h = \left(\frac{p}{m^2 + 1} \pm \frac{p\lambda}{m^2 + 4}\right) e^{-m\varphi} + \frac{p}{m^2 + 1} (m \sin \varphi - \cos \varphi) \pm \frac{p\lambda}{m^2 + 4} (m \sin 2\varphi - 2 \cos 2\varphi) \quad (1).$$

$$\frac{dh}{dt} = -m \omega \left(\frac{p}{m^2 + 1} \pm \frac{p\lambda}{m^2 + 4}\right) e^{-m\varphi} + \frac{p\omega}{m^2 + 1} (m \cos \varphi + \sin \varphi) \pm \frac{p\lambda\omega}{m^2 + 4} (m \cos 2\varphi + 2 \sin 2\varphi) \quad (2).$$

$$\frac{d^2h}{dt^2} = m^2 \omega^2 \left(\frac{p}{m^2 + 1} \pm \frac{p\lambda}{m^2 + 4}\right) e^{-m\varphi} + \frac{p\omega^2}{m^2 + 1} (-m \sin \varphi + \cos \varphi) \pm \frac{2p\lambda\omega^2}{m^2 + 4} (-m \sin 2\varphi + 2 \cos 2\varphi) \quad (3).$$

1. Beispiel: Um die durch die Gl. (1) bis (3) bestimmten Vorgänge zu verfolgen, sind für einen Kolbenhub die Werte von h , $\frac{dh}{dt}$, $\frac{d^2h}{dt^2}$ unter Annahme der folgenden Zahlengrößen berechnet und in Zahlentafel 1 zusammengestellt. Abb. 2 zeigt die ungewöhnlichen Abmessungen des Ventiles.

Zahlentafel I.

φ	vorwärts			rückwärts		
	h	$\frac{dh}{dt}$	$\frac{d^2h}{dt^2}$	h	$\frac{dh}{dt}$	$\frac{d^2h}{dt^2}$
0	mm	m/sk	m/sk ²	mm	m/sk	m/sk ²
0	0	0	12,6	0	0	8,4
0,5	0,016	0,016	11,6	0,014	0,0105	7,72
1	0,041	0,0317	10,6	0,029	0,0208	7,09
1,5	0,108	0,0457	9,74	0,082	0,0298	6,53
2	0,174	0,0585	8,94	0,116	0,0391	5,97
3	0,367	0,082	7,54	0,243	0,0546	5,03
4	0,627	0,102	6,35	0,417	0,0678	4,25
5	0,936	0,116	5,33	0,626	0,0769	3,58
6	1,276	0,131	4,45	0,851	0,088	3,02
7	1,654	0,141	3,72	1,104	0,0957	2,54
8	2,08	0,152	3,12	1,39	0,102	2,14
9	2,507	0,16	2,6	1,67	0,108	1,81
10	2,962	0,166	2,12	1,99	0,112	1,52
15	5,42	0,185	0,666	3,7	0,126	0,613
20	8,023	0,189	-0,042	5,45	0,133	0,222
30	13,12	0,177	-0,678	9,11	0,133	-0,072
40	17,79	0,154	-0,982	12,81	0,129	-0,2
50	21,7	0,124	-1,17	16,32	0,122	-0,326
60	24,5	0,0894	-1,27	19,46	0,111	-0,47
70	26,7	0,0536	-1,3	22,45	0,0954	-0,637
80	27,6	0,018	-1,25	24,8	0,0754	-0,812
90	27,64	-0,0155	-1,15	26,6	0,0505	-0,985
100	26,82	-0,0456	-1,01	27,6	0,021	-1,13
110	25,1	-0,0712	-0,843	27,7	-0,012	-1,24
120	22,9	-0,0923	-0,664	26,9	-0,0477	-1,3
130	20,11	-0,108	-0,497	25,1	-0,0836	-1,28
140	16,92	-0,12	-0,349	22,3	-0,118	-1,19
150	13,46	-0,127	-0,23	18,54	-0,149	-1,03
160	9,8	-0,133	-0,141	14	-0,175	-0,799
170	6,06	-0,135	-0,072	8,86	-0,193	-0,516
180	2,25	-0,137	-0,025	3,33	-0,203	-0,195

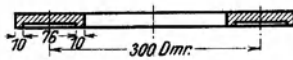
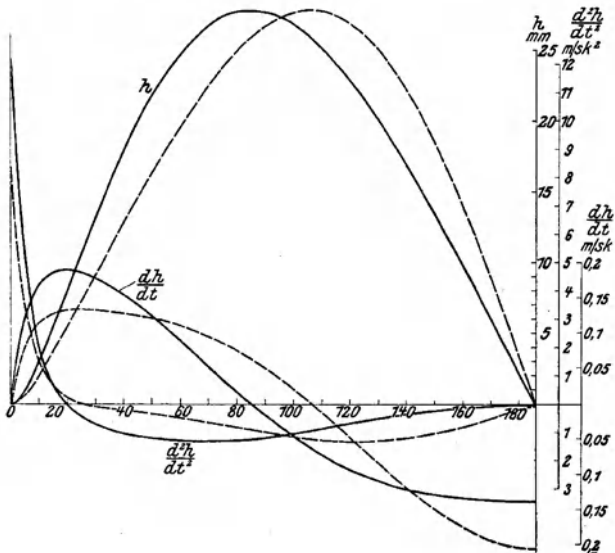


Abb. 2.
Ventilabmessungen.



$$F = 0,0962, \quad f = 0,0904, \quad l = 1,885, \quad r = 0,25, \quad c = 4,5, \quad u = 0,65, \quad n = 60, \\ \omega = 6,28, \quad \omega^2 = 39,44, \quad m = 9,72, \quad p = 0,266.$$

In Abb. 3 sind die Bewegungsverhältnisse des Ventiles bildlich dargestellt. Die ausgezogenen Linien gelten für Vorwärts-, die gestrichelten für Rückwärtsgang.

Das Ventil öffnet unter den Bedingungen, für welche die Rechnung durchgeführt wurde, rechtzeitig. Beim Arbeiten in der Pumpe öffnet es jedoch stets verspätet. Die Verspätung wird verursacht durch verspäteten Schluß des anderen Ventiles, Luftgehalt des Wassers, Undichtheiten und Nachgiebigkeit des Pumpenkörpers und Triebwerkes. Bei verspätetem Öffnen werden die Anfangsbeschleunigungen noch bedeutend größer als in Abb. 3, und das Ventil geht erst nach einigen Schwingungen in seine regelmäßige Bewegung über oder vollführt bei höheren Umlaufzahlen, besonders als Saugventil, Schwingungen bis zum Schlusse. Die Größe der Verspätung und die Ventilbewegung unmittelbar nach der Eröffnung lassen sich im allgemeinen rechnerisch nicht bestimmen. Die abgeleiteten Formeln (1) bis (3) stellen, auch abgesehen von der unveränderlichen Spaltgeschwindigkeit, den ersten Teil der Ventilbewegung unter Annahmen dar, die der Wirklichkeit nicht entsprechen; trotzdem dürften sie für das Verständnis dieser Vorgänge von Wert sein, insbesondere mit Rücksicht auf Unklarheiten über die Ventileröffnung, die sich gerade in der den weitesten Kreisen bekannt gewordenen Literatur finden. Z. B. wird in Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 30 S. 7 in der von Otto H. Mueller herrührenden Abb. 4 als Maß der Eröffnungsverspätung AJ und als deren Ursache die Ventilverdrängung angegeben. Später wird dann, ohne daß der Widerspruch aufgeklärt wird, richtig gesagt, daß die verspätete Ventileröffnung durch den verspäteten Schluß des anderen Ventiles bedingt wird. Der Irrtum kommt in der Abb. 4 dadurch zustande, daß angenommen wird, das Ventil beginne seine Bewegung mit größter Geschwindigkeit, während es mit der Geschwindigkeit null beginnt.

Für die Schlußbewegung nach der Kolbenumkehr sollen besondere Gleichungen entwickelt werden. So lange die Spaltgeschwindigkeit c die Richtung von innen nach außen nicht wechselt, gilt für die Schlußvorgänge: Kolbenverdrängung + Spaltmenge = Ventilverdrängung.

$$Fu + aclh = fv, \quad v = -\frac{dh}{dt}; \quad u = r\omega \sin \varphi (1 \pm \lambda \cos \varphi).$$

Da nur kleine Werte von φ in Betracht kommen, kann gesetzt werden: $\sin \varphi = \varphi, \quad \cos \varphi = 1$. Ferner ist $\varphi = \omega t$,

$$Fr\omega^2 t(1 \pm \lambda) + aclh = -f \frac{dh}{dt}.$$

Durch Integration ergibt sich:

$$h = \left(h_0 - \frac{p}{m^2}\right) e^{-mt} - \frac{p}{m^2} (mt - 1) \quad \dots \quad (4),$$

$$\frac{dh}{dt} = -m \left(h_0 - \frac{p}{m^2}\right) e^{-mt} - \frac{p}{m} \quad \dots \quad (5),$$

$$\frac{d^2h}{dt^2} = (m^2 h_0 - p) e^{-mt} \quad \dots \quad (6),$$

worin bedeutet

$$m = \frac{acl}{f}; \quad p = \frac{Fr\omega^2(1 \pm \lambda)}{f} \quad \text{und } h_0 \text{ die Anfangslage des Ventiles.}$$

2. Beispiel. Für die Größen des 1. Beispiels sind mittels der Gl. (4) bis (6) die Werte von $h, \frac{dh}{dt}, \frac{d^2h}{dt^2}$ berechnet und in Zahlentafel II zusammenge-

Zahlentafel II.

t	φ	vorwärts			rückwärts		
		h	$\frac{dh}{dt}$	$\frac{d^2h}{dt^2}$	h	$\frac{dh}{dt}$	$\frac{d^2h}{dt^2}$
		mm	m/sk	m/sk ²	mm	m/sk	m/sk ²
0	0	2,25	-0,1375	-0,04	3,33	-0,2033	-0,2
0,002	0,72	1,98	-0,1375	-0,0354	2,93	-0,2037	-0,177
0,004	1,44	1,71	-0,1376	-0,0314	2,52	-0,204	-0,157
0,006	2,16	1,43	-0,1376	-0,0277	2,11	-0,2043	-0,138
0,008	2,88	1,16	-0,1376	-0,0245	1,7	-0,2045	-0,122
0,01	3,6	0,88	-0,1376	-0,0217	1,3	-0,2048	-0,1085
0,012	4,32	0,604	-0,1377	-0,0192	0,88	-0,205	-0,096
0,014	5,04	0,329	-0,1377	-0,0171	0,47	-0,2051	-0,0855
0,016	5,76	0,0541	-0,1377	-0,0151	0,06	-0,2053	-0,0755
0,0164	5,9	0	-0,1377	-	0	-0,2053	-

stellt. In Abb. 3 sind die Werte der Zahlentafel II in Verbindung mit denen der Zahlentafel I dargestellt.

Für diesen Abschnitt der Ventilbewegung ist die Annahme unveränderlicher Spaltgeschwindigkeit völlig unzulässig, denn sie muß dabei unter allen Umständen bis auf null abnehmen, so daß die Rechnung zu sehr ungenauen Ergebnissen führt.

Ueber den Einfluß der Sitzbreite.

Bisher wurde zur Vereinfachung der Betrachtungen angenommen, daß $f_1 = f$, d. h. daß die Sitzbreite $b_1 = 0$ sei. Es soll nun untersucht werden, in welcher Weise die Größe der Sitzbreite den Gang der Ventile beeinflusst und in der Rechnung zu berücksichtigen ist.

Betrachtet man die Gleichung $Fu = alch \pm fv$ in Verbindung mit Abb. 4, so ist ersichtlich, daß ebensogut f wie f_1 in sie eingesetzt werden darf,

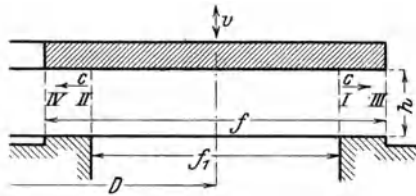


Abb. 4.

denn sowohl für die 3 zusammengehörigen Querschnitte f_1 I II als auch f III IV trifft sie zu. Wird f_1 statt f in obige Gleichung eingesetzt, so muß, solange v positiv ist, d. h. das Ventil steigt, das Glied $alch$ entsprechend größer werden, d. h. für c muß ein größerer Wert eingesetzt werden, und umgekehrt bei fallendem Ventile. Nun ist klar, daß c in den Querschnitten I und II bei öffnendem Ventile größer als in III und IV sein muß, da nicht alles durch I und II strömende Wasser auch durch III und IV gelangt, sondern ein Teil den Sitzflächen $f-f_1$ nachströmt. Bei schließendem Ventile ist infolge der Verdrängung der Sitzflächen $f-f_1$ die Wassergeschwindigkeit c in I und II kleiner als in III und IV. Im ersteren Falle nimmt also die Wassergeschwindigkeit im Spalte von innen nach außen ab und in letzterem zu. Mit diesen Geschwindigkeitsänderungen sind auch Druckänderungen verbunden. Im Folgenden soll versucht werden, deren Größe zu bestimmen:

Zur Vereinfachung wird die stets annähernd zutreffende Annahme gemacht, daß b_1 in Abb. 5 und 6 gegenüber dem Durchmesser d der Sitzfläche klein ist, so daß bei unbewegtem Ventile der Querschnitt von I bis III stets gleich angenommen werden darf.

Fall 1 (Abb. 5) Die Einströmgeschwindigkeit sei c_0 .

a) Abwärtsbewegung des Ventiles.

p die Wasserpressung in kg/qm, veränderlich mit dem Abstände b vom Querschnitte I.

$$v = -\frac{dh}{dt}; w = \frac{dv}{dt} = -\frac{d^2h}{dt^2}.$$

Die hydrodynamische Gleichung (vergl. Lorenz: Technische Hydromechanik, § 9) lautet, wenn die Widerstände im Spalt vernachlässigt werden:

$$-\frac{g}{\gamma} \frac{\delta p}{\delta b} = \frac{\delta c}{\delta t} + c \frac{\delta c}{\delta b} \dots \dots \dots (7).$$

Wird ferner berücksichtigt, daß durch den Querschnitt V außer der durch Querschnitt I einströmenden Wassermenge noch die von der Sitzfläche mit der

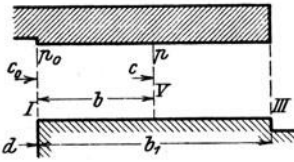


Abb. 5.

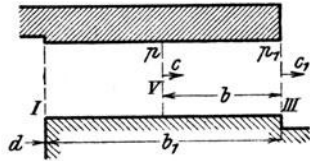


Abb. 6.

Breite b verdrängte hindurchtreten muß, so läßt sich die Gleichung aufstellen: $hlc = lh c_0 + l v b$ und hieraus:

$$c = c_0 + \frac{v b}{h} = c_0 - \frac{dh}{dt} \frac{b}{h} \dots \dots \dots (8).$$

Durch partielle Differentiationen ergibt sich aus Gl. (8):

$$\frac{\delta c}{\delta t} = \frac{\delta c_0}{\delta t} - \frac{\delta^2 h}{\delta t^2} \frac{b}{h} + \frac{\delta h}{\delta t} \frac{b}{h^2} \frac{\delta h}{\delta t} = \frac{w b}{h} + \frac{v^2 b}{h^2} + \frac{\delta c_0}{\delta t}$$

$$\frac{\delta c}{\delta b} = \frac{v}{h}.$$

Durch Einsetzen dieser Werte und von c aus Gl. (8) in Gl. (7) entsteht:

$$-\frac{g}{\gamma} \frac{\delta p}{\delta b} = \frac{w b}{h} + \frac{v^2 b}{h^2} + \left(c_0 + \frac{v b}{h}\right) \frac{v}{h} + \frac{\delta c_0}{\delta t} = \frac{w b}{h} + \frac{2 v^2 b}{h^2} + \frac{c_0 v}{h} + \frac{\delta c_0}{\delta t}.$$

Durch Integration ergibt sich

$$-\frac{g}{\gamma} p = \frac{w b^2}{2h} + \frac{v^2 b^2}{h^2} + \frac{c_0 v b}{h} + \frac{d c_0}{dt} b + C,$$

für $b = 0$ wird $p = p_0$, also $C = -\frac{g}{\gamma} p_0$

$$\frac{g}{\gamma} (p_0 - p) = \frac{w b^2}{2h} + \frac{v^2 b^2}{h^2} + \frac{c_0 v b}{h} + \frac{d c_0}{dt} b \dots \dots \dots (9).$$

b) Aufwärtsbewegung des Ventiles.

$$v = \frac{dh}{dt}; w = \frac{d^2h}{dt^2}.$$

Aus der Kontinuität der Strömung folgt jetzt:

$$c = c_0 - \frac{v b}{h} = c_0 - \frac{dh}{dt} \frac{b}{h} \dots \dots \dots (10).$$

Nach ähnlichen Entwicklungen wie unter a) ergibt sich:

$$\frac{g}{\gamma} (p_0 - p) = -\frac{w b^3}{2h} + \frac{v^3 b^2}{h^2} - \frac{c_0 v b}{h} + \frac{d c_0}{dt} b \dots \dots \dots (11),$$

d. h. für die Aufwärtsbewegung sind w und v in Gl. (9) negativ einzusetzen.

Fall 2, Abb. 6. Die Ausströmgeschwindigkeit sei c_1 .

a) Abwärtsbewegung des Ventiles.

In diesem Falle ist, wenn c_1 eine Zunahme erfährt, wegen des Wachsens von b in entgegengesetzter Richtung für $\frac{d c_1}{dt}$ der negative Wert einzusetzen.

Aus ähnlichen Entwicklungen wie früher folgt:

$$\frac{g}{\gamma} (p_1 - p) = -\frac{w b^3}{2h} - \frac{c_1 v b}{h} - \frac{d c_1}{dt} b \dots \dots \dots (12).$$

b) Aufwärtsbewegung des Ventiles.

$$\frac{g}{\gamma} (p_1 - p) = \frac{v b^3}{2h} + \frac{c_1 v b}{h} - \frac{d c_1}{dt} b \dots \dots \dots (13).$$

In den Gl. (8) bis (13) sind die im Spalt auftretende Einschnürung und die Widerstände nicht berücksichtigt. Genauer würde z. B. Gl. (8) lauten: $c = \zeta_1 c_0 + \frac{v b}{\zeta_2 h}$, wo durch ζ_1 ein Geschwindigkeits- und ζ_2 ein Querschnittsverlust berücksichtigt wird, die beide als veränderlich an verschiedenen Stellen des Spaltes anzusehen wären. Es ist anzunehmen, daß je nach der Breite der Sitzflächen dem einen oder dem anderen Beiwert ein größerer Einfluß zukommt. Bei sehr großer Sitzbreite, Abb. 7, dürfte über den größten Teil der Breite mit einem Geschwindigkeitsverluste; bei kleiner, Abb. 8, vorwiegend mit einer Ein-



Abb. 7 und 8. Verluste im Spalt.

schnürung zu rechnen sein, so daß die Druckschwankungen in geringerem Maße als die Sitzbreiten wachsen würden, denn ζ_1 tritt nur im Zähler und ζ_2 nur im Nenner auf. Werden beide Werte eingesetzt und als gleich angesehen, so hebt sich ihre Wirkung nahezu auf. Dieser Umstand, sowie die Unmöglichkeit, sie aus den angestellten Versuchen einzeln zu bestimmen, und die durch die Fortlassung herbeigeführte Vereinfachung der Rechnung war der Grund, daß sie bei der Aufstellung der Gleichungen nicht berücksichtigt wurden.

In den Gleichungen für die Druckänderungen enthalten alle Glieder der rechten Seite mit Ausnahme des letzten im Nenner die Größe h , woraus folgt, daß bei geringem Abstände des Ventiles vom Sitze die Druckänderungen im Spalt am größten sind.

Durch das Glied $\frac{d c_1}{dt} b_1$ wird der zur Beschleunigung oder Verzögerung der im Spalte befindlichen Wassersäule von der Länge b_1 erforderliche Druck in Rechnung gestellt. Wahrscheinlich ist diese Wassersäule jedoch wesentlich länger als b_1 in die Rechnung einzuführen, so daß diese Druckänderungen durch $\frac{d c_1}{dt} b_1$ zu klein angegeben werden.

Ueber die Gesetze der Wasserbewegung zwischen den Sitzflächen eines Ventiles habe ich in der Literatur eine richtige Bemerkung gefunden in der Arbeit von K. Körner, »Untersuchung der Bewegung selbsttätiger Pumpenventile«, Z. d. V. d. I. 1908 S. 1844.

Dagegen sind diese Gesetze in der Arbeit von H. Sieglerschmidt, »Das Verhalten selbsttätiger Pumpenventile unter Voraussetzung des Schwebeszustandes«, Z. d. V. d. I. 1908 S. 780 ff. nicht berücksichtigt.

Ueber den Flüssigkeitsdruck gegen das bewegte Ventil.

Im Anschluß an die vorstehende Untersuchung sollen Gleichungen zur Berechnung des zur Erzeugung der Wassergeschwindigkeiten c_1 und c_0 erforderlichen Druckunterschiedes auf die Ober- und Unterseite des Ventiles aufgestellt werden.

Bei der Aufstellung der Gleichungen entsteht eine Unsicherheit bezüglich des Ortes des zur Erzeugung der Ausflußgeschwindigkeit erforderlichen Spannungsabfalles. In den folgenden Untersuchungen ist er durchweg am äußeren Umfange des Ventiles angenommen. Auch unter der Annahme, daß er in den Querschnitten des Eintrittes des Wassers in den Spalt erfolgt, wurden Rechnungen durchgeführt. Diese ergaben für die untersuchten Fälle eine schlechtere Uebereinstimmung mit Versuchsergebnissen als die erstere Annahme, die daher beibehalten wurde. Es muß jedoch darauf hingewiesen werden, daß diese Annahme nur als eine grobe Annäherung angesehen werden darf, was besonders auch bei der Betrachtung der späteren Abb. 11, 12 und 13 zu beachten ist. Tatsächlich wird sich dieser Spannungsabfall zwischen dem Ein- und Austrittsquerschnitte vollziehen, und es muß weiteren Untersuchungen vorbehalten bleiben, Genauereres darüber festzustellen.

1. Die Flüssigkeit ströme von innen nach außen, Abb. 9.

Es bezeichne

D_1 in kg den Druck gegen die Sitzfläche $f - f_1 = lb_1$,

D_2 » » » » » » Spaltfläche $f_1 = \frac{l}{2} B$,

$D = D_1 + D_2$ den Gesamtdruck auf das Ventil.

$$D_1 = l \int_0^{b_1} p db.$$

Nach Gl. (12) gilt für die Abwärtsbewegung des Ventiles:

$$p = p_1 + \frac{\gamma}{g} \left(w \frac{b^2}{2h} + \frac{c_1 v b}{h} + \frac{dc_1}{dt} b \right)$$

$$D_1 = l \int_0^{b_1} \left(p_1 + \frac{\gamma}{g} \frac{w b^2}{2h} + \frac{\gamma}{g} \frac{c_1 v b}{h} + \frac{\gamma}{g} \frac{dc_1}{dt} b \right) db = l p_1 b_1 + \frac{\gamma}{g} \frac{w b_1^3 l}{6h} + \frac{\gamma}{g} \frac{c_1 v b_1^2 l}{2h} + \frac{\gamma}{g} \frac{l b_1^2}{2} \frac{dc_1}{dt}$$

$$p_1 = \frac{c_1^2 1000}{2g} = \frac{c_1^2 500}{g}$$

$$D_1 = \frac{l b_1 c_1^2 500}{g} + \frac{\gamma}{g} \frac{w b_1^3 l}{6h} + \frac{\gamma}{g} \frac{c_1 v b_1^2 l}{2h} + \frac{\gamma}{g} \frac{l b_1^2}{2} \frac{dc_1}{dt}.$$

Zur Berechnung von D_2 wird der Druck p_2 als unveränderlich über die Breite B angenommen.

$$D_s = \frac{l}{2} B p_2 = \frac{l}{2} B \left[p_1 + \frac{\gamma}{g} \left(\frac{w b_1^2}{2h} + \frac{c_1 v b_1}{h} + \frac{d c_1}{dt} b_1 \right) \right]$$

$$D = D_s + D_s = f p_1 + \frac{\gamma}{g} \frac{w b_1^2}{6h} (f + 2f_1) + \frac{\gamma}{g} \frac{c_1 v b_1}{2h} (f + f_1) + \frac{\gamma}{g} \frac{b_1}{2} \frac{d c_1}{dt} (f + f_1) \quad (14),$$

wenn berücksichtigt wird, daß $f_1 = \frac{l}{2} B$ und $f - f_1 = l b_1$.

In Gl. (14) sind für v positive Werte einzusetzen, ebenso für w , wenn es eine Beschleunigung ist, für Verzögerung negative. Gl. (14) ist auch für Aufwärtsbewegung zu benutzen, wenn für v negative Werte gesetzt werden und ebenso für w , wenn es Beschleunigung bedeutet. Außerdem übt die Flüssigkeit

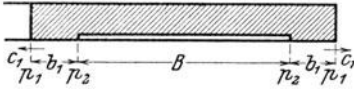


Abb. 9.

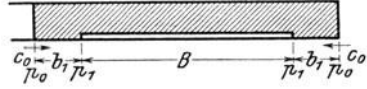


Abb. 10.

infolge ihrer Ablenkung einen Druck P_a gegen das Ventil aus, dessen Größe sich angenähert ergibt aus: $P_a = \frac{\gamma}{g} Q(c, \mp v)$, wo Q die in 1 sk gegen das Ventil strömende Flüssigkeitsmenge bedeutet.

$$Q = F u \text{ und } c_s = \frac{F u}{f_s}.$$

$$P_a = \frac{\gamma}{g} F u (c_s \mp v) \dots \dots \dots (15),$$

wo das Minuszeichen für die Aufwärtsbewegung, das Pluszeichen für die Abwärtsbewegung gilt.

2) Die Flüssigkeit ströme von außen nach innen, Abb. 10.

Aus Gl. (9) ergibt sich

$$p = p_0 - \frac{\gamma}{g} \left(\frac{w b^2}{2h} + \frac{v^2 b^2}{h^2} + \frac{c_0 v b}{h} + \frac{d c_0}{dt} b \right)$$

$$D_s = l b_1 p_0 - \frac{\gamma}{g} \frac{w b_1^2 l}{6h} - \frac{\gamma}{g} \frac{v^2 b_1^2 l}{3h^2} - \frac{\gamma}{g} \frac{c_0 v b_1^2 l}{2h} - \frac{\gamma}{g} \frac{l b_1^2}{2} \frac{d c_0}{dt},$$

wo $p_0 = - \frac{c_0^2 500}{g}$

$$D_s = \frac{l}{2} B p_1 = \frac{l}{2} B \left[p_0 - \frac{\gamma}{g} \left(\frac{w b_1^2}{2h} + \frac{v^2 b_1^2}{h^2} + \frac{c_0 v b_1}{h} + \frac{d c_1}{dt} b_1 \right) \right]$$

$$D = D_s + D_s = - f \frac{c_0^2 500}{g} - \frac{\gamma}{g} \frac{w b_1^2}{6h} (f + 2f_1) - \frac{\gamma}{g} \frac{v^2 b_1^2}{3h^2} (f + 2f_1) - \frac{\gamma}{g} \frac{c_0 v b_1}{2h} (f + f_1) - \frac{\gamma}{g} \frac{b_1}{2} \frac{d c_1}{dt} (f + f_1) \quad (16).$$

Das negative Vorzeichen sämtlicher Glieder der Gl. (16) deutet an, daß der Ueberdruck D von oben auf das Ventil wirkt.

Um ein Bild des Verlaufes der durch die Gl. (7) bis (16) bestimmten Vorgänge zu geben, sind für die Beispiele 1 und 2 nach den Gl. (8) bis (16) unter Annahme unveränderlicher Ausflußgeschwindigkeit c_1 die betreffenden Werte berechnet und in Zahlentafel III zusammengestellt. In den Abb. 11, 12 und 13 sind die Ergebnisse dieser Rechnung dargestellt. Die Sitzflächen machen ihre Wirkung, wie aus Abb. 11 und 12 ersichtlich, am meisten geltend, wenn das Ventil sich in der Nähe des Sitzes bewegt, und die Pressungen wachsen oder nehmen ab nahezu im Verhältnisse ihres Abstandes vom inneren oder äußeren Umfange. Beim

Zahlentafel III.

p	$p_1 - p$ in kg/qcm					c_1 m/sk	c_0 m/sk	D kg	F_a kg
	$b=0,002$	$0,004$	$0,006$	$0,008$	$0,01$ m				
0,5	800	1830	3070	3660	5150	4,5	12	-404	0,00045
1	706	1510	2420	3430	4550	—	11,67	-271	0,00185
1,5	350	732	1150	1600	2080	—	8,14	-74	0,00461
2	320	660	1020	1410	1810	—	7,87	-53	0,0085
3	210	431	655	893	1140	—	6,75	1,7	0,0216
4	151	306	465	630	796	—	6,13	29	0,0429
5	114	230	349	468	593	—	5,73	45,4	0,0755
6	95,6	193	292	392	494	—	5,64	53,5	0,114
7	80	161	244	325	410	—	5,36	60,2	0,165
8	68	137	206	275	346	—	5,24	65,4	0,228
9	59	119,2	178	240	300	—	5,14	69,1	0,301
10	51,5	103,5	155	208	261	—	5,06	72,3	0,392
15	31,3	—	94	—	157	—	4,84	80,73	1,02
20	22,4	—	67,3	—	112	—	4,74	84,3	1,94
30	13,5	—	40,3	—	67	—	4,65	88	4,71
40	9,25	—	27,7	—	46,2	—	4,6	89,7	8,57
50	6,88	—	20,6	—	34,3	—	4,58	90,63	13,12
60	5,24	—	15,7	—	26,1	—	4,56	91,29	18,5
70	3,9	—	11,7	—	19,4	—	4,54	91,8	23,7
80	2,8	—	8,35	—	13,8	—	4,53	92,3	28,4
90	1,74	—	5,15	—	8,51	—	4,52	92,71	31,8
100	0,69	—	2,1	—	3,5	—	4,51	93,13	33,45
110	-0,0407	—	0,127	—	2,22	—	4,5	93,58	33
120	-1,64	—	4,98	—	8,4	—	4,48	94,08	30,2
130	-2	—	9,25	—	15,5	—	4,47	94,66	25,3
140	-4,86	—	14,7	—	24,5	—	4,44	95,39	19,2
150	-7,37	—	22,2	—	37,2	—	4,42	96,41	12,5
160	-11,4	—	34,4	—	59,6	—	4,38	98,1	6,41
170	-20	—	60	—	100	—	4,28	101,5	2,034
180	-56	—	168	—	281	—	3,89	116,2	0
0,72	-63,7	-127	-192	-256	-319	—	3,81	119,3	—
1,44	-74,6	-159	-224	-298	-373	—	3,69	123,6	—
2,16	-89	-178	-267	-357	-446	—	3,53	129,5	—
2,88	-110	-220	-331	-441	-552	—	3,3	138	—
3,6	-145	-290	-436	-581	-727	—	2,93	152,2	—
4,32	-214	-428	-644	-857	-1070	—	2,17	182,5	—
5,05	-401	-804	-1203	-1610	-2010	—	0,13	256,5	—
5,76	-3140	-6270	-9430	-12550	-15700	—	-29,3	1364	—

Steigen des Ventiles saugen die Sitzflächen das Wasser durch das Ventil hindurch, bei der Abwärtsbewegung erschweren sie dagegen dem Wasser den Durchfluß durch den Umfang.

Der Abfall und das Ansteigen von D in Abb. 13 erreicht nicht die gezeichnete Größe, die nur durch Annahme unveränderlicher Ausflußgeschwindigkeit c_1 entstanden ist. Tatsächlich ist c_1 bei Beginn des Hubes gleich null, wird dann abwechselnd negativ und positiv und wächst darauf weiter, muß also zunächst gesteigert werden. Der Unterdruck D hat von Anfang an einen positiven Wert, denn anderenfalls fehlte die bewegende Kraft für das Ventil; er dient aber zunächst nur zum kleinen Teil zur Erzeugung einer Ausflußgeschwindigkeit c_1 , in der Hauptsache wird er zur Beschleunigung der im Spalte zwischen den Sitzflächen sich bewegenden Wassersäule verbraucht. Auch gegen Ende des Hubes erreicht D nicht die in Zahlentafel III berechnete Größe. Beim Aufsetzen des Ventiles sinkt der Wert von c_1 häufig, nachdem er vorher negativ geworden ist, bis auf 0, muß also vorher infolge Steigerung des Ueberdruckes über dem Ventile abnehmen.

Die Untersuchungen der beiden vorausgehenden Abschnitte lehren, daß die unter Anlehnung an Bachs Arbeiten von Klein und Baumann für das ruhende Ventil gewonnenen Ausflußzahlen für die Berechnung des bewegten Ventiles

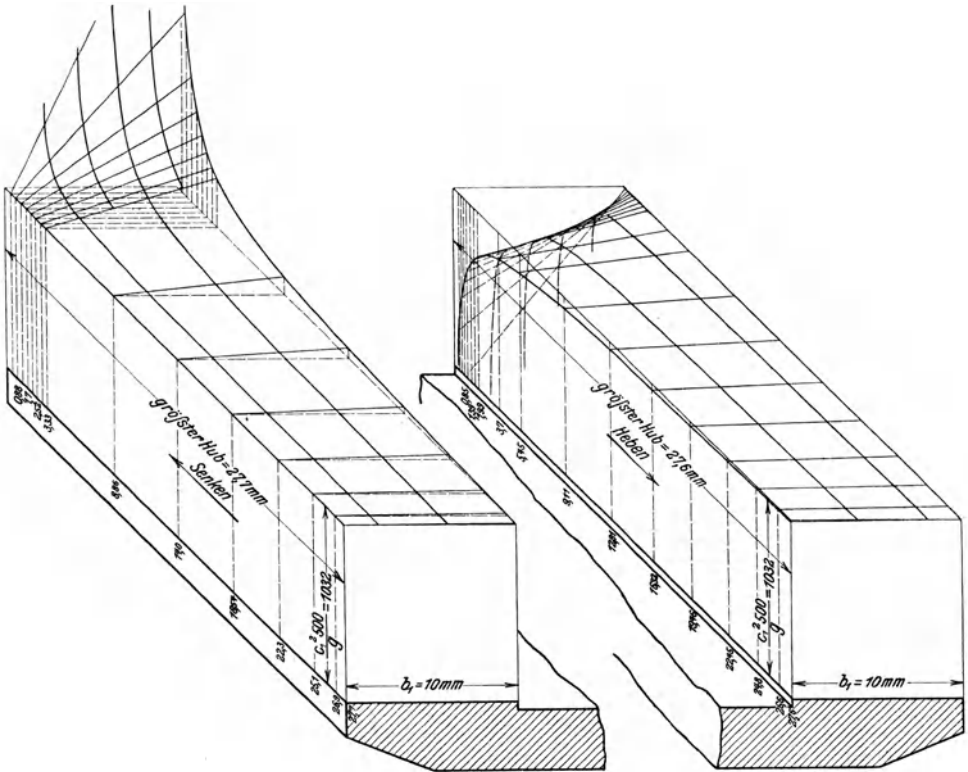


Abb. 11 und 12. Änderungen der Pressungen im Spalt bei Annahme unveränderlicher Ausflußgeschwindigkeit.

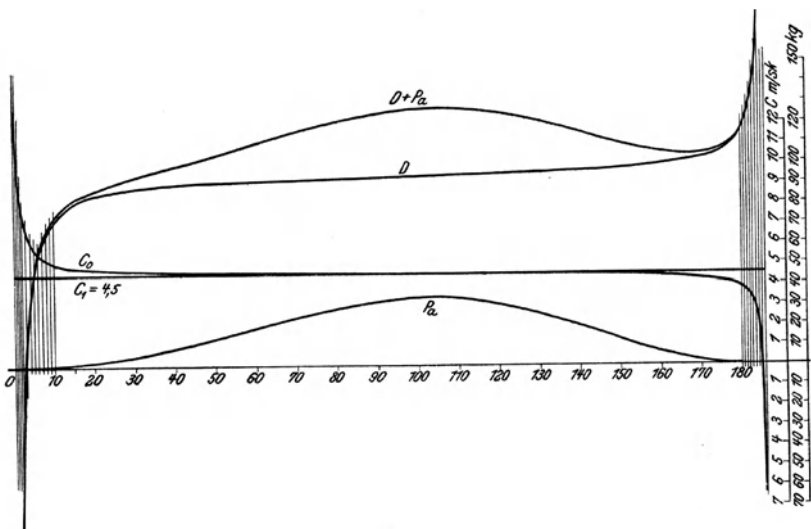


Abb. 13. Veränderlichkeit der Drücke und Einströmgeschwindigkeit bei Annahme unveränderlicher Ausflußgeschwindigkeit.

nicht ohne weiteres verwendbar sind. Die Ausflußzahlen eines bewegten Ventiles sind Funktionen der Hubhöhe, der Größe und Richtung der Geschwindigkeit und Beschleunigung des Ventiles und der Wassersäule zwischen den Sitzflächen und können für dieselbe Hubhöhe innerhalb verhältnismäßig weiter Grenzen veränderliche Werte annehmen.

Der Ventillabschluß, insbesondere unter dem Einfluß von Reibungswiderständen in der Ventildführung und beim Zusammenarbeiten von Ventilen in Gruppen.

Die bisherigen theoretischen Arbeiten über die Gesetze des Ventilspieles haben entweder die Ventilbewegung nach der Kolbenumkehr verfolgt unter der unzulässigen Annahme unveränderlicher Ausflußgeschwindigkeit oder sich mit allgemeinen Erörterungen begnügt. Nun ist, was nach der Kolbenumkehr mit den Ventilen geschieht, in erster Linie für den guten Gang einer Pumpmaschine maßgebend. Die Erforschung der Gesetze dieser Vorgänge ist daher für den Kolbenpumpenbau äußerst wichtig. Nach den später durchgeführten Rechnungen vollzieht sich der Abschluß eines Ventiles, z. B. eines Saugventiles, in folgender Weise: Im Augenblicke der Kolbenumkehr ist die Wassersäule, abgesehen von Wirbelungen und Schwingungen, über und unter dem Ventile in Ruhe; die am Ventilumfange noch mit großer Geschwindigkeit ausströmende Wassermenge füllt den infolge der Ventilbewegung über demselben frei werdenden Raum aus. Das Ventil vermindert nun zunächst seine Geschwindigkeit, weil die treibende Federkraft abnimmt, der Unterdruck jedoch, da infolge der Annäherung der Sitzflächen eine größere Pressung zur Erzeugung der Ausflußgeschwindigkeit erforderlich ist, stark zunimmt. Bei abnehmender Ventilverdrängung gewinnt die wachsende Kolbenverdrängung allmählich an Einfluß auf die Vorgänge. Das am Ventilumfang austretende Wasser findet, da der über dem Ventile frei werdende Raum zum erheblichen Teil durch das vom Kolben verdrängte Wasser ausgefüllt wird, keinen Platz mehr im Pumpenraum, die Ausflußgeschwindigkeit c nimmt daher ab. Dabei wird die lebendige Kraft der zwischen den Sitzflächen befindlichen Wassersäule in Druck umgesetzt, der von oben auf das Ventil wirkt. Da gleichzeitig als weitere Folge der Verminderung von c der Druck unter dem Ventile abnimmt, wird das Ventil andauernd stark beschleunigt. Dies ist der normale Verlauf, der eintritt, wenn die Ventilbelastung stark genug ist, um dem Ventile genügende Geschwindigkeit zu erteilen, und wenn besondere Bewegungs- oder Reibungswiderstände fehlen. Sind die letzteren Bedingungen nicht erfüllt, so nimmt die Ventilgeschwindigkeit zunächst stark ab, und es tritt der Augenblick ein, wo die Kolbenverdrängung die Ventilverdrängung übertrifft. In diesem Augenblicke kehrt die Spaltgeschwindigkeit ihre Richtung um, und das Wasser strömt von außen nach innen. Der Flüssigkeitsdruck über dem Ventile schwillt an, und sowohl die Ventil- als Flüssigkeitsbewegung im Spalte werden beschleunigt. Diese Beschleunigung und somit der Ventilschlag fällt um so heftiger aus, bei je größerer Kolbengeschwindigkeit, also je später der Abschluß stattfindet.

Es wurde gezeigt, daß bei diesen Vorgängen das Verhältnis von Ventilverdrängung zur Kolbenverdrängung eine wichtige Rolle spielt. Günstig ist, wenn die erstere bis zum Schlusse größer als die letztere bleibt.

Die Gefahr, daß besonders ungünstige Verhältnisse eintreten, liegt bei Gruppenventilen vor. Wenn, wie es ausschließlich der Fall ist, diese Ventile

nicht reibungsfrei geführt werden, so ist auf gleichmäßiges Schließen nicht zu rechnen. Wenn von einer großen Anzahl von Ventilen nur noch wenige geöffnet sind, so übertrifft die Kolbenverdrängung selbst bei großer Ventilgeschwindigkeit die Ventilverdrängung in hohem Maße; das Wasser strömt daher durch die verspäteten Ventile mit großer Gewalt zurück und schlägt sie dabei sehr heftig zu. Ganz besonders kommen diese Uebelstände bei zu schwach belasteten Gruppenventilen zum Vorschein. Hiermit ist die Erklärung gegeben, weshalb Gruppenventilpumpen trotz der geringen bewegten Massen im allgemeinen so wenig befriedigt haben und große schwere Ringventile vielfach einen ruhigeren Gang ergeben, als sehr leichte Gruppenventile, bei denen häufig Zerstörungen einzelner Ventile beobachtet wurden. Das mehrsitzige Ringventil hat den sehr großen Vorzug, den ganzen Ventilquerschnitt gleichzeitig abzuschließen. Werden Gruppenventile verwendet, so treffe man jede mögliche Vorsorge, um gleichmäßiges Schließen aller Ventile zu sichern; dazu gehört in erster Linie, daß die Ventile reibungsfrei geführt werden. Weiter ist es zweckmäßig, die Einheiten möglichst groß zu wählen, um recht wenige voneinander unabhängige Elemente zu erhalten.

Die rechnerische Behandlung der Abschlußvorgänge bietet erhebliche Schwierigkeiten. Da die allgemeine Lösung der Aufgabe nicht gelingt, bleibt nichts übrig, als bestimmte, besonders lehrreiche Fälle durchzurechnen und aus den dabei gewonnenen Ergebnissen allgemeine Schlüsse zu ziehen. Hierfür habe ich mich des folgenden Verfahrens bedient.

Für einen beliebigen Zeitpunkt können für die in dem Ventil auftretenden Geschwindigkeiten und die daran angreifenden Kräfte folgende beiden Gleichungen aufgestellt werden:

$$ac lh = fv - Fu, \\ Mw = P_f + G_w - f \frac{c^2 500}{g} - \frac{\gamma}{g} \frac{w b_1^2}{6 h} (f + 2 f_1) - \frac{\gamma}{g} \frac{c v b_1}{2 h} (f + f_1) - \frac{\gamma}{g} \frac{b_1}{2} \frac{dc}{dt} (f + f_1).$$

Betrachtet man nun zwei in dem sehr kleinen Zeitraume t aufeinanderfolgende, durch Indices 1 und 2 gekennzeichnete Zustände, so können dafür die Gleichungen aufgestellt werden:

$$c_1 = \frac{fv_1 - Fu_1}{al h_1} \dots \dots \dots (17),$$

$$w_1 = \frac{P_f + G_w - f \frac{c_1^2 500}{g} - \frac{\gamma}{g} \frac{c_1 v_1 b_1}{2 h_1} (f + f_1) - \frac{\gamma}{g} \frac{b_1}{2} (f + f_1) \frac{c_2 - c_1}{t}}{M + \frac{\gamma b_1^2}{g 6 h_1} (f + 2 f_1)} \dots \dots (18),$$

wenn $\frac{dc}{dt}$ ersetzt wird durch $\frac{c_2 - c_1}{t}$,

$$c_2 = \frac{fv_2 - Fu_2}{al h_2} \dots \dots \dots (19),$$

wo $v_2 = v_1 + w_1 t$ und $h_2 = h_1 - v_1 t - w_1 \frac{t^2}{2}$.

Ist der durch v_1 und h_1 bestimmte Anfangszustand bekannt, so können mittels der Gl. (17) bis (19) berechnet werden: c_1 , w_1 , c_2 , v_2 und h_2 . Mit den gefundenen Werten von c_2 , v_2 und h_2 können nun für den nächsten im Abstände von t Sekunden folgenden Zeitpunkt wiederum c , w , v und h bestimmt werden usw. Zeigt sich, daß c negativ wird, d. h. seine Richtung wechselt, so muß zur Bestimmung von w Gl. (16) anstelle von (14) benutzt werden. Wird der Zeitraum t klein genug gewählt, so kann die Aenderung der einzelnen

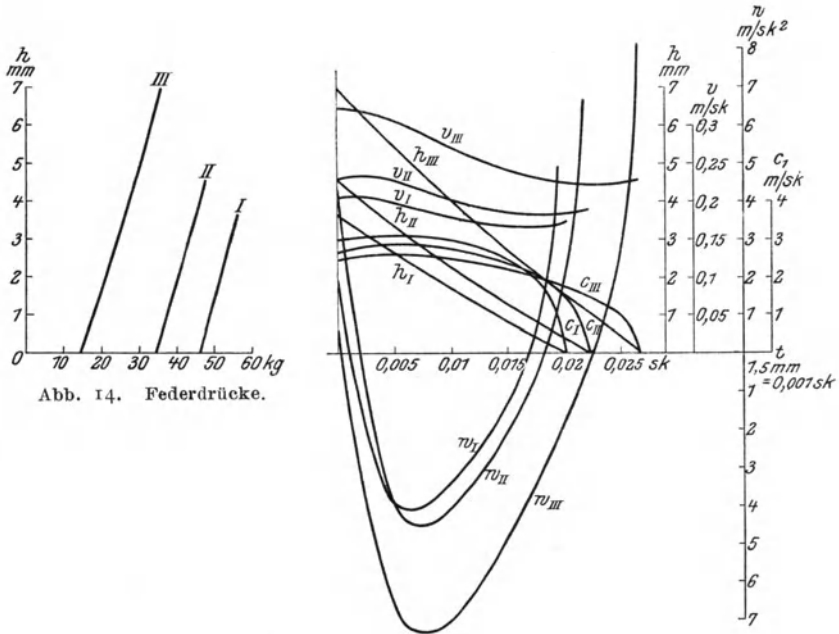
Größen bis zum Schlusse des Ventiles mit genügender Genauigkeit verfolgt werden. Das Ergebnis des Verfahrens soll an einigen Beispielen erörtert werden.

3. Beispiel. $h_0 = 0,00368$, $v_0 = 0,204$, $F = 0,0962$, $u = r\omega^2 t 0,8$, $n = 60,7$, $f = 0,0904$, $f_1 = 0,0716$, $M = 0,8$, $G_w = 6$, $\alpha \text{ konst} = 0,9$, $l = 1,885$, $b_1 = 0,01$.

Die Aenderung von P_7 mit dem Ventilhub ist aus dem mit I bezeichneten Schaubilde, Abb. 14, zu entnehmen. Die Werte von c , v , w und h sind in dem Abstände $t = 0,001$ berechnet. Zum Vergleiche sind diese Größen noch für zwei andere Anfangszustände:

$h_0 = 0,0046$ und $v_0 = 0,227$ bzw. $h_0 = 0,007$ und $v_0 = 0,32$,

deren Federdruckdiagramme in Abb. 15 durch II und III bezeichnet sind, berechnet. Die Ergebnisse der Rechnungen sind in Zahlentafel IV zusammengestellt und in Abb. 15 veranschaulicht. Der Abschlußvorgang verläuft in allen



drei Fällen in gleicher Weise. Die Rechnung ergibt stets richtig, daß die Spaltgeschwindigkeit im Augenblicke des Ventilschlusses = 0 wird. Die drei Fälle I, II und III entsprechen der Annahme entweder schwächer werdender Federbelastung oder zunehmender Reibungswiderstände bei gleichbleibender Federbelastung und ermöglichen die Beurteilung des Einflusses dieser Veränderungen. Die Anfangszustände der Ventilbewegung entsprechen ungefähr den Federdrücken.

Je schwächer die Federbelastung, desto größer wird die Abschlußgeschwindigkeit, desto später schließt das Ventil, desto heftiger ist der Rückstrom des Wassers im Augenblicke des Schließens, desto stärker der der Endbeschleunigung entsprechende Druck auf das Ventil, kurz eine ganze Anzahl von Umständen vereinigen sich, um die Heftigkeit des Stoßes zu steigern. Wird also

Zahlentafel IV.

t	I				II				III			
	h	v	w	c ₁	h	v	w	c ₁	h	v	w	c ₁
sk	mm	m/sk	m/sk ²	m/sk	mm	m/sk	m/sk ²	m/sk	mm	m/sk	m/sk ²	m/sk
0	3,68	0,204	+2	2,95	4,6	0,227	+4,4	2,62	7	0,32	+0,8	2,43
0,001	3,48	0,206	0	3,03	4,37	0,231	+2,05	2,71	6,68	0,321	-1,65	2,47
2	3,27	0,206	-1,52	3,08	4,14	0,233	0	2,78	6,36	0,319	-3,3	2,53
3	3,06	0,205	-2,55	3,12	3,91	0,233	-1,8	2,83	6,04	0,317	-4,8	2,56
4	2,86	0,202	-3,6	3,13	3,67	0,232	-3,2	2,85	5,73	0,312	-5,9	2,58
5	2,66	0,199	-4	3,06	3,44	0,228	-4	2,86	5,42	0,306	-6,8	2,58
6	2,46	0,194	-4,1	3,08	3,12	0,221	-4,42	2,86	5,12	0,299	-7,2	2,57
7	2,27	0,19	-4,08	3,06	2,9	0,216	-4,52	2,86	4,82	0,292	-7,35	2,56
8	2,08	0,187	-3,9	3,06	2,69	0,212	-4,5	2,82	4,54	0,285	-7,3	2,54
9	1,9	0,184	-3,63	2,99	2,48	0,207	-4,3	2,79	4,25	0,278	-7,2	2,51
0,01	1,715	0,18	-3,32	2,94	2,28	0,203	-4	2,74	3,98	0,271	-7	2,47
11	1,54	0,177	-3	2,86	2,07	0,199	-3,66	2,68	3,71	0,264	-6,6	2,43
12	1,36	0,174	-2,6	2,78	1,88	0,195	-3,3	2,61	3,45	0,257	-6,2	2,38
13	1,19	0,171	-2,2	2,7	1,68	0,192	-2,85	2,54	3,2	0,252	-5,7	2,32
14	1,02	0,17	-1,8	2,58	1,49	0,189	-2,5	2,47	2,95	0,246	-5,3	2,26
15	0,85	0,168	-1,3	2,45	1,3	0,187	-2	2,37	2,71	0,241	-4,7	2,2
16	0,68	0,168	-0,66	2,3	1,12	0,185	-1,4	2,27	2,47	0,236	-4,2	2,13
17	0,51	0,166	+0,1	2,11	0,93	0,184	-0,9	2,15	2,23	0,232	-3,6	2,06
18	0,35	0,167	+1,2	1,752	0,75	0,183	-0,15	1,99	2	0,229	-3	1,97
19	0,18	0,168	+3,1	1,36	0,57	0,183	+0,7	1,8	1,77	0,226	-2,4	1,88
0,02	0,01	0,172	+5,3	0,5	0,38	0,183	+2,05	1,54	1,55	0,224	-1,7	1,79
21	—	—	—	—	0,2	0,185	+4,2	1,12	1,33	0,223	-1	1,66
22	—	—	—	—	0,014	0,189	+7,1	0,39	1,1	0,221	-0,4	1,54
23	—	—	—	—	—	—	—	—	0,884	0,221	+0,35	1,39
24	—	—	—	—	—	—	—	—	0,663	0,221	+1,3	1,21
25	—	—	—	—	—	—	—	—	0,441	0,223	+2,7	0,961
26	—	—	—	—	—	—	—	—	0,217	0,226	+4,9	0,629
0,0268	—	—	—	—	—	—	—	—	0,035	0,231	+9,6	0,07

Wert auf ruhigen Ventilschluß gelegt, so ist dafür zu sorgen, daß die Feder im Augenblicke des Schließens noch kräftig gespannt ist und keine Reibungswiderstände vorhanden sind.

Von wesentlichem Einfluß auf den Ventilabschluß sind ferner die elastischen Formveränderungen des Pumpenkörpers und Triebwerkes. Sie verzögern das Spiel, wirken also schädlich; deshalb ist für möglichste Starrheit der genannten Teile zu sorgen. Auch mit dem Luftgehalte des Wassers nimmt, besonders beim Saugventile, die Schlußverspätung zu. Doch beeinflusst die Luft den Gang der Ventile nicht im gleichen Maß ungünstig wie die übrigen Ursachen der Verspätung, da die Spaltwassersäule bei Anwesenheit von Luft weniger plötzlich verzögert wird.

Fragt man nach den Kräften, die das Ventil zum Schlusse beschleunigen, so betrachte man die c-Kurven. Die Verzögerung des Ventiles beginnt abzunehmen, sobald c abnimmt, und geht in Beschleunigung über, sobald die c-Kurve sich stärker senkt, d. h. die lebendige Kraft der Flüssigkeitssäule im Spalte wird zur Beschleunigung des Ventiles verwendet. Die Größe der Kräfte, die dabei frei werden, läßt sich leicht aus den Zahlen der Zahlentafel IV berechnen. Unter I nimmt die Spaltgeschwindigkeit im letzten Tausendstel Sekunde um 0,86 m ab, erfährt also eine Verzögerung von 860 m/sk. Wird die Länge der zu verzögernden Wassersäule nur gleich der Breite der Sitzfläche = 1 cm angenommen, so ergibt sich als Gesamtdruck auf die Ventiloberfläche eine Kraft

$$= \frac{860 \cdot 904 \cdot 0,001}{9,81} = 79 \text{ kg.}$$

Sicherlich ist die Länge dieser Wassersäule wesent-

lich größer als 1 cm anzunehmen. Im Vergleiche zu dem gleichzeitigen Federdrucke von 45 kg ist also dieser Druck von sehr kräftiger Einwirkung auf die Ventilbewegung.

Um die Verteilung der Spaltdrücke während der Schlußzeit kennen zu lernen, wurden sie für Fall III berechnet und ähnlich wie früher in Abb. 11 in Abb. 16 dargestellt. Die Anschwellungen des Druckes, die sich bei Annahme unveränderlicher Ausflußgeschwindigkeit ergaben, finden nach Abb. 16 nicht

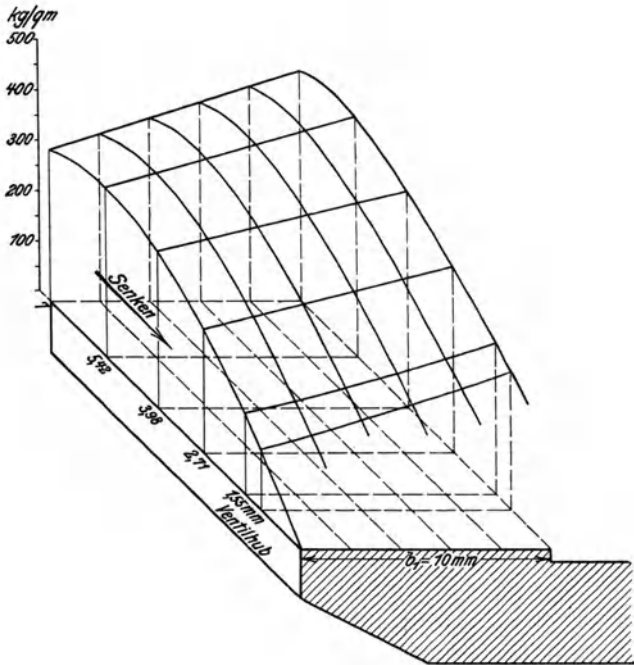


Abb. 16. Aenderungen der Pressungen im Spalt nach der Kolbenumkehr.

statt, vielmehr nehmen infolge der Abnahme der Spaltgeschwindigkeit die Spaltdrücke rasch ab. Von einer »Pufferwirkung« der Sitzflächen kann also beim Ventile, wenn es in der Pumpe arbeitet, keine Rede sein. Die dynamische Wirkung der Flüssigkeitsäule zwischen den Sitzflächen äußert sich im Gegenteil zum Schluß in einer starken Beschleunigung des Ventiles.

Daß große Breite der Sitzflächen den Gang der Ventile und Pumpe ungünstig beeinflusst, ist längst bekannt; der Eröffnungsüberdruck und die Ventilverdrängung werden vergrößert und dadurch das Eintreten von Stößen im Triebwerk erleichtert und der Ventilabschluß verzögert. Die vorstehenden Untersuchungen zeigen, daß die breiten Sitzflächen auch in dynamischer Hinsicht zu verwerfen sind. Denn beim Hubbeginn und Abschlusse des Ventiles sind längere Wassersäulen zu beschleunigen oder zu verzögern. Nach der Eröffnung treten daher heftigere Schwingungen des Ventiles auf, und beim Abschlusse wird eine größere lebendige Kraft zur Verstärkung des Ventilschlages frei. Endlich wird durch die Stauwirkung der breiten Sitzflächen der Abschluß des Ventiles weiter verzögert.

Reibungswiderstände in der Ventilführung vermindern die Wirkung des Federdruckes und verzögern, abgesehen von den Vorgängen ganz zum Schlusse, die Ventilgeschwindigkeit. Im ungünstigsten Falle bleibt das Ventil hängen,

wird dann vielleicht zum Schlusse doch noch mit sehr starkem Schläge geschlossen oder bleibt offen. Um eine Vorstellung zu geben, welche Kräfte und Geschwindigkeiten hierbei auftreten können, ist für das im dritten Beispiel behandelte Ventil nach Abb. 17 angenommen, daß der Reibungswiderstand größer wird als der Federdruck, jedoch nicht in dem Maße, daß $v = 0$ wird. Der Anfangszustand ist gleich dem des Falles III in Beispiel 3 vorausgesetzt. Die berechneten Zahlen sind in Zahlentafel V zusammengestellt und in Abb. 18 aufgetragen. Beim Ver-

Zahlentafel V.

t °sk	h mm	v m/sk	w m/sk ²	c_1 m/sk	t sk	h mm	v m/sk	w m/sk ²	c_1 m/sk
0	7	0,32	—	+2,43	0,17	3,1	0,162	- 2,4	+0,272
0,001	6,68	0,321	+ 0,792	+2,47	18	2,94	0,16	- 1,48	+0,0974
2	6,36	0,311	- 9,5	+2,46	19	2,78	0,159	- 0,36	-0,0785
3	6,06	0,298	-13,3	+2,39	0,02	2,62	0,16	+ 0,747	-0,241
4	5,77	0,282	-16	+2,29	21	2,46	0,162	+ 1,89	-0,401
5	5,5	0,266	-16,2	+2,17	22	2,3	0,165	+ 3,1	-0,556
6	5,24	0,251	-15,3	+2,03	23	2,13	0,17	+ 4,5	-0,703
7	4,99	0,236	-14,2	+1,89	24	1,96	0,176	+ 6,2	-0,829
8	4,76	0,223	-12,9	+1,73	25	1,78	0,184	+ 7,82	-0,927
9	4,55	0,211	-11,5	+1,57	26	1,59	0,194	+ 9,63	-0,987
0,01	4,34	0,2	-10,2	+1,41	27	1,39	0,207	+12	-0,994
11	4,14	0,192	- 8,8	+1,24	28	1,18	0,22	+14,2	-0,91
12	3,96	0,184	- 7,72	+1,09	29	0,946	0,237	+16,35	-0,7
13	3,78	0,177	- 6,5	+0,927	0,03	0,7	0,255	+17,5	-0,232
14	3,6	0,172	- 5,4	+0,765	31	0,436	0,273	+18,3	+0,815
15	3,43	0,168	- 4,4	+0,604	32	0,154	0,292	+18,8	-0,39
16	3,27	0,165	- 3,4	+0,439					

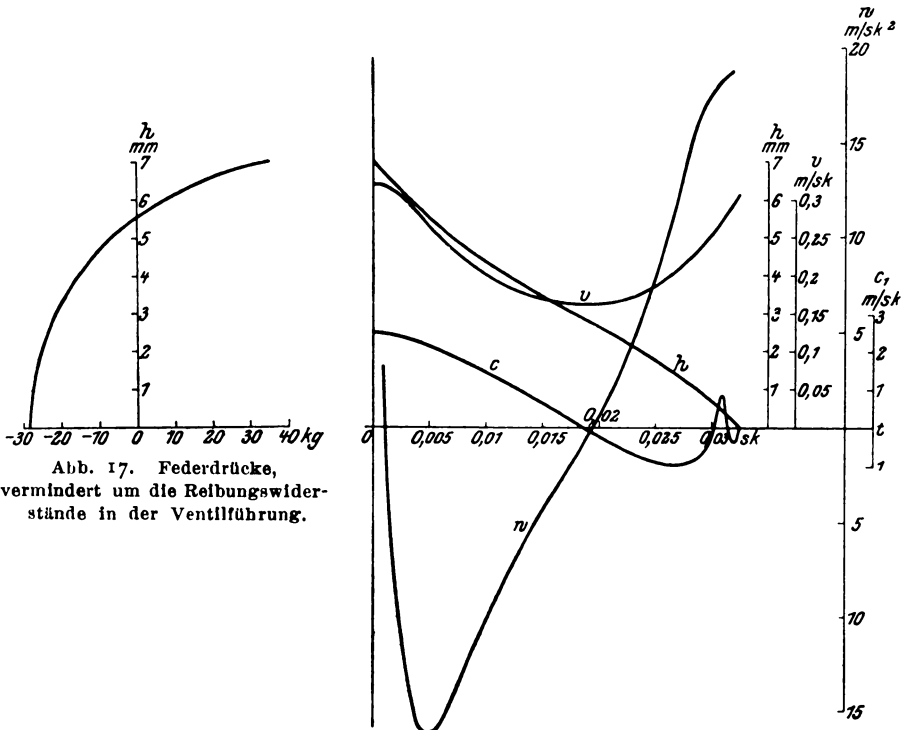


Abb. 17. Federdrücke, vermindert um die Reibungswiderstände in der Ventillführung.

Abb. 18. Ventilhewegung nach der Kolbenumkehr bei starker Reibung in der Ventillführung.

gleiche mit Abb. 15 ist zu beachten, daß die Beschleunigungen nur im halben Maßstabe eingezeichnet sind.

Aus dem Vergleiche der Werte der Zahlentafeln IV und V geht hervor, daß die Schlußverspätung, die Abschlußgeschwindigkeit und vor allem die Endbeschleunigung, also auch die Kräfte, die am Schlusse in der Bewegungsrichtung auf das Ventil wirken, im letzten Beispiel eine starke Zunahme erfahren. Abb. 18 zeigt, daß die Spaltgeschwindigkeit die Richtung wechselt; der hierbei auftretende Ueberdruck über dem Ventile ist es, der die große Ventilbeschleunigung hervorruft trotz der entgegenwirkenden Reibungswiderstände. Bleibt das Ventil noch vor der Kolbenumkehr hängen, so wechselt mit der Kolbenbewegung auch die Spaltgeschwindigkeit das Vorzeichen, und der entstehende Ueberdruck reißt das Ventil mit sehr heftigem Schläge auf den Sitz.

Zweck der Versuche und Beschreibung der Versuchseinrichtung.

Riedler sagt im »Schnellbetrieb«, daß es bei einiger Vorreinigung des Wassers möglich sei, Kanalisationspumpen statt mit gesteuerten Klappen auch mit selbsttätigen Ventilen auszurüsten. An einer großen Pumpe, die vor einigen Jahren auf dem Werke der Sächs. Maschinenfabrik, vorm. Richard Hartmann

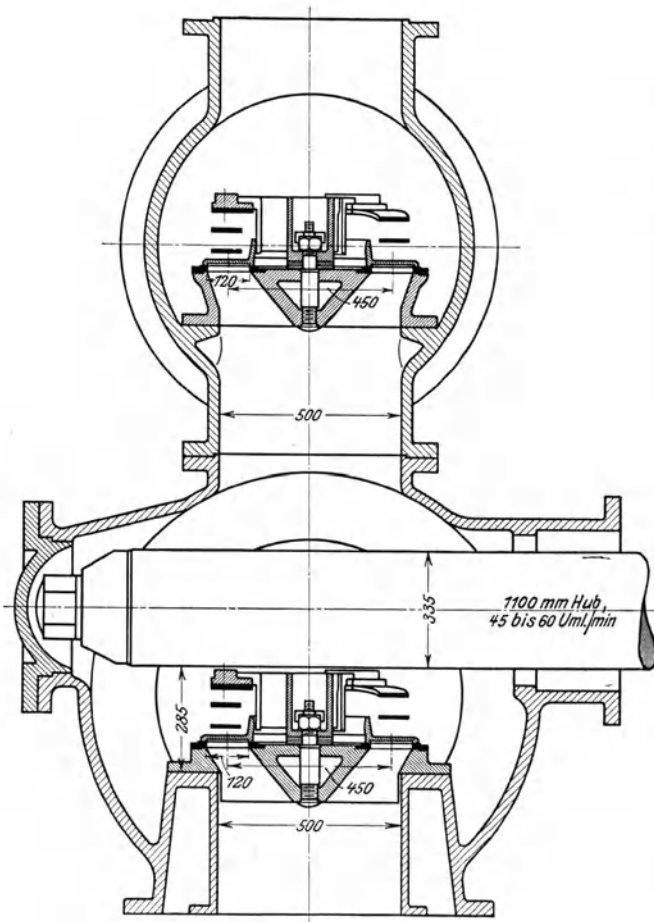


Abb. 19. Umgebante Pumpe der Kanalisation in Magdeburg.

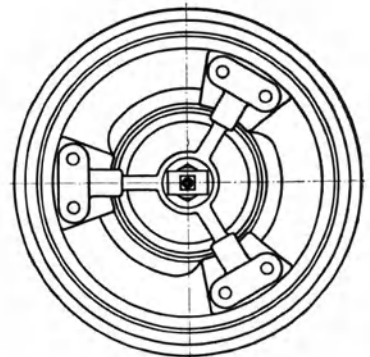


Abb. 20. Grundriß des Ventiles.

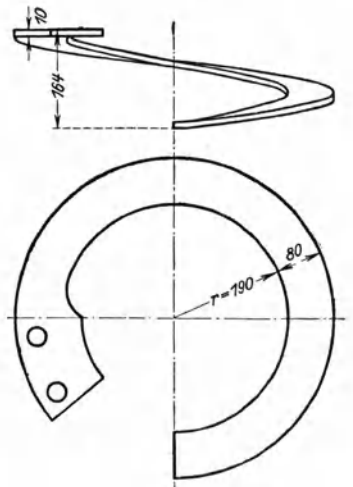


Abb. 21. Ventiltfeder.

A.-G., in Chemnitz für Versuche zu meiner Verfügung stand, überzeugte ich mich, daß sich, sofern nur die Ventilführung gegen groben Schmutz unempfindlich ist, selbst mit Ventilen mit der geringen Spaltweite von 20 mm Wasser, das durch Sand, Schlacke, Stroh und Holzstücke verunreinigt ist, ohne Störung fort-schaffen läßt. Meine weitergehenden Bemühungen, die gesteuerten Klappen durch einfachere Konstruktionen auch für ungereinigtes Wasser zu ersetzen, fanden die Unterstützung des damaligen Ober-Ingenieurs der Stadt Magdeburg, jetzigen Direktors des Vereines deutscher Ingenieure, Herrn Reg.-Baumeister G. Linde. Als Ergebnis gemeinsamer Arbeit entstanden damals die in Abb. 19, 20 und 21 abgebildeten Ventile, die als Ersatz für die gesteuerten Klappen in eine der Kanalwasserpumpen der Stadt Magdeburg eingebaut wurden. Der Ventilteller besteht aus einem einzigen Bronzering mit Führungshals und wird belastet und zur Parallelbewegung gezwungen durch drei Blattfedern, die oben mit einem sternförmigen Federhalter verschraubt sind und unten auf dem Ventilringe frei aufliegen, so daß die Ventilringe im Betriebe durch die Federenden ständig ge-dreht werden. Der Federhalter ist mit 3 Führungsleisten versehen. Damit der Ventilteller bei etwaigem Festsetzen grober Stücke auf dem Sitze nicht hängen bleiben kann, wurde seine innere Führungsfläche gewölbt und mit 3 mm Spiel ausgeführt. Die Spaltweite des für höchstens 60 Uml./min bestimmten Ventiles betrug 120 mm. Diese Ventile haben niemals zu Störung Veranlassung gege-ben und im allgemeinen recht befriedigt. Abb. 22 und 23 zeigen Diagramme, die an einer der mit Klappen und mit Ventilen ausgerüsteten, im übrigen gleichen Pumpe aufgenommen sind, und beweisen, daß der Widerstand von gesteuerter Klappe und diesem Ventile ungefähr gleich ist.



Abb. 22. Diagramm bei gesteuerten Klappen.
(46 Uml./min, 4 mm = 1 at, $p_i = 6,44$.)

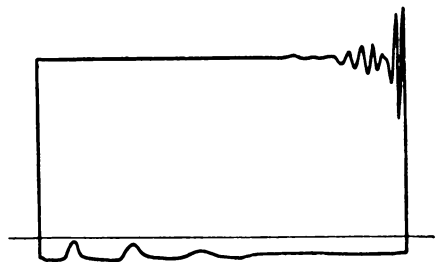


Abb. 23. Diagramm bei Ventilen.
(46 Uml./min, 4 mm = 1 at, $p_i = 6,52$.)

Der Bau dieser Ventile wurde später von der Berliner A.-G. für Eisen-gießerei und Maschinenfabrikation vorm. J. C. Freund & Co. in Charlottenburg aufgenommen und mit einigen Verbesserungen bei einer Anzahl von Maschinen mit bestem Erfolg ausgeführt. Da die zur Verfügung stehenden Unterlagen für die Berechnung dieser Pumpenventile mit bisher nicht bekannter Spalt- und Sitz-breite einer Prüfung bedurften, so stellte die letztgenannte Firma 2 Ventile zu diesem Zwecke zur Verfügung. In sehr dankenswerter Weise gestattete Herr Geh. Reg.-Rat Prof. Josse, die Versuche an der hierfür hervorragend geeigneten großen Pumpe des Maschinenlaboratoriums der Techn. Hochschule Charlottenburg auszuführen, und unterstützte mich durch seine Ratschläge.

Die Pumpe ist in Abb. 24 im Schnitt dargestellt. Es ist eine Diffe-rentialpumpe mit Umföhrungsgestänge. Hub = 500 mm, Kolbendmr. = 350 mm. Die Umlaufzahl kann zwischen 30 und 90 verstellt werden. In die Druckleitung ist dicht hinter der Pumpe ein großer Druckwindkessel eingeschaltet, an dessen

Ausfluß sich ein Drosselschieber befindet. Pumpe und Druckwindkessel sind ungewöhnlich kräftig ausgeführt, so daß bis auf 20 at gedrosselt werden darf. Das geförderte Wasser fließt in einen Brunnen zurück, aus dem es von neuem angesaugt wird.

Die den Versuchen unterworfenen Ventile sind in Abb. 25 und 26 dargestellt, die zugehörigen Federn in Abb. 27 und 28. Abb. 29 zeigt eine Aufnahme der Ventile. Sie unterscheiden sich von den für Magdeburg ausgeführten dadurch, daß die Rippenführung fortgefallen ist. Dafür sind die unteren Enden der Federn derart ausgedreht, daß sie den Hals des Ventiltellers beim Schließen umfassen und zum zentrischen Aufsetzen zwingen.

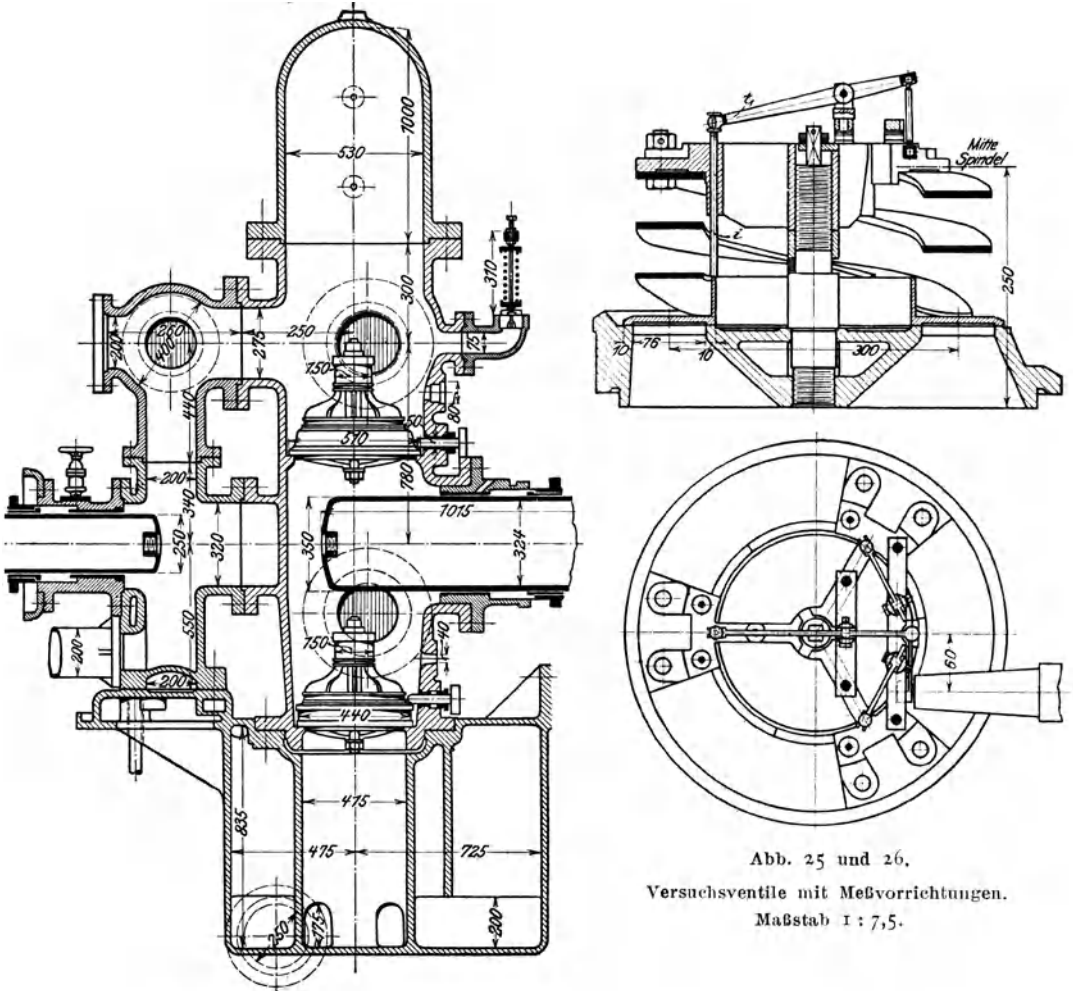


Abb. 24. Schnitt durch die Pumpe.

Abb. 25 und 26.

Versuchsventile mit Meßvorrichtungen.

Maßstab 1 : 7,5.

Die Versuchspumpe ist am Saug- und Druckventil mit einer in einer Stopfbüchse nach außen geführten wagerechten Spindel versehen, mittels der die Ventilbewegung auf ein Indicatorschreibzeug übertragen werden kann. Bei der Prüfung der vorliegenden Ventile mußte darauf Rücksicht genommen werden, daß bei ihnen die Parallelbewegung nicht in dem Maße gesichert ist, wie bei einer festen Führung. Es hätte also nicht genügt, die Ventilbewegung nur an einer Stelle zu untersuchen. Es wurde daher eine Einrichtung getroffen, daß

die Untersuchung nacheinander an drei Punkten angestellt werden konnte. Zu diesem Zwecke wurden die drei radialen Rippen des Federhalters, Abb. 25, über dem Halse des Ventiltellers mit je einer Bohrung versehen, in denen sich eine Spindel *i* mit dem Ventile bewegte. Die Bewegung dieser Spindel wurde mittels eines zweiarmigen Hebels und eines Stiftes mit Kugelzapfen an beiden Enden auf einen auf der erwähnten wagerechten Spindel aufgekeilten Arm und damit auf das Indikatorschreibzeug übertragen.

Die Spindel *i* war mit dem Ventilteller nicht fest verbunden. Es war daher ein Federdruck erforderlich, um Kraftschluß zwischen beiden zu erzeugen. Die beiden wagerechten Spindeln tragen außen je einen zweiarmigen Hebel, dessen

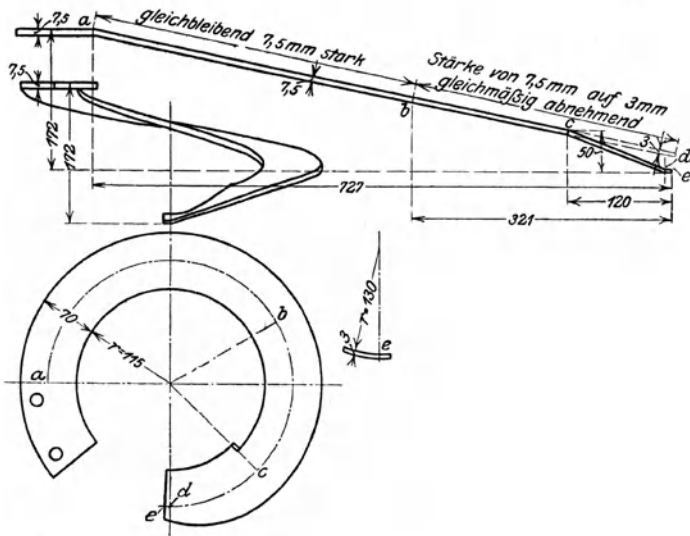


Abb. 27 und 28. Ventilfeeder.

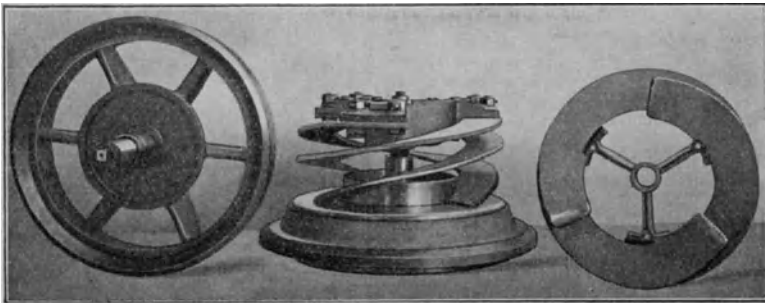


Abb. 29. Ventile der Versuchspumpe.

eines Ende das Indikatorschreibzeug betätigt und auf dessen anderes Ende in der aus Abb. 30 ersichtlichen Weise eine Feder drückt. Aus dem Zusammenhange der einzelnen Hebel und Spindeln ergibt sich, daß diese Feder den Stift ständig gegen den Ventilring drückt. Diese Anordnung ist nicht einwandfrei; denn der Ventilteller wird, besonders bei der Aufwärtsbewegung, wenn Federdruck und Stoffbüchsenreibung zu überwinden sind, durch den Widerstand der Spindel aus seiner richtigen Lage gedrückt. Um dieses Schieflegen des Ventiltellers messen zu können, wurde nach Abb. 30 unter dem Angriffspunkte des

Federgestänges eine Stellschraube vorgesehen. Benutzt wurde sie in folgender Weise. Im Ventilerhebungsdiagramm ergibt sich, da der Ventilteller an der Meßstelle niedergedrückt wird, der höchste Ventilhub zu klein. Nun wurde durch Hochdrehen der Stellschraube die Spindel über dem Ventilteller außer Berührung mit diesem gebracht, und zwar soweit, daß gerade keine Bewegung des Schreibzeuges mehr erfolgte. Aus dem Abstände der mit dem so festgestellten Schreibzeuge gezogenen Linie von der Ventilerhebungskurve konnte das

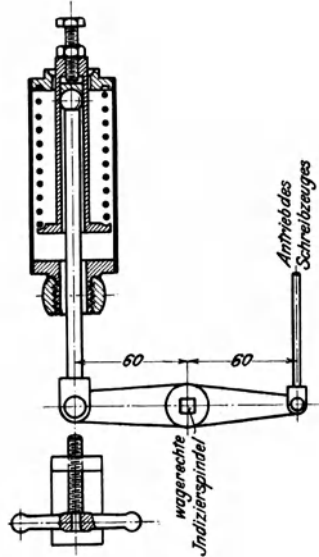


Abb. 30. Äußerer Antrieb des Indikatorschreibzeuges.

Maß des Schieflegens im Augenblicke der größten Erhebung gemessen werden. Um beurteilen zu können, in welchem Maße während des Auf- und Niederganges die Ventilbewegung durch die Indizierspindel beeinflusst wird, wurden nach Herausnahme des Kugelgelenkstiftes an dem äußeren zweiarmigen Hebel unter dem Indikator, Abb. 30, Gewichte angehängt und bei verschiedenen Belastungen die Ausschläge des Schreibstiftes bestimmt. Beim Saug- und Druckventile wurde der Hebel durch etwa 6,5 kg ganz heruntergezogen. Um den Reibungswiderstand der Stopfbüchsen allein festzustellen, wurde der Bolzen, der das Federgestänge mit dem Hebel kuppelt, herausgezogen und gemessen, bei welcher Belastung die Spindel sich dreht. Beim Druckventil geschah es bei 0,95 kg, beim Saugventil bei 0,5 kg.

Zur Bestimmung der Totpunktlage bei der Aufnahme von versetzten Diagrammen waren Markenschreibzeuge anzubringen. Das an der Pumpe befindliche Umführungsgestänge ermöglichte die Benutzung einer einfachen mechanischen Vorrichtung hierfür. Diese wirkte folgendermaßen, Abb. 31. An einer dicht vor dem Umführungsgestänge stehenden Säule wurden 2 Zapfen *a* befestigt, um die 2 Winkelhebel *b* von je 60 und 15 mm Schenkellänge schwingen konnten. An der Umführungsstange wurden 2 Winkel befestigt, in deren abstehenden Schenkeln Schrauben *d* verstellbar werden können. Die Schrauben konnten während des Ganges leicht so eingestellt werden, daß ihre Enden in den Totlagen des Kolbens an den einen Schenkel des Winkelhebels *b* in einem solchen Abstände vom Drehpunkte *a* anstießen, daß ihre Bewegung im Verhältnis von 5:1 auf das andere Hebelende übertragen wurde. Diese übertragen mittels des

Anschlages *e* und der Stange *f* ihre Bewegung auf die beiden Schreibstifte *g* an den Trommeln zum Aufzeichnen der Ventilerhebungskurven des Druck- und Saugventiles. Durch eine Feder wurde Kraftschluß zwischen *f* und *b* erzeugt und durch ein Bund *i* die Ruhelage der Schreibstifte *g* bestimmt.

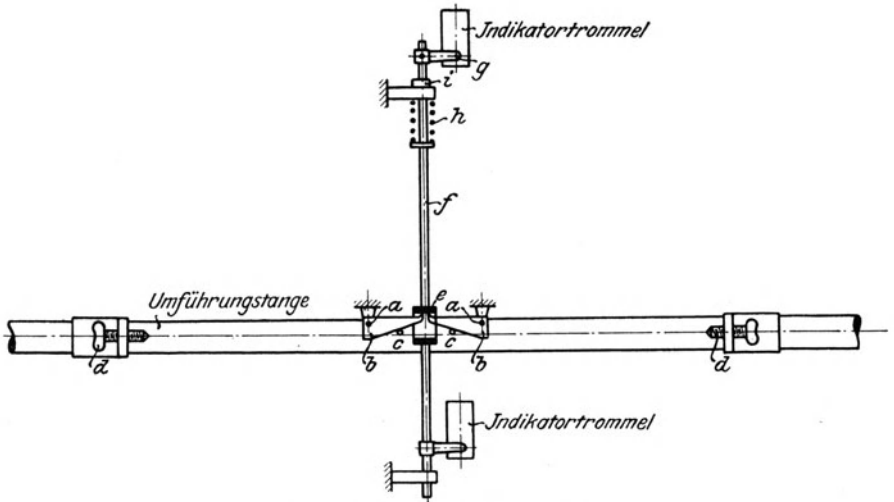


Abb. 31. Totpunkt-Markenschreibzeug.

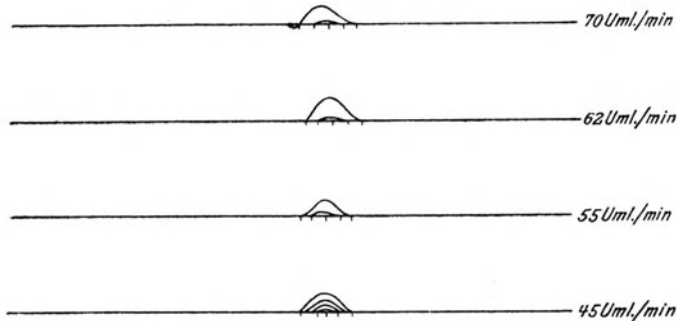


Abb 32. Totpunktmarken.

Um Gewißheit zu haben, daß sich bei verschiedener Einstellung von *d*, Abb. 31, derselbe Totpunkt ergibt, wurden bei verschiedenen Umlaufzahlen Marken aufgenommen, wobei während des Ganges *d* verstellt wurde. Aus der Abb. 32 ist ersichtlich, daß *b*'s zu gewissen mit zunehmender Geschwindigkeit enger werdenden Grenzen die Stellung von *d* keinen Einfluß auf die gewonnenen Totpunkte hat.

Die Versuchsergebnisse.

Vor dem Einbau der Ventile wurden die Kräfte bestimmt, die erforderlich sind, um die Ventilteller gegen den Federdruck auf bestimmte Höhen zu heben. Zu diesem Zwecke wurde jedes Ventil verkehrt auf 2 Böcke gesetzt und an 3 Löchern im Halse des Ventiltellers mittels Schnüren eine eiserne Platte befestigt, auf die Gewichte gebracht wurden. Bei verschiedenen Belastungen wurde dann an drei gleichmäßig am äußeren Umfange des Ventiltellers verteilten Punkten der Ventilhub gemessen. Die Messungen wurden durchgeführt, indem immer um 10 kg be- und entlastet wurde.

Aus den drei für jede Belastung gemessenen Werten wurde das Mittel genommen und dieses in Abb. 33 und 34 für Saug- und Druckventil als Funktion der Kräfte eingetragen. Für Ent- und Belastung wurden erheblich voneinander abweichende Linienzüge erhalten, die jedoch im Betriebe näher zusammenfallen dürften. Die Abweichung rührt daher, daß die freien Federenden beim Zusammendrücken sich nach außen bewegen, wobei ein Reibungswiderstand zwischen Feder und Ventilteller zu überwinden ist, der bei der Be- und Entlastung sich in entgegengesetztem Sinne geltend macht.

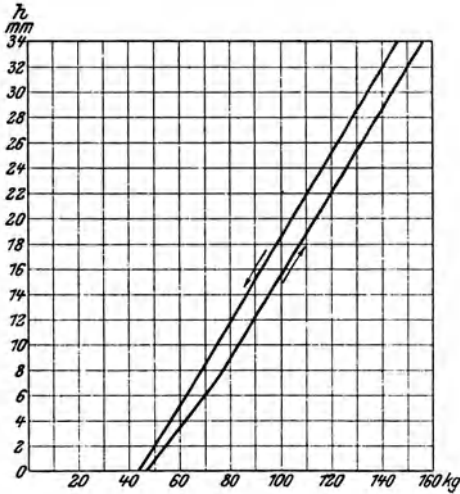


Abb. 33. Federdruckdiagramm für das Saugventil.

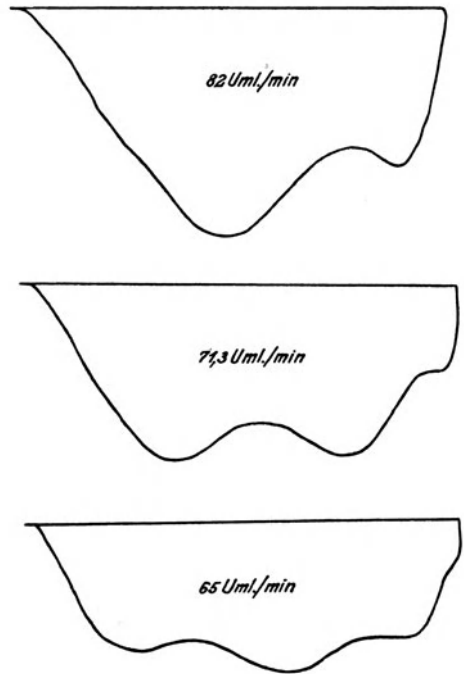


Abb. 35. Ventilerhebungslinien bei Anwesenheit von viel Luft im Wasser.

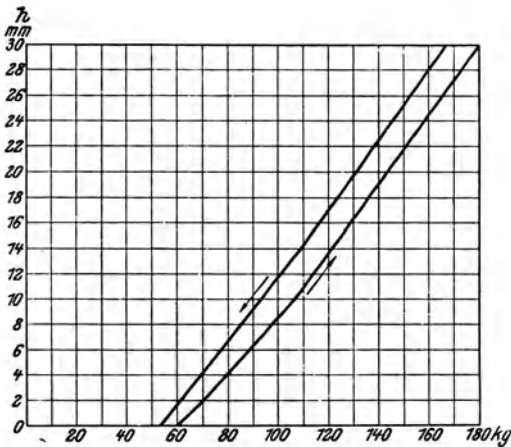


Abb. 34. Federdruckdiagramm für das Druckventil.

Beim Betriebe der Ventile entstanden zunächst dadurch Schwierigkeiten, daß das Wasser ständig mit viel Luft vermischt in die Pumpe gelangte. Abb. 35 zeigt Beispiele der damals erhaltenen Erhebungslinien des Saugventiles, die sich durch sehr starke Schwingungen auszeichnen. Nach Anbringung eines Wasserstandes am Saugwindkessel zeigte sich, daß sich das Wasser in seinem Kreislaufe derartig mit Luft anreicherte, daß normale Bedingungen für die Pumpe nur durch ständiges Absaugen der Luft aus dem Saugwindkessel zu erzielen waren.

Um festzustellen, ob die Ventile sich annähernd parallel bewegen, wurden Ventilerhebungsdiagramme mit den 3 Hebeln jeder der beiden Ventile bei verschiedenen Umlaufzahlen genommen. Die höchsten Ventilhübe, die sich unter Berücksichtigung des Einflusses der Indiziervorrichtung aus den Diagrammen ergaben, wurden als Funktionen der Umlaufzahlen aufgetragen und die drei für jedes Ventil entstehenden Linienzüge zum Vergleiche in den Abb. 36 und 37 zusammengestellt.

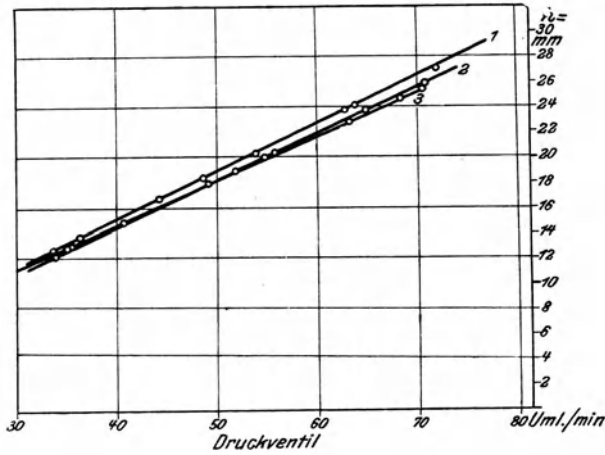


Abb. 36. Größte Hübe der drei Meßpunkte bei verschiedenen Umlaufzahlen.

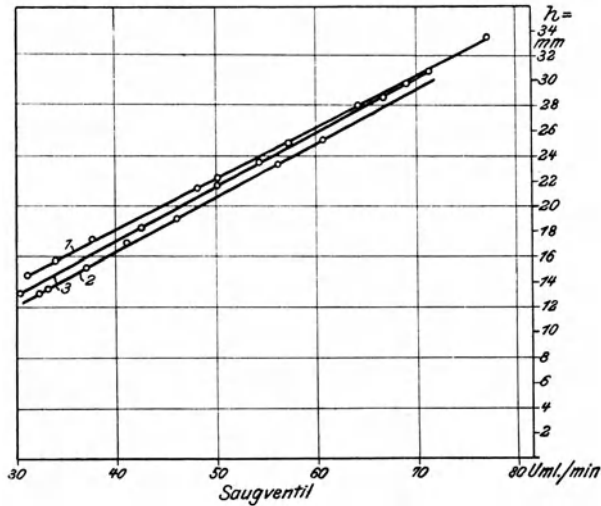


Abb. 37. Größte Hübe der drei Meßpunkte bei verschiedenen Umlaufzahlen.

Die Maßstäbe für die verschiedenen Ventilerhebungskurven wurden dadurch gewonnen, daß bei geöffneter Pumpe und geschlossenen Ventilen zwischen Indizierstift und Hals des Ventiltellers Bleche von je 5 mm Stärke gelegt wurden und der durch jedes Blech hervorgerufene Ausschlag des Schreibstiftes aufgezeichnet wurde. Die Abb. 36 und 37 lehren, daß die Bewegung nur annähernd parallel ist. Auch bei der Untersuchung der versetzten Diagramme zeigt sich, daß die Ventilteller ein wenig einseitig aufsetzen, denn auf der einen Seite schließen sie rechtzeitig, auf der anderen verspätet.

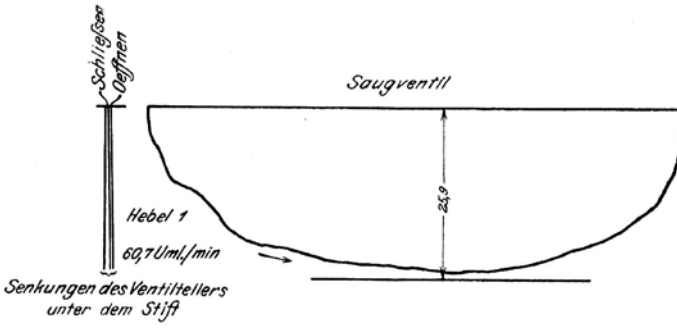


Abb. 38. 12. April 1912.

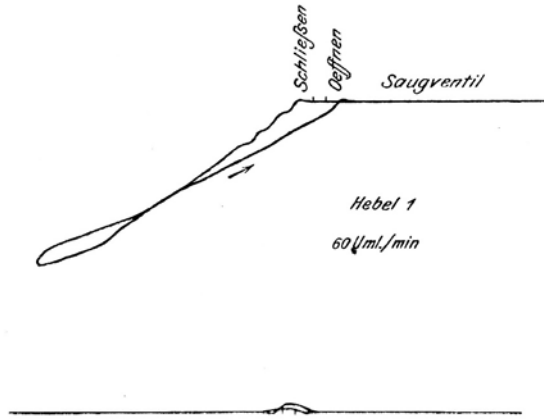


Abb. 39. 21. Mai 1912.

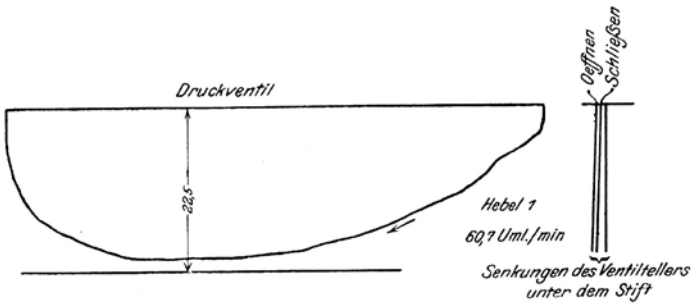
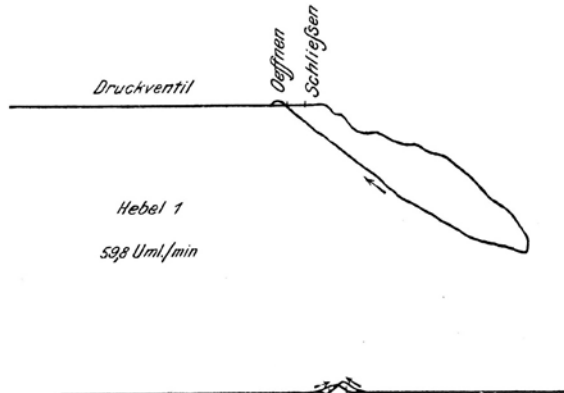


Abb. 40. 12. April 1912.



Die Pumpe ist ihren Querschnitten nach für höchstens 60 Uml./min gebaut. Die Ventile haben in der Sitzebene einen freien Durchgangsquerschnitt von 716 qcm. Die höchste Wassergeschwindigkeit im Sitze beträgt also bei 60 Uml./min 2,11 m/sk. Die Ventile arbeiten bei dieser Umlaufzahl zufriedenstellend. Eine Steigerung des Druckes hatte auf den Gang keinen wahrnehmbaren Einfluß, ein Vorzug, der mit reibungsfreier Führung verbunden ist.

Zur Gewinnung von Werten für die Ausflußzahlen α wurden die Ventil-erhebungsdiagramme benutzt. Die Untersuchung je eines am Druck- und Saug-ventil bei 60,7 Uml./min aufgenommenen ist im folgenden wiedergegeben. Die untersuchten, mit unmittelbarem und versetztem Antrieb mittels Hebels t_1 aufgenommenen Diagramme sind in Abb. 38 bis 41 wiedergegeben. Sie bedurften vor der Auswertung einer Berichtigung. Die stärkste Senkung des Ventiltellers unter dem Indizierstift ergibt sich aus dem Abstände der untersten Wage-rechten von der Ventilhublinie. Die Senkungen haben bei verschiedenen Hüben abweichende Werte. Beim Steigen des Ventiles sind die Senkungen größer als beim Fallen, da bei ersterem Federdruck und Stopfbüchsenreibung, bei letzterem der Unterschied dieser beiden Kräfte einseitig auf das Ventil drückt. Aus den über den Federdruck auf das Indiziergestänge und die Stopfbüchsenreibung an-gestellten Versuchen konnte der Verlauf der Senkungen angenähert bestimmt werden. Er ist aus Abb. 38 und 41 ersichtlich. Die Diagramme der Abb. 38 bis 41 können nach dieser Berichtigung als für die Bewegung des ganzen Ventilringes gültig angesehen werden, denn die mit den anderen Hebeln übrige-nis zu weit auseinanderliegenden Zeiten aufgenommenen Diagramme ergaben, allerdings in anderem Maßstabe, genau gleiche Bilder. Nach den so berichtigten Diagrammen wurden nun unter Berücksichtigung der Schubstangenlänge Kur-belwegdiagramme in großem Maßstabe aufgezeichnet und durch Anlegen von Tangenten in den Abständen von $0,5^\circ$ bis 5° die Ventilgeschwindigkeiten und aus den damit verzeichneten Kurven die Ventilbeschleunigungen ermittelt. Die so ermittelten Ventilhublinien und Geschwindigkeitskurven sind in den Abb. 42 und 43 verzeichnet. Zur Ermittlung der Spaltgeschwindigkeiten c und der Ausflußzahlen α wurde wie folgt verfahren: Für einen beliebigen Augenblick während des Hebens des Ventiles gelten die beiden Gleichungen:

$$c = \frac{F_u - f_v}{\alpha l h} \quad \text{und}$$

$$f \frac{c^2 500}{g} - \frac{\gamma}{g} \frac{w b_1^2}{6 h} (f + 2 f_1) - \frac{\gamma}{g} \frac{\alpha w b_1}{2 h} (f + f_1) + \frac{\gamma}{g} \frac{b_1}{2} (f + f_1) \frac{c - c_1}{t} = P_f + G_w - P_a - M_w,$$

worin w positives Vorzeichen erhält, wenn es eine Beschleunigung ist, und negatives als Verzögerung. P_f und P_a sind durch Versuch und Rechnung zu bestimmen. Wenn dann noch für den um die Zeit t dem vorliegenden Zeit-punkte vorausgehenden die Spaltgeschwindigkeit c_1 bekannt ist, so können aus diesen beiden Gleichungen c und α gefunden werden. Die den Rechnungen zu-grunde gelegten Werte sind:

$$F = \frac{0,35^2 \pi}{4} = 0,0962, \quad f = 0,0904, \quad f_1 = 0,0716, \quad r = 0,25, \quad n = 60,7,$$

$$l = 1,885, \quad b_1 = 0,01.$$

Das Gewicht eines Ventilringes beträgt 6,685 kg. Daher

$$G_w = 6,685 \cdot \frac{7,8}{8,8} = 6 \text{ kg.}$$

Da zu den zu beschleunigenden Massen Teile der Blattfedern gehören, so wurde M größer, als dem Tellerge wicht entspricht, in die Rechnung eingesetzt. $M = 0,8$. Die Federdrücke wurden den Abb. 33 und 34 entnommen. Die be-

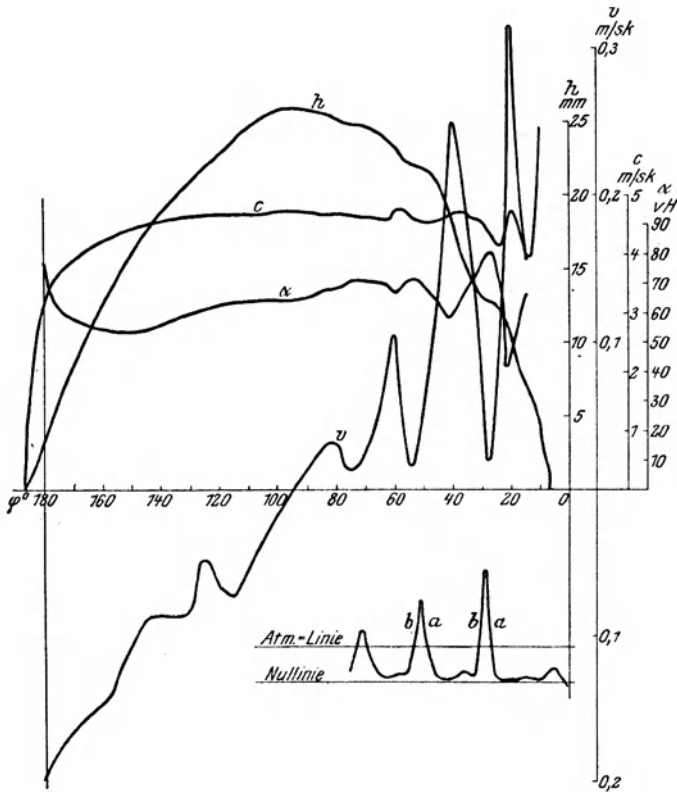


Abb. 42. Untersuchung der Bewegung des Saugventiles bei 60,7 Uml./min.

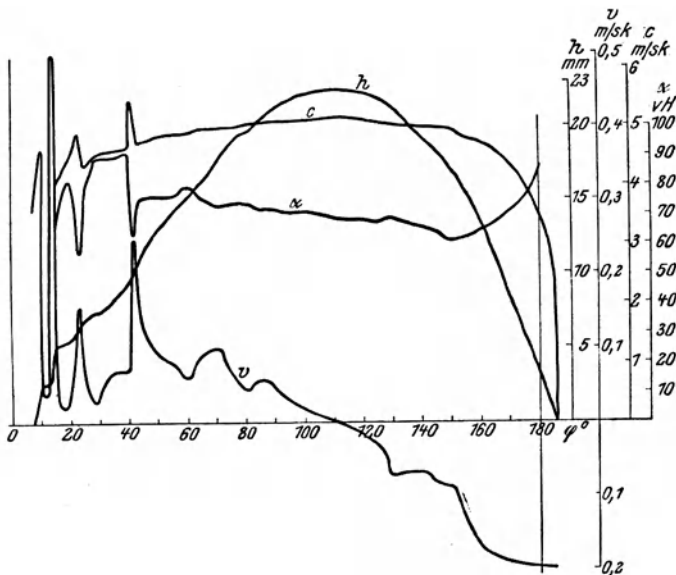


Abb. 43. Untersuchung der Bewegung des Druckventiles bei 60,7 Uml./min.

Zahlentafel VI.

φ	Druckventil							Saugventil						
	h mm	v m/sk	w m/sk ²	P _f kg	P _a kg	c ₁ m/sk	α	h mm	v m/sk	w m/sk ²	P _f kg	P _a kg	c ₁ m/sk	α
16	5,35	0,0447	-13,83	84,1	1,5	4,135	0,72	7,25	0,161	+ 2,16	71,9	2,88	4,1	0,636
20	5,65	0,038	+6,55	85,2	2,42	4,52	0,814	9,42	0,251	+12,45	78,5	3,52	4,64	0,479
25	7,05	0,066	-8,7	91,8	3,64	4,38	0,809	12,37	0,082	-12,7	88,5	8,06	4,14	0,716
30	7,59	0,0392	+2,88	94	5,45	4,62	0,905	13	0,0466	+ 8,54	90,5	10,8	4,46	0,786
35	8,44	0,0704	+0,757	97,5	7,14	4,65	0,905	14,5	0,167	+ 5,62	95,3	13,3	4,59	0,696
40	9,4	0,0704	+0,823	101,7	9,21	4,7	0,918	17,2	0,24	+ 4,71	103,5	15,6	4,71	0,604
45	11,69	0,129	-5,97	111	11	4,79	0,769	20,3	0,148	- 6,94	113,2	19,9	4,58	0,626
50	13,2	0,096	-1,37	116,6	13,9	4,88	0,771	21,7	0,0625	- 5,36	117	24,2	4,56	0,68
55	14,4	0,0808	-1,02	121	16,6	4,92	0,775	22,2	0,0175	+ 2,42	119	27,5	4,62	0,712
60	15,3	0,0606	-0,14	124,5	19,7	4,93	0,804	23	0,102	+ 4,22	121	29	4,75	0,669
65	16,4	0,0932	+1,65	128,5	21,8	5,01	0,762	24	0,0562	- 3,06	124,5	31,4	4,59	0,699
70	17,8	0,1032	0	133,5	24,2	5,04	0,738	24,6	0,0263	- 1,48	126	33,4	4,6	0,711
75	19,1	0,0707	-3,27	138,5	27,1	5,02	0,742	24,8	0,0135	- 0,454	127	34,2	4,64	0,71
80	19,8	0,0467	-0,205	141,2	29,4	5,06	0,745	25,1	0,0306	+ 1,74	127	34,3	4,83	0,518
85	20,6	0,0586	-0,31	144,5	30,8	5,11	0,724	25,6	0,0272	- 1,06	129	33,8	4,67	0,678
90	21,3	0,0485	-0,891	147,1	32,6	5,11	0,723	25,9	0,025	- 1,11	130	33,2	4,7	0,661
95	22	0,0355	-1,12	149,5	33,5	5,14	0,711	25,9	-0,00064	+ 1,13	130	32,1	4,73	0,649
100	22,3	0,0177	-0,932	150,5	34,4	5,14	0,716	25,8	-0,0186	+ 1,2	127	30,3	4,74	0,639
105	22,4	0,00786	-0,677	151,5	34,5	5,15	0,71	25,4	-0,036	+ 1,29	124	28,9	4,7	0,64
110	22,5	0,00127	-0,45	151,5	33,5	5,17	0,692	24,8	-0,0549	+ 1,46	121	26,5	4,66	0,638
115	22,5	-0,00446	+0,305	149,5	32,3	5,16	0,686	24	-0,0728	0	118	23,9	4,67	0,632
120	22,3	-0,0172	+1,178	147	30,7	5,13	0,685	22,9	-0,066	- 1	114	21,2	4,65	0,625
125	22	-0,0332	+1,885	143,2	28,2	5,08	0,676	22,1	-0,0485	+ 0,328	112	18,1	4,65	0,593
130	21,2	-0,0716	+0,282	138	26	5,03	0,69	21,2	-0,0823	+ 0,632	109	15,7	4,6	0,596
135	20,3	-0,0686	-0,188	133,5	22,5	5,01	0,674	20	-0,0863	0	106	13,1	4,61	0,577
140	19,3	-0,0686	+0,345	130	19	5	0,657	18,9	-0,0863	+0,0847	102	10,6	4,57	0,56
145	18,2	-0,0819	+0,72	126	15,8	4,96	0,641	17,7	-0,0889	+ 0,418	98,2	8,3	4,53	0,539
150	17,1	-0,0883	+0,45	121,5	12,2	4,95	0,615	16,4	-0,108	+ 2,02	95	6,38	4,44	0,532
155	15,6	-0,133	+4,81	116	9,31	4,8	0,629	14,7	-0,131	+ 1,52	89,5	4,7	4,35	0,536
160	13,4	-0,171	+1,36	108,2	6,56	4,7	0,652	12,8	-0,147	+ 0,569	84	3,18	4,29	0,545
165	11	-0,182	+0,663	98,5	4,04	4,53	0,676	10,8	-0,155	+ 0,632	78,4	1,95	4,04	0,555
170	8,45	-0,19	+0,377	88,8	2,06	4,31	0,711	8,57	-0,165	+ 0,774	71,5	1,01	3,91	0,576
175	5,76	-0,19	+0,243	77,5	0,675	3,99	0,765	6,27	-0,177	+ 1,09	65,3	0,363	3,66	0,614
180	3,1	-0,198	+0,102	67	0	3,52	0,87	3,58	-0,2	+ 2,37	56,3	0	3,21	0,833

rechneten Werte wurden in Abb. 42 und 43 dargestellt und ein Teil in Zahlentafel VI aufgenommen. Das Saugventil ist schwächer als das Druckventil belastet, weist daher auch größere Ventilhübe auf.

Nach den Abb. 42 und 43 vollführen beide Ventile, besonders jedoch das Saugventil, Schwingungen, die durch den infolge der großen Verspätung wegen der breiten Sitzflächen und des geringen Ventulumfanges sehr heftigen Eröffnungsstoß hervorgerufen werden. Dieser Eröffnungsstoß mag auch deshalb so heftig ausgefallen sein, weil die Pumpe äußerst kräftig — für 20 at — gebaut ist und die Wandungen des Pumpenkörpers daher nur sehr wenig nachgegeben haben. Für den ersten Teil der Ventilbewegung sind Zahlen für *c* und *α* nicht angegeben. Die Untersuchung ergibt, daß kurz nach der Eröffnung das Wasser in schnellem Wechsel nach außen und nach innen durch den Spalt strömt. Bei den weiterhin stattfindenden Ventilschwingungen wechselt *c* die Richtung zwar nicht, die Größe von *c* schwankt jedoch, womit noch stärkere Schwankungen der Ausfließzahlen verbunden sind, und zwar gilt die Regel, je größer die Geschwindigkeit, desto schlechter die Ausfließzahl. Abgesehen von diesen Schwingungen sind die Ausfließzahlen höher beim Heben als beim Senken des Ventiles, was mit der früher erörterten Saug- und Stauwirkung der breiten Dichtungs-

flächen zusammenhängt. Nur ganz zum Schlusse der Ventilbewegung nimmt α wieder stark zu, was durch das Abnehmen von c bedingt wird. Die Werte von α für die Ventilbewegung nach der Kolbenumkehr sind nicht angegeben. Bei der benutzten Versuchseinrichtung beeinflusste, wie gezeigt, die Indiziervorrichtung die Bewegung der Meßstelle des Ventiltellers. Die dadurch bedingte Ungenauigkeit machte sich besonders fühlbar bei der Bestimmung der kleinen Ventilhübe nach der Kolbenumkehr. Ueberdies ist auf ein genau gleichmäßiges Aufsetzen der nur durch die Blattfedern geführten Ventilinge nicht zu rechnen. Die Totpunktmarken der versetzten Diagramme lagen an den verschiedenen Meßstellen bei gleichen Umlaufzahlen in ungleichen Entfernungen von dem Schnittpunkte der Ventilerhebungslinie mit der Wagerechten, d. h. auf der einen Seite schließt der Ventilteller früher als auf der anderen, so daß die für die Schlußbewegung erhaltenen Ausflußzahlen wenig Wert haben. Für das Saugventil ergeben sich, entsprechend seinen größeren Hüben, geringere Ausflußzahlen als für das Druckventil.

Die Werte von α sind recht hoch, bedeutend höher, als nach den von Berg angegebenen Werten zu erwarten war. Dieses Ergebnis läßt den Schluß zu, daß die große Spaltbreite den Ausfluß günstig beeinflusst, vielleicht weil die Stromfäden des breiten Strahles im Sitze an den Wandungen sich mit geringerer Geschwindigkeit bewegen als die inneren und daher die zwischen die Sitzflächen einströmenden Wasserteile weniger stören, als es bei engem Spalte der Fall ist. Hiernach empfiehlt es sich, von dem Gebrauche, Spaltbreite gleich doppeltem Ventilhub anzunehmen, abzuweichen und die Spaltbreite größer auszuführen.

Um die im ersten Teile der Arbeit entwickelte Theorie genau nachzuprüfen, hätte es viel genauerer und weitgehenderer Versuche bedurft, als mit den benutzten Einrichtungen durchzuführen waren. Insbesondere hätten Versuche über die Druckänderungen und Wassergeschwindigkeiten im Spalt angestellt werden müssen.

Eine Bestätigung findet die Theorie vor allem durch die Form der Ventilerhebungskurven nach der Kolbenumkehr der versetzten Diagramme, die fast ausschließlich, vergl. Abb. 39, die charakteristische Form derjenigen der aus theoretischen Ueberlegungen entwickelten Abb. 15 und 18 aufweisen. Auch in früheren Veröffentlichungen, z. B. Z. d. V. d. I. 1902, Tafel XVI oder Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 30 S. 20, 25, 26, 27, erscheint die Abschlußlinie in der Form, deren Entstehung dargelegt wurde.

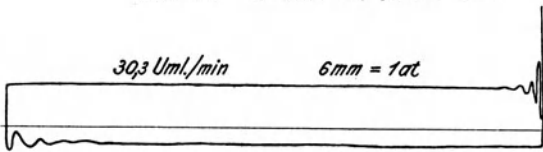
Für die Bestimmung der Ausflußzahlen erweist sich die entwickelte Theorie wertvoll. Wird hierfür das von Berg in Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 30 S. 20 ff. angegebene Verfahren, jedoch unter Benutzung von Gl. 29 statt 24, benutzt, so versagt es für den ersten Teil der Ventilbewegung bis $\varphi = 20^\circ$, da sich für α imaginäre Werte ergeben. Für den folgenden Teil der Ventilbewegung ergeben sich mittels des Bergschen Verfahrens, bei dem der Ablenkungsdruck des Wasserstrahles und die Massenwirkung des Ventiles nicht berücksichtigt wird, im allgemeinen ein wenig kleinere Werte als nach Zahlentafel VI. Für den letzten Teil der Ventilbewegung führt das Bergsche Verfahren wieder auf unrichtige Größen.

Schließlich spricht für die Richtigkeit der im ersten Abschnitte dargelegten Anschauungen der Gang der mit den untersuchten Ventilen ausgerüsteten Pumpe. Die zuvor verwendeten Ventile mit vier gleichachsigen Ringen arbeiteten bei 8 mm Hub und 60 Uml./min bereits geräuschvoll. Mit Gruppenventilen der üblichen Bauart würde sich bei wesentlicher Erweiterung des Pumpenkörpers und Ver-

kleinerung des Ventilhubes bei dieser Umlaufzahl ein guter Gang mit der Pumpe erzielen lassen. Die untersuchten Ventile arbeiten bei 60 Uml./min ruhig trotz des hohen Ventilhubes von 26 mm. Die bewegte Masse ist etwa dieselbe wie bei den gleichwertigen Gruppenventilen. Daß sich trotz des viel höheren Hubes gleich guter Gang erzielen läßt, beweist die Richtigkeit der Untersuchungen über die Wichtigkeit des gleichmäßigen Abschließens des ganzen Sitzquerschnittes und der reibungslosen Führung.

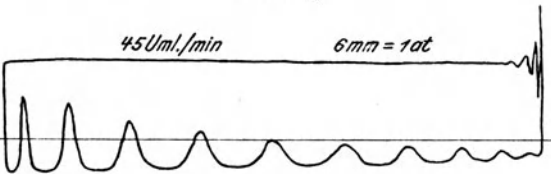


Abb. 44. 63 Uml./min, 3 mm = 1 at.



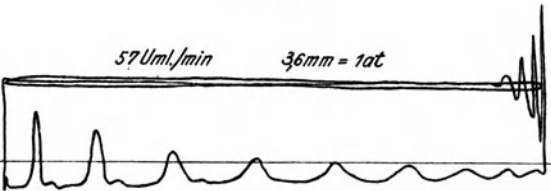
30,3 Uml./min 6 mm = 1 at

Abb. 45.



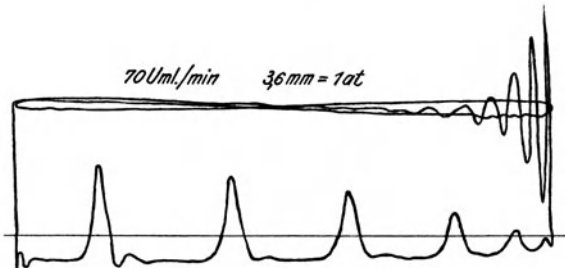
45 Uml./min 6 mm = 1 at

Abb. 46.



57 Uml./min 36 mm = 1 at

Abb. 47.



70 Uml./min 36 mm = 1 at

Abb. 48.

Die an der Versuchspumpe erhaltenen Indikator diagramme hatten sämtlich die Form der Abb. 44, das bei 63 Uml./min aufgenommen wurde. (Vergl. Abb. 45 und 46). Die Zacken in der Sauglinie wuchsen mit steigender Umlaufzahl. Es ist bekannt, daß Diagramme von Kanalisationspumpen stets sehr unregelmäßige Sauglinien aufweisen, und vielfach wird das als ein Mangel angesehen. An Hand der Ventilerhebungsdiagramme läßt sich die Ursache dieser Zacken leicht erkennen und

auch zeigen, daß sie, wenigstens bei den jetzt üblichen Pumpenbauarten unvermeidlich sind. In Abb. 42 ist unter der Ventilerhebungslinie der Anfang der Sauglinie des gleichzeitig aufgenommenen Indikatordiagrammes eingezeichnet. Die Entstehung der Zacken läßt sich in folgender Weise erklären. Durch den Eröffnungsstoß ist das Ventil in Schwingungen versetzt worden, zeitweilig wird nun das Ventil gegen seine normale Bewegung zurückbleiben, und der Ventilhub wird verkleinert sein. Die Ausflugs geschwindigkeit muß infolgedessen gesteigert werden, der Spannungsabfall nach dem Pumpenraum nimmt zu, die Spannung darin sinkt, und die darin vorhandene geringe Luftmenge expandiert. Durch den vergrößerten Druckunterschied wird das Ventil beschleunigt und überschreitet seine normale Hublinie. Mit der nunmehr verzögerten Ventilgeschwindigkeit muß die Spaltgeschwindigkeit ebenfalls abnehmen, und zwar unter dem Einfluß einer Druckzunahme im Pumpenraum. Der ansteigende Druck komprimiert die Luft darin. Die in Abb. 42 mit *a* und *b* bezeichneten Kurven sind Luft-Kompressions- und Expansionskurven. Die außerordentliche Größe der Druckanschwellung — um mehrere Atmosphären — ist daraus zu erklären, daß die ganze unter dem Saugventile befindliche etwa 800 mm lange Wassersäule mit dem Beginne der Kompression der Luft im Pumpenraum eine Verzögerung erfährt. In Abb. 42 liegen die zusammengehörigen Kompressions- und Expansionskurven unter der Verzögerungsperiode der Ventilbewegung, und mit der Verzögerung der Ventilbewegung fällt eine Verzögerung der Ausflugs geschwindigkeit zusammen. Die kleinen Schwingungen der Sauglinie am Ende der Expansionslinie sind Indikatorschwingungen. Damit ist eine Erklärung der Schwankungen der Sauglinien von Indikatordiagrammen an Pumpen gegeben. Daß sie im allgemeinen eine viel unregelmäßigere Form haben, liegt an der bei den üblichen Ausführungen durch Reibungswiderstände bedingten Unregelmäßigkeit der Ventilbewegung, und so regelmäßige, wie die hier erhaltenen, zeigen die Abwesenheit der Reibungswiderstände an. Die Ventile können auch durch andere Ursachen als den Eröffnungsstoß in Schwingungen versetzt werden, z. B. Durchtritt größerer Luftblasen durch das Ventil oder Schwingungen von Wassersäulen zwischen Luftsäcken. Daß gerade in Kanalisationspumpen diese Schwingungen besonders heftig auftreten, ist darin begründet, daß deren Klappen oder Ventile stets sehr geringen Umfang haben, daher große Ventilgeschwindigkeiten und Verspätungen auftreten, und weiter große Sitzbreiten vorhanden sind, die besonders heftige dynamische Wirkungen bei Geschwindigkeitsänderungen verursachen. Die ungewöhnliche Höhe der Zacken der Sauglinie bei den vorliegenden Versuchen ist mit auf die Unnachsichtigkeit des für 20 at gebauten Pumpenkörpers und völlige Dichtheit der Ventile zurückzuführen.

Es fragt sich, welche Lehren sind aus den vorstehenden Untersuchungen für den Bau von Kolbenpumpen zu ziehen? Die untersuchten Ventile mit ihren ungewöhnlichen Abmessungen erweisen sich als eine brauchbare Vereinfachung an Stelle der gesteuerten Klappen. Die höchsten Ventilhübe — rd. 30 mm bei 60 bis 70 Uml./min und ruhigem Gang — sind zwar wesentlich niedriger als die mit gesteuerten Klappen erreichbaren, jedoch im allgemeinen ausreichend. In den Abb. 49 bis 52 sind von der Berliner Akt.-Ges. für Eisengießerei und Maschinenfabrikation vorm. J. C. Freund & Co. in Charlottenburg ausgeführte Ventile abgebildet, die sich in jeder Beziehung im Kanalisationsbetriebe bewährt haben.

Die herrschende Anschauung, daß für die Förderung von grob verunreinigtem Wasser Klappen geeigneter seien als Ventile, ist unrichtig und durch

Abb. 49 bis 52. Ventile für Kanalisationspumpen, gebaut von der Berliner A.-G. für Eisen-
gießerei und Maschinenfabrikation vorm. J. C. Freund & Co.

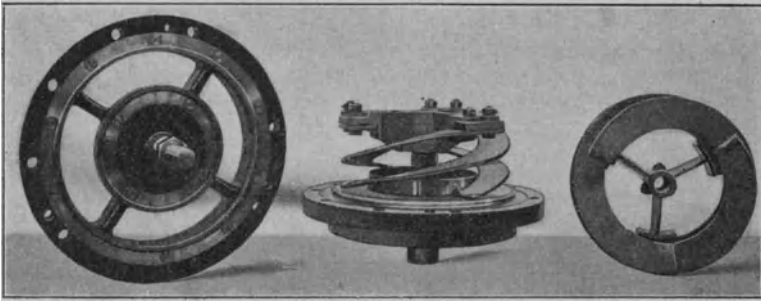


Abb. 49. Ventil von 382 mm mittlerem Spaltdmr., 80 mm Spaltbreite, für 75 Uml./min.

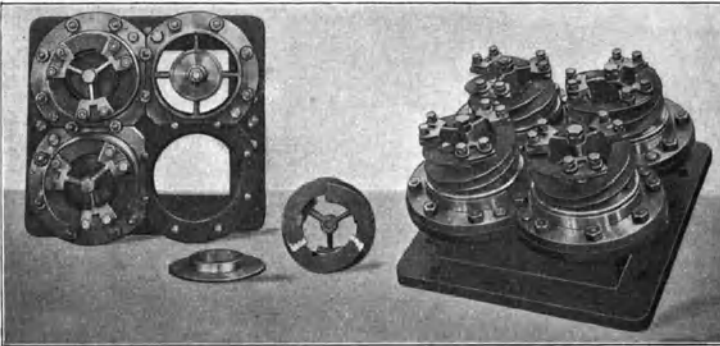


Abb. 50. Ventil von 180 mm mittlerem Spaltdmr., 42 mm Spaltbreite, für 60 Uml./min.

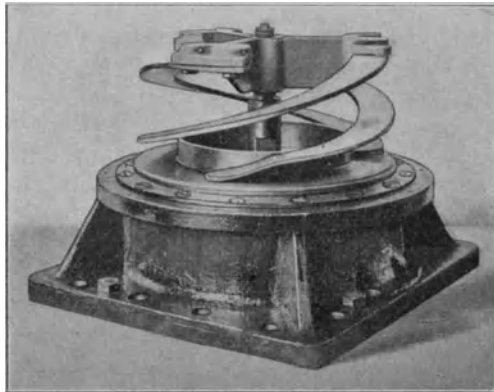


Abb. 51. Ventil von 400 mm mittlerem Spaltdmr., 66 mm Spaltbreite für 60 Uml./min.

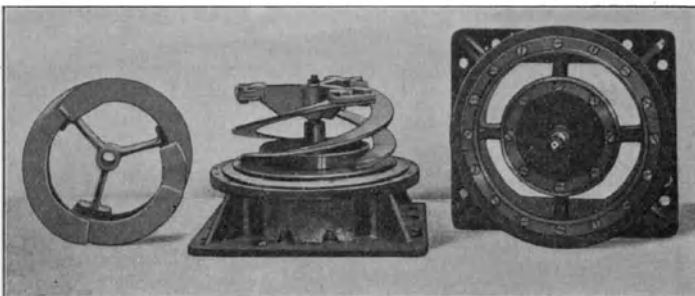


Abb. 52. Ventile der Kanalisation in Schöneberg.

die Erfahrungen mit den vorliegenden Ausführungen widerlegt. Eine Spaltbreite von 66 mm hat sich selbst größtem Schmutze gegenüber, wie er mit Kanalwasserpumpen, auch wenn kein Gitter vorgeschaltet wird, fortzuschaffen ist, als völlig ausreichend erwiesen. Selbstverständlich darf man nicht erwarten, daß Balken, Mistgabeln, Bierflaschen und ähnliche Renommierstücke hindurchgehen. Solche Dinge müssen unter allen Umständen von den Pumpen ferngehalten werden, da sie diese gefährden. Die stets auftretenden Lumpen und Faserstoffe finden bei den Klappen sichere Gelegenheit zum Hängenbleiben unmittelbar nach dem Austritte aus dem Spalte an den Klappengelenken und vor allem den Armen, ferner den Steuerspindeln und Hebeln. Die dort vorkommenden engen Querschnitte stopfen sich bald zu, und von hier aus wachsen dann die Lumpenballen weiter. Bei den Ventilen kann sich der aus dem Spalte tretende Schmutz zunächst nirgends festsetzen, und die hoch darüber befindlichen Rippen und Federn liegen in so weiten Querschnitten, daß etwa hängenbleibende Teile sich bald wieder losspülen. Versuche haben ergeben, daß unter Bedingungen, unter denen die Klappen — gesteuert oder ungesteuert — schnell in hohem Maße verschmutzten, an den Ventilen nichts haften blieb. Ebenso erwiesen sich feste Fremdkörper, wie Holzstücke, Blechbüchsen usw. den Ventilen als ungefährlich.

Abb. 50 zeigt, in welcher Weise die Ventile auszubilden sind, wenn bei großen Maschinen vollkommen geräuschloser Gang verlangt wird.

Ein für Wasserwerkspumpen immer mehr verwendetes Mittel, ruhigen Gang zu erzielen, ist das Hochziehen des Saugwindkessels bis an oder über das Druckventil. Bezweckt wird dadurch, die Länge der nach der Kolbenumkehr zurückströmenden und durch plötzliche Hemmung beim Ventilschlusse den Stoß verstärkende Wassersäule zu verkürzen. Bei Kanalisationspumpen sind die Schlußverspätungen der Abschlußorgane auf alle Fälle sehr groß; daher liegt bei diesen Pumpen ganz besonders das Bedürfnis der Kürzung dieser Wassersäulen vor, zumal sie im Gegensatze zu den Wasserwerkspumpen meist mitten in bewohnten Stadtteilen liegen und kein störendes Geräusch verursachen dürfen. Den Saugwindkessel bei diesen Pumpen in die Höhe zu ziehen, verbot bisher der Steuerungsantrieb. Mit der Einführung selbsttätiger Ventile steht nichts mehr im Wege, die Pumpenkörper von Kanalisationsmaschinen in gleich vollkommener Weise wie für Wasserwerkspumpen auszubilden.

Die untersuchten Ventile stellen Einheiten von bisher unbekannter Größe dar. Es wurde in einem früheren Abschnitte gezeigt, daß es zweckmäßig ist, die Zahl der voneinander unabhängigen Ventile einer Gruppe nach Möglichkeit zu verringern. Die heute gebräuchliche sehr kleine Ventileinheit ist aus dem Bestreben hervorgegangen, die bewegte Masse auf das äußerste zu verringern. In den neuen Ventilen sind Bauarten geschaffen, mittels deren auch große Einheiten von sehr geringer Masse ausgeführt werden können, und es dürfte bei der Erbauung größerer Kolbenpumpen zu raten sein, die kleinen Einheiten zu verlassen. Die in Abb. 50 abgebildeten, aus vier Ventilen bestehenden Gruppen haben in bezug auf Ruhe des Ganges einen vorzüglichen Erfolg ergeben. Wie weit die Beseitigung der Ventilreibung dabei mitgewirkt hat, läßt sich aus den früheren Erörterungen beurteilen. Konstruktiv besser ist die Verwendung leichter, konzentrischer Ringe.

Abb. 53 zeigt nach den in der vorliegenden Arbeit entwickelten Grundsätzen gebaute Ventile, die für das Bauamt der Berliner Wasserwerke geliefert worden sind. Jedes Ventil enthält zwei sich unabhängig von einander bewegende leichte

Doppelringe, die durch Blattfedern belastet und geführt werden. Mit derartigen Ventilen können Umlaufzahlen von 200 bis 300 i. d. M. auch bei großen Pumpen erreicht werden.

Bei Verwendung solcher Ventile läßt sich mit einem äußerst geringen Sitzquerschnitt auskommen. Der heutige Kolbenpumpenbau sucht vielfach Erfolg zu erzielen durch Vermehrung des Sitzquerschnittes. Bei mangelhafter

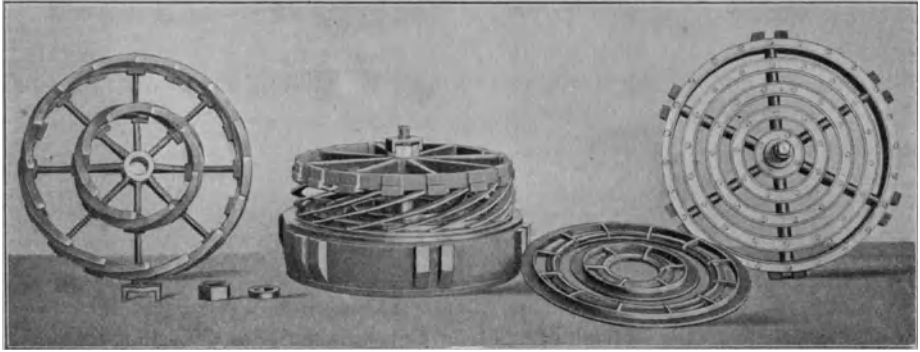


Abb. 53. Pumpe von 340 mm Plungerdmr., 1100 mm Hub, 53 Uml./min., 170, 305, 440, 576 mm mittlerem Spaltdmr., 30 mm Spaltbreite.

Ventilkonstruktion läßt sich der Gang der Pumpe wohl dadurch verbessern, dem Kolbenpumpenbau gegen seine Konkurrenten, die Rotationspumpe, helfen, nicht. Pumpen mit großem Sitzquerschnitt werden teuer. Der Hauptnachteil der Kolbenpumpen gegenüber den Kreiselpumpen ist ohnedies ihr höherer Preis. Lebensfähig sind daher nur Bauarten, die die Herstellungskosten vermindern helfen. Es müssen Anordnungen sein, die ohne sonstige Nachteile den Querschnitt zu verringern gestatten, und das sind sehr leichte, reibungsfreie und gleichmäßig schließende Ventile.

Verfahren zur Messung schnell wechselnder Temperaturen.

Von Dr.-Ing. Alfred Petersen.

Vorwort.

Die Temperatur-Meßverfahren, die in der Physik und der Technik angewandt werden, liefern leicht sehr genaue Ergebnisse für gleichbleibende Temperaturen. Große Schwierigkeiten treten aber auf, wenn es sich um die Messung schnell wechselnder Temperaturen handelt.

Häufig ist es von großer Bedeutung, genau den Temperaturverlauf zu kennen, der sich in physikalischen und chemischen Vorgängen in dem Bruchteil einer Sekunde vollzieht. Auch für die Technik dürfte ein Verfahren, das es z. B. gestattet, den Temperaturverlauf in den Zylindern von Wärmekraftmaschinen zu ermitteln, große Wichtigkeit besitzen.

Die in den nachfolgenden Ausführungen beschriebenen Verfahren bieten die Möglichkeit, Temperaturen innerhalb sehr kurzer Zeiträume zu messen. Sie sind dann besonders zur Messung des Temperaturverlaufes in den Zylindern eines Benzinmotores weiter ausgebildet worden.

Diese Versuche hatten jedoch nicht den Zweck, die Wärmevorgänge im Motor näher zu untersuchen, sondern sollten nur dazu dienen, den Beweis der Anwendbarkeit dieser Verfahren für Aufgaben der Praxis zu erbringen, indem der Temperaturverlauf an einem bestimmten Beispiel gezeigt wurde.

I. Die verschiedenen Verfahren der Temperaturmessung.

Bevor auf die ausgeführten Versuche selbst eingegangen wird, erscheint es zweckmäßig, die verschiedenen Arten der Temperaturmessung kurz zu besprechen, um zu erkennen, welche von ihnen für die Messung schnell wechselnder Temperaturen in Frage kommen.

1) Thermometer.

a) Luft- und Gasthermometer.

Die ältesten zur Temperaturmessung benutzten Meßgeräte sind die Luft- und Gasthermometer. Galilei soll sie um 1600 zum ersten Male benutzt haben, und zwar zur Messung von Fiebertemperaturen. Sie beruhen auf der Erscheinung, daß alle vollkommenen Gase sich bei Erwärmung um 1°C um $\frac{1}{273}$ ihres Rauminhaltes ausdehnen. Man benutzt entweder die Ausdehnung einer bestimmten Luft- oder Gasmenge bei gleichbleibendem Druck oder die durch Erwärmung

hervorgerufene Drucksteigerung bei gleichbleibendem Rauminhalt. Bei Verwendung von Porzellangefäßen kann man Messungen bis zu ungefähr 1200°C vornehmen. Die Genauigkeit dieser Thermometer ist sehr groß, leider aber auch ihre Trägheit. Aus letzterem Grunde scheiden sie für Bestimmung rasch wechselnder Temperaturen aus.

b) Flüssigkeitsthermometer.

Erst im Anfang des 18. Jahrhunderts kamen die Flüssigkeitsthermometer in Benutzung. Von ihnen wird das Quecksilberthermometer am meisten benutzt. Das Meßbereich der gewöhnlichen Quecksilberthermometer liegt zwischen -39 und $+350^{\circ}\text{C}$ (Gefrierpunkt und Siedepunkt des Quecksilbers). Durch Füllen des oberen, sonst luftleeren Raumes des Haarröhrchens mit Stickstoff gelingt es, Temperaturen bis zu 550°C genau zu messen. Ihre Trägheit ist ebenfalls groß.

2) Pyrometer.

a) Schmelzpyrometer.

Eine weitere Art von Temperaturmeßgeräten benutzt die mit steigender Temperatur eintretende Veränderung des Erscheinungszustandes der Körper. Die gebräuchlichsten dieser Körper sind die sogenannten Segerkegel. Es sind dies dreiseitige Pyramiden von etwa 6 cm Höhe, die verschiedene Schmelztemperaturen besitzen. Für die Messung von Temperaturen bis etwa 1500°C werden Kegel aus Tonerde benutzt. Die zur Messung höherer Temperaturen dienenden Kegel bestehen aus reinem Aluminiumoxyd mit geringen Zusätzen. Man setzt zwei oder mehrere dieser Kegel der zu messenden Temperatur aus, deren Höhe in der Nähe des Schmelzpunktes der Kegel liegen muß. Schmilzt einer der Kegel, während der andere seine Form nicht verändert, so liegt die zu messende Temperatur zwischen den Schmelzpunkten dieser beiden Kegel. Nach diesem Verfahren lassen sich Temperaturen bis etwa 1850°C annähernd feststellen. Da das Schmelzen der Körper natürlich längere Zeit in Anspruch nimmt, so scheidet auch diese Art der Temperaturbestimmung für die Messung rasch wechselnder Temperaturen aus.

b) Optische Pyrometer.

Auf dem von Wien und Planck gefundenen gesetzmäßigen Zusammenhange zwischen der von erhitzten Körpern ausgesandten Strahlung und der Temperatur beruht das Verfahren der optischen Temperaturmessung.

Die bekanntesten dieser optischen Pyrometer sind dasjenige von Wanner und das von Holborn und Kurlbaum. Da die Anbringung eines strahlenden Körpers im Zylinder des Motors wohl auf große Schwierigkeiten stoßen dürfte, so sind auch mit diesem Verfahren keine Versuche angestellt worden.

Eine weitere Schwierigkeit liegt darin, daß es kaum möglich ist, den Wechsel in der Lichtstärke des strahlenden Körpers zu verzeichnen, da stets ein Vergleich mit einer anderen bekannten Lichtquelle mit dem Auge vorgenommen werden muß und dieses nicht im Stande sein dürfte, in Teilen einer Sekunde die wechselnden Lichtstärken festzuhalten.

c) Elektrische Pyrometer.

Die letzte Gruppe der Temperatur-Meßgeräte bilden die elektrischen Pyrometer, die erst in neuerer Zeit zu hoher Empfindlichkeit ausgebildet worden sind. Man unterscheidet 2 Arten:

1) diejenigen, welche den Strom messen, der entsteht, wenn man die Berührungsstelle zweier verschiedener Metalle erwärmt. Dies sind die thermoelektrischen Pyrometer.

2) solche, die den mit der Temperatur sich ändernden Widerstand eines Metalles zur Grundlage der Messung benutzen. Diese führen die Bezeichnung elektrische Widerstandspyrometer.

α) Thermoelektrische Pyrometer.

Le Chatelier führte im Jahre 1887 ein Platin-Platinrhodium-Thermoelement für Messungen in die Praxis ein, und zwar bis zu Temperaturen von 1200°C. Durch Extrapolieren läßt sich dieses Verfahren zur Messung von Temperaturen bis zum Schmelzpunkt des Platins ausdehnen.

β) Das elektrische Widerstandspyrometer.

Das erste praktisch brauchbare Widerstandspyrometer wurde von Siemens zur Messung von Tiefseetemperaturen gebaut. Siemens benutzte einen Platindraht, den er schraubenförmig auf einen Schamottezylinder aufwickelte. Zum Schutze gegen äußere Verunreinigungen wurde dieser Zylinder mit einer Platinhülle umgeben, die wiederum durch ein dünnwandiges Eisenrohr geschützt war. Mit diesem Gerät sind Temperaturen bis 1200°C und neuerdings auch noch höhere gemessen worden.

Nach diesen beiden elektrischen Meßverfahren sind nun die Versuche zur Messung schnell wechselnder Temperaturen durchgeführt worden.

II. Die Versuchseinrichtung.

1) Bedingungen für den Bau der Geräte.

Die Forderungen, denen die für diese Meßverfahren bestimmten Geräte zu genügen oder sich möglichst zu nähern haben, sind folgende:

1) Die Masse des Elementes muß im Verhältnis zu derjenigen des umgebenden Körpers vernachlässigt werden können, so daß dessen Wärmeinhalt durch das Miterwärmen des Elementes nicht verändert wird. Außerdem muß die Masse so gering sein, daß das Element zu jeder Zeit sofort die Temperatur seiner Umgebung annimmt.

2) Das Element muß aus einem Stoff bestehen, der einen möglichst hohen Schmelzpunkt besitzt und bei Erhitzung bis zu diesem Punkte seine chemischen Eigenschaften nicht ändert.

3) Das Gerät zur Messung des elektrischen Stromes muß eine so geringe Trägheit besitzen, daß es jeder durch das Element hervorgerufenen Stromänderung sofort folgt.

4) Die Zeichenvorrichtung hat die durch das Meßgerät angezeigten Stromstärken aufzuzeichnen, ohne einen behindernden Einfluß auf den Stromzeiger auszuüben.

2) Die Pyrometerdrähte.

Als Stoff für das Element mit Rücksicht auf einen möglichst hohen Schmelzpunkt kommen nur die folgenden vier Metalle in Betracht:

	Schmelzpunkt
Wolfram	2900°
Iridium	2300°
Rhodium	1970°
Platin	1745°

Von diesen scheidet Wolfram aus, da es etwa bei 900°C zu Wolframoxyd verbrennt, wie mittels des im Abschnitt III beschriebenen Platinofens festgestellt wurde. Derselbe Vorgang, aber in geringerem Maße, findet bei Rhodium in höheren Temperaturen statt.

Reines Iridium konnte deswegen nicht benutzt werden, weil es noch nicht möglich ist, reine Iridiumdrähte von $0,02$ mm Dmr. zu ziehen. Eine so geringe Drahtstärke war aber erforderlich, um den Temperaturverlauf im Motor bei 600 Uml./min aufzunehmen. Dagegen gelang es der Firma W. C. Heraeus, Hanau, Drähte aus einer Legierung von 65 vH Platin und 35 vH Iridium in einer Stärke von $0,02$ mm herzustellen. Diese Drähte sind bei den Messungen mit dem Widerstandspyrometer benutzt worden und hielten noch eine Temperatur von 1850°C aus.

Für die thermoelektrischen Aufnahmen wurde ein Element aus chemisch reinem Platin und einer Platin-Rhodiumlegierung mit 10 vH Rhodiumgehalt benutzt. Dieses Element hielt Temperaturen bis zu 1650°C aus. Bei der mikroskopischen Untersuchung, die mehrmals bei nicht mehr unbeschädigten Elementen vorgenommen wurde, zeigte es sich, daß der Platindraht meist nicht geschmolzen (stets an einer kugelförmigen Schmelzstelle bemerkbar), sondern abgerissen war.

3) Die Pyrometer.

a) Das Thermoelement.

Die Konstruktion des Thermoelementes, wie es für die Temperaturmessungen im Motor benutzt wurde, zeigt Abb. 1 und 2.

Zur Durchführung der Leitungsdrähte durch die Wandungen des Motors dient der Hauptkörper *a* aus Marquardtscher Masse. Diese Masse besitzt eine noch etwas größere Feuerbeständigkeit als Schamotte oder Porzellan. Die beiden Bohrungen haben einen Durchmesser von etwa $0,7$ mm, so daß man die Zuleitungsdrähte von $0,6$ mm Dmr. bequem in ihnen verschieben kann. Diese Drähte wurden deshalb so stark gewählt, um den Leitungswiderstand zum Meßgerät möglichst gering zu erhalten. Um eine vollkommene Dichtung zwischen der Außenluft

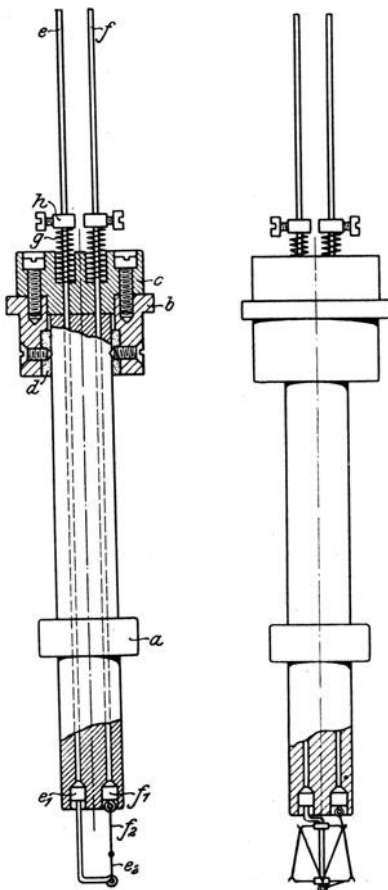


Abb. 1 und 2. Thermoelement.

Legende zu Abb. 1 und 2.

- a Hauptkörper aus Marquardtscher Masse
- b Hülse aus Messing
- c Faserisolierung
- d Gips
- e Platindraht von $0,6$ mm Dmr.
- e_1 Platinkegel
- e_2 Platindraht von $0,02$ mm Dmr.
- f Platin-Rhodiumdraht von $0,6$ mm Dmr.
- f_1 Platin-Rhodiumkegel
- f_2 Platin-Rhodiumdraht von $0,02$ mm Dmr.
- g Feder zum Anpressen der Kegel
- h Klemmschraube

und dem im Motor herrschenden Ueberdruck von etwa 25 at zu erzielen, wurden auf die Zuleitungsdrähte Kegel aufgeschweißt, die mechanisch dichten. Zuvor waren Versuche mit chemischen Dichtstoffen angestellt worden, die jedoch alle keine einwandfreie Dichtung ergaben.

Das Zusammenschweißen der eigentlichen Thermodrähte geschah auf folgende Weise:

Der Platindraht und der Platin-Rhodiumdraht wurden, stumpf gegeneinanderstoßend, auf ein dünnes Platinblech gelegt, das von unten mittels Gebläses auf Schweißtemperatur gebracht wurde. Dieses Verfahren konnte durchgeführt werden, weil die Drähte merkwürdigerweise eher miteinander verschweißten als mit der Platinunterlage. Die so miteinander fest verbundenen Drähte wurden in die Oesen der Zuleitungsdrähte eingeführt, fest gewickelt und elektrisch verschweißt.

Jeder Zuleitungsdraht nebst Dichtungskegel besteht aus demselben Stoff, wie der zugehörige dünne Thermodraht, so daß keine weiteren Thermostrome in der Zuleitung entstehen können. Die freien Enden der Zuleitungsdrähte liegen so weit vom Motor entfernt, daß die Wärmestrahlung des Motors vernachlässigt und ihre Temperatur der Zimmertemperatur (20°C) gleichgesetzt werden kann. Außerdem ist zu berücksichtigen, daß Abweichungen von der Zimmertemperatur nur etwa mit ihrem halben Betrage als Meßfehler in die höheren Temperaturen eingehen. In den im Abschnitt III aufgestellten Eichkurven ist deswegen für die freien Enden der Thermolemente stets eine Temperatur von 20°C zugrunde gelegt.

b) Das Widerstandspyrometer.

Die Abdichtung und Anordnung der Zuleitungsdrähte beim Widerstandspyrometer ist die gleiche, wie beim Thermolement. Die beiden 0,6 mm starken Zuleitungsdrähte bestehen aus einer Platin-Iridiumlegierung (35 vH Iridium). Der eine Draht ragt um 12 mm, der andere um 3 mm aus der Marquardt'schen Masse hervor, Abb. 2.

Um den längeren Draht sind zwei Quarzkugeln herumgeschmolzen, in die wieder je 4 Platin-Iridiumhaken von 0,1 mm Dmr. eingeschmolzen sind. Auf dieses Gestell, welches demjenigen einer Metallfadenlampe ähnelt, wurde der eigentliche Widerstandsdraht aufgewickelt. Die Enden wurden dann mit den Zuleitungsdrähten elektrisch verschweißt.

4) Das Saitengalvanometer.

Zur Messung der aus den Elementen kommenden Ströme wurde ein Eindhoven'sches Saitengalvanometer benutzt. Es wurde deshalb gewählt, weil es der Forderung nach möglichst geringer Trägheit am nächsten kommt. Die Aerzte benutzen es zur Aufnahme von Elektrokardiogrammen. Auch in der Physik findet es häufiger Anwendung. Dagegen ist es in Ingenieurkreisen wohl kaum bekannt.

Zur Messung der Stromstärke wird bei diesem Gerät die Bewegung eines Stromträgers im Magnetfelde benutzt. Die Bauart des Galvanometers zeigt Abb 3.

Zwischen die Pole eines Magneten N ist eine Messingplatte m mit keilförmigen Nuten eingespannt. In diesen Nuten sind 2 Polschuhe aus weichem Eisen befestigt, die in der Mitte durchbohrt sind. Zwischen diesen Polschuhen schwingt eine dünne Saite, die in die Messingstifte t eingelötet ist. Der obere Messingstift endigt in einer kleinen Platte p , gegen welche die Schraubenfeder f drückt. Die Platte liegt mit ihrer oberen Fläche an der Ringmutter n an. Durch Drehen

dieser Mutter kann man den Messingstift nach oben oder unten verschieben und dadurch die Spannung der Saite verändern.

Die Klemmen *L* und *M*, Abb. 4, besorgen die Stromzuführung.

Zur Erregung der Magnete dienen die Wicklungen *E*. Bei einer Spannung von 8 V erhalten die Wicklungen etwa 4 Amp, wobei ein Feld von 8000 bis 10000 C. G. S. erzeugt wird.

An dem Träger *K* ist ein Mikroskop angebracht, das sich mit Hilfe des Mikrometertriebes *d* seitlich verschieben läßt. Das Mikroskop dient entweder zur unmittelbaren Beobachtung oder zur Projizierung der Saitenschwingungen.

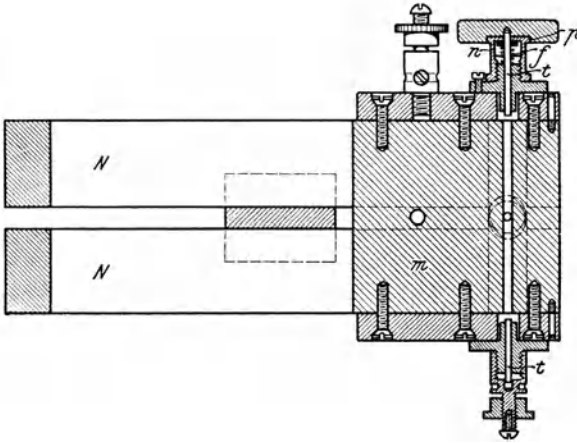


Abb. 3. Saitengalvanometer.

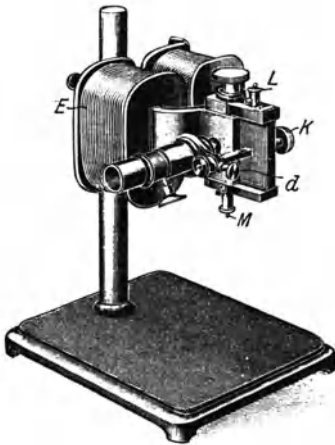


Abb. 4.

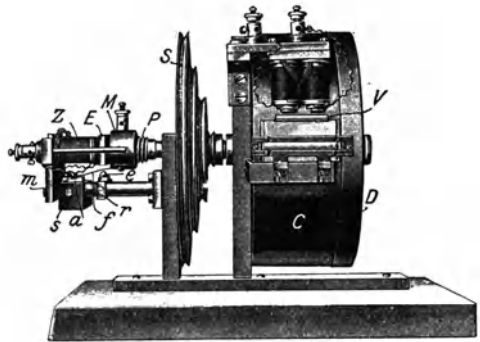


Abb. 5.

Abb. 5.

Bei der Wahl der Saite sind folgende Punkte zu berücksichtigen:

- 1) Die Saite muß, um eine genaue Aufzeichnung zu gewährleisten, von möglichst geringer Masse sein.
- 2) Wegen der sehr geringen elektromotorischen Kraft der zu messenden Ströme muß ihr elektrischer Widerstand sehr gering sein.

Die der ersten Forderung genügenden Saitendicken lassen sich nur nach dem Verfahren von Wollaston herstellen. Um der zweiten Bedingung zu genügen, wurde eine Goldsaite benutzt, da von den Metallen, die eine Anwendung dieses Verfahrens zulassen, das Gold den geringsten Widerstand besitzt. Der Durchmesser dieser Saite betrug 0,0075 mm. Die Schwingungsdauer der Saite

war so kurz, daß sie gegenüber der Temperaturperiode des Motors vernachlässigt werden konnte. Die Bestimmung der Eigenschwingung wird im Abschnitt III näher erörtert. Bei einer Länge von 65 mm betrug der Widerstand 41Ω .

5) Die Zeichenvorrichtung.

Durch die Wahl des Saitengalvanometers als Meßgerätes für die Stromstärke ergab sich von selbst die Anwendung des photographischen Zeichenverfahrens zum Aufzeichnen der Ergebnisse. Hierbei wird der Schatten des vor der Bohrung der Polschuhe befindlichen Punktes der Saite auf ein vorbeigleitendes photographisches Papier geworfen. Beim Schwingen der Saite ergibt sich dadurch eine Kurve auf dem Papiere, deren Ordinaten die Ausschläge der Saite und damit die Stromstärke und die Temperaturen, deren Abszissen dagegen die Zeit angeben.

Diese optische Aufzeichnung erfüllt in vollkommener Weise die Bedingungen, die an sie zu stellen sind, da sie jede Massenbewegung vermeidet.

Den Bau der Zeichenvorrichtung zeigt Abb. 5.

In dem Hohlzylinder *C* sitzt auf der Achse eine Trommel von etwa 54 cm Umfang. Auf dieser Trommel wird das photographische Papier mittels Klammern befestigt. Bei den Versuchen wurde das Negativpapier von W. Schaeuffelen, Heilbronn a. Neckar, verwendet, welches von der Firma in passenden Streifen von der Größe 50×6 cm geliefert wird. Durch den Deckel *D* wird das Innere der Dose gegen Außenlicht vollkommen abgeschlossen. Die Achse wird durch die Seilscheibe *S* mittels eines kleinen Elektromotors in Umdrehung versetzt. Da das Papier nur während einer Umdrehung belichtet werden darf, so ist eine Vorrichtung angebracht, die bewirkt, daß der geöffnete Verschuß nach einer Umdrehung selbsttätig wieder geschlossen wird. Zu diesem Zweck ist auf der Achse ein steilgängiges Patronengewinde *P* angeordnet, auf welches die Mutter *M* paßt. Durch eine Feder wird diese gegen das Gewinde gedrückt. An der Rückseite der Mutter *M* ist ein weiches Eisenstück *E* befestigt, das als Anker für den Elektromagneten *Z* dient. Auf der unteren Seite des Ankers ist eine Feder *f* mit Platinspitze angebracht, die beim Aufschrauben der Mutter auf das Gewinde über eine isolierende Achatplatte *m* auf eine Platinfläche *a* gleitet, durch die ein Stromkreis geschlossen wird. Nach einmaliger Umdrehung der Trommel wird die Platinspitze durch den Nippel *e* von der Platinplatte abgehoben und der Stromkreis unterbrochen. Der Zeitpunkt des Schließens und Oeffnens dieses Stromkreises kann durch die Stellschrauben *s* und *r* genau eingestellt werden.

Diese Vorrichtung dient zum Oeffnen und Schließen des Verschlusses *V* durch den darüber befindlichen Elektromagneten. Vor dem Spalt in dem Hohlzylinder *C* ist noch eine Zylinderlinse angebracht, die die einfallenden Lichtstrahlen sammelt. Hinter dem Spalte befindet sich eine 2 mm-Teilung, welche die Ordinaten auf dem photographischen Papier aufzeichnet.

Die Schaltung der Zeichenvorrichtung zeigt Abb. 6. Der eine Stromkreis wird bei *A* an die Lichtleitung angeschlossen. Bei geschlossenem Taster *B* fließt der Strom durch den Lampenwiderstand *L* und die Wicklung des Elektromagneten *Z*. Dadurch wird der Anker *S* und mit ihm die Mutter *M* festgehalten. Beim Oeffnen dieses Stromkreises wird der Anker losgelassen, und die Mutter springt, durch die Feder angedrückt, auf das Patronengewinde. Die Feder *f* schließt dann den zweiten Stromkreis, sobald ihre Platinspitze die

Platte m berührt. Dadurch wird der Elektromagnet R erregt und der Verschluss geöffnet.

Die Einschaltung des Lampenwiderstandes und des Tasters bietet den Vorteil, daß man vor wie nach der Belichtung Licht im Arbeitsraume zur Verfügung hat.

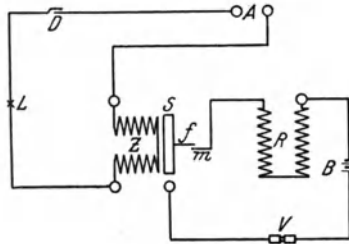


Abb. 6.

Zur Uebertragung des Fadenschattens auf das photographische Papier dient eine Bogenlampe von etwa 2000 NK.

Das Saitengalvanometer und die Zeichenvorrichtung stammen aus den Werkstätten von Professor M. Th. Edelmann, München. Die übrigen Geräte wurden im Physikalischen Laboratorium der hiesigen Hochschule selbst angefertigt.

III. Die Eichung der Geräte.

1) Allgemeines.

Gewöhnlich besitzen die in der Praxis benutzten, von der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt geeichten Thermoelemente einen Drahtdurchmesser von 0,6 mm. Um nun auch mit dünneren Drähten gültige Messungen vornehmen zu können, war es erforderlich, diese zu eichen.

Auch für das Saitengalvanometer mußten Eichungen vorgenommen werden. Rechnerisch ließ sich nicht feststellen, welcher Stromstärke ein bestimmter Saitenausschlag entspricht, da durch Veränderung der Dicke und Spannung der Saite, wie auch durch verschiedene Feldstärke der Magnete stark voneinander abweichende Werte gefunden werden.

Bei der Eichung wurden die zu eichenden Thermoelemente und ein geeichtes Thermoelement derselben Temperatur ausgesetzt. Die durch die ersteren hervorgerufenen Ausschläge des Saitengalvanometers wurden mit den Angaben des geeichten Elementes verglichen.

2) Die zur Eichung benutzten Vorrichtungen.

a) Der Platinofen.

Um für beide Elemente die gleiche Temperatur zu erzielen, wurde ein Platinofen benutzt, dessen Bau aus Abb. 7 hervorgeht¹⁾.

Ein Platinhohlzylinder A , dessen Wandstärke 0,01 mm beträgt, wird mit seinen Enden zwischen zwei Backenpaare geklemmt. In den Zylinder ragen 4 dünne Rohre aus Marquardt'scher Masse hinein. Zwei von ihnen dienen zur Einführung des geeichten Thermoelementes B . Durch die beiden anderen werden die Drähte des zu eichenden Thermoelementes eingeführt. Wird der

¹⁾ Die Abb. 7 zeigt die Anordnung zur Bestimmung des Temperaturkoeffizienten des Platin-Iridiumdrähtes.

Platinzylinder nun erhitzt, so herrscht in seinem Innern an allen Punkten angenähert die gleiche Temperatur, da der Hohlraum überall von gleichmäßig glühendem Platin umgeben ist. Allerdings wird der Platinzylinder an der unteren Seite wegen der aufsteigenden Luftströme kälter. Legt man die Schweißnaht des Zylinders an diese Stelle, so laufen die Stromlinien vorzugsweise dort hin. Die Joulesche Wärme wird größer und die Temperatur höher. Beide sich

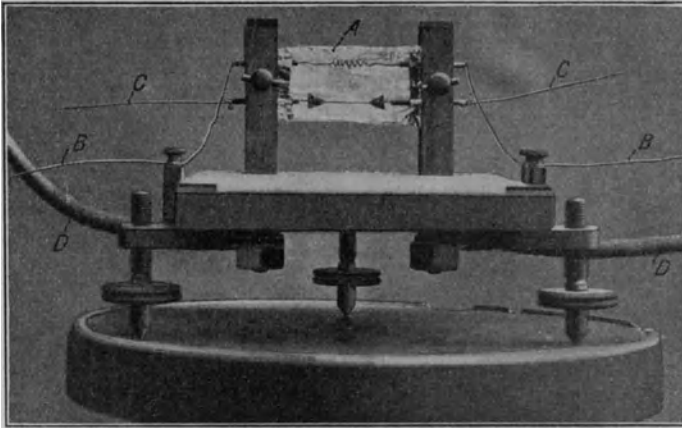


Abb. 7. Platinofen.

entgegenwirkenden Einflüsse können als nahezu ausgeglichen betrachtet werden. Um den Einfluß dieser Fehlerquelle gänzlich zu beseitigen, wurden beide Elemente in ihrer Lage vertauscht und aus den Eichungen der Mittelwert als der richtige berechnet.

Die Erhitzung des Platinzylinders geschah durch einen Strom, der durch die Kabel *D* und die Klemmbacken dem Zylinder zugeführt wurde. Zur Erreichung einer Temperatur von 1600°C waren etwa 200 Amp erforderlich.

b) Das geeichte Thermoelement.

Zur Eichung der Elemente wurde ein von der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt geeichtes Le Chateliersches Platin-Platinrhodium (10 vH Rh)-Element von je 500 mm Länge und einem Durchmesser von 0,6 mm benutzt. Zahlentafel I gibt die Spannungen in Millivolt und die zu diesen Werten gehörigen Temperaturen an.

Zahlentafel I.

Temperaturkurve des geeichten Thermoelementes.
Temperatur der freien Enden des Thermoelementes: 20°C .

Grad C	Millivolt	Grad C	Millivolt
300	2,19	1000	9,46
400	3,13	1100	10,64
500	4,10	1200	11,84
600	5,11	1300	13,08
700	6,15	1400	14,36
800	7,22	1500	15,66
900	8,32	1600	17,00

Abb. 8 zeigt dieselben Werte in einem Diagramm.

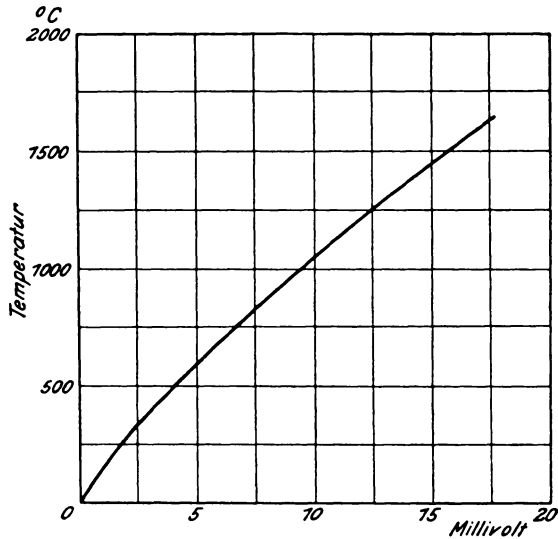


Abb. 8.

3) Die Eichkurven der Pyrometer.

a) Die Eichkurven der Thermoelemente.

Sämtliche für die Aufnahmen benutzten Thermoelemente bestanden aus chemisch reinem Platin und Platinrhodium (10 vH Rh.)-Drähten. In der Zahlentafel II finden sich die Temperaturen und die zugehörigen Ausschläge der Galvanometersaite.

Zahlentafel II.

1) Draht von 0,02 mm Dmr., Widerstand = 7,2 Ω

a) unten liegend.

Heizstrom Amp	Temperatur ° C	Gemessener Saltenausschlag mm
42,5	330	7,5
61,0	615	14,0
76,0	800	17,5
87,0	940	20,5
105,0	1120	25,0
113,0	1200	26,0
117,0	1225	27,0
125,0	1305	28,0
130,0	1350	28,5
137,0	1400	29,0

b) oben liegend

53,0	430	11,8
75,5	770	20,0
93,5	985	24,0
118,0	1220	27,5
128,0	1310	29,0
136,0	1365	29,5
143,0	1420	30,0

Zahlentafel II (Fortsetzung).

2) Draht von 0,025 mm Dmr., Widerstand = 4,7 Ω

a) unten liegend

Heizstrom Amp	Temperatur ° C	Gemessener Saltenausschlag mm
46,0	410	12,0
66,0	705	20,0
82,0	895	25,0
94,0	1025	28,0
111,5	1205	31,0
118,5	1270	32,0
131,5	1370	33,5
134,0	1405	34,0

b) oben liegend

45,5	345	10,0
64,5	640	18,0
79,5	835	24,0
91,0	965	26,0
99,0	1050	29,0
107,5	1135	29,5
120,5	1250	31,5
130,5	1335	33,0
138,0	1385	33,5

3) Draht von 0,03 mm Dmr., Widerstand = 3,4 Ω

a) unten liegend

46,5	335	10,5
66,5	620	20,0
83,0	835	26,5
96,0	975	30,0
116,5	1180	35,0
126,5	1260	36,5
133,0	1315	37,5
146,0	1405	38,5

b) oben liegend

66,5	570	19,5
83,5	815	26,0
96,0	975	30,0
116,0	1170	34,5
132,0	1300	36,5
144,5	1405	38,5

4) Draht von 0,04 mm Dmr., Widerstand = 2,9 Ω

a) unten liegend

46,0	410	14,0
65,0	705	25,0
80,5	885	32,0
91,5	1020	36,0
108,5	1195	39,5
116,0	1260	41,0
127,5	1365	42,5
132,0	1395	43,5

Zahlentafel II Schluß).

b) oben liegend

Heizstrom Amp	Temperatur ° C	Gemessener Saltenaus- mm
45,5	300	14,0
65,0	610	25,0
80,5	800	31,5
91,5	930	35,0
109,0	1120	39,5
118,5	1195	40,5
124,0	1250	41,5
141,5	1395	43,5

5) Draht von 0,05 mm Dmr., Widerstand = 1,4 Ω.

a) unten liegend

44,0	325	16,0
63,0	560	28,5
80,0	745	37,5
92,5	875	43,5
112,0	1080	49,0
128,0	1210	52,0
140,0	1300	53,0
149,0	1370	55,0
153,0	1405	55,0

b) oben liegend

45,5	335	17,0
65,5	610	31,5
82,0	825	40,0
95,0	965	44,0
115,0	1160	49,0
124,0	1245	51,5
138,0	1355	54,5
143,5	1395	55,0

6) Draht von 0,1 mm Dmr., Widerstand = 0,6 Ω.

a) unten liegend

46,2	315	18,0
66,5	590	36,0
82,5	800	47,0
95,5	930	52,0
106,0	1025	55,0
125,0	1195	58,5
139,0	1310	60,5
150,0	1390	62,0

b) oben liegend

45,5	260	20,5
65,5	560	39,5
82,0	790	48,5
95,0	920	53,0
105,0	1010	55,5
124,0	1180	58,5
138,5	1275	60,5
148,0	1365	62,0

Die Saitenausschläge sind den Temperaturen nicht proportional, sondern nähern sich bei höheren Temperaturen immer mehr einer Parallelen zur Abszissenachse, da die Saitenspannung mit zunehmenden Ausschlägen wächst, d. h. das Galvanometer wird für höhere Temperaturen unempfindlicher, Abb. 9.

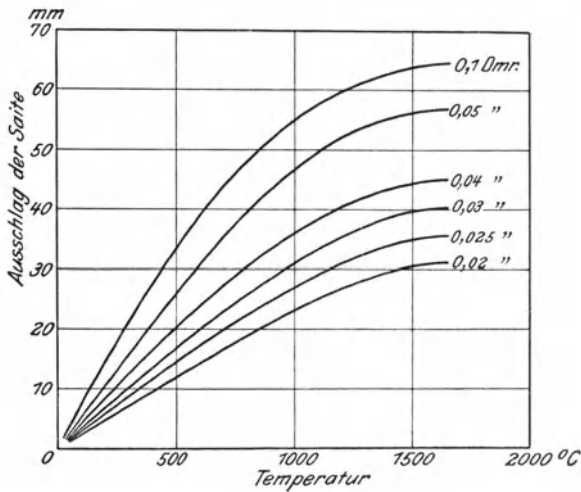


Abb. 9.

Um ein richtiges Bild der Temperaturgrößen zu geben, mußten deshalb die photographisch aufgenommenen Temperaturdiagramme mit Hilfe der Eichkurven umgerechnet werden.

b) Die Eichkurven des Widerstandpyrometers.

Für die Eichung des Widerstandpyrometers war es erforderlich, den Temperaturkoeffizienten der Platin-Iridium (35 vH Iridium)-Legierung zu bestimmen, da in der Literatur keine Angaben über diesen Wert vorhanden waren. Der in Abb. 7 bereits dargestellte Platinofen wurde mit der Schaltung nach Abb. 10 zur Ermittlung dieses Wertes benutzt.

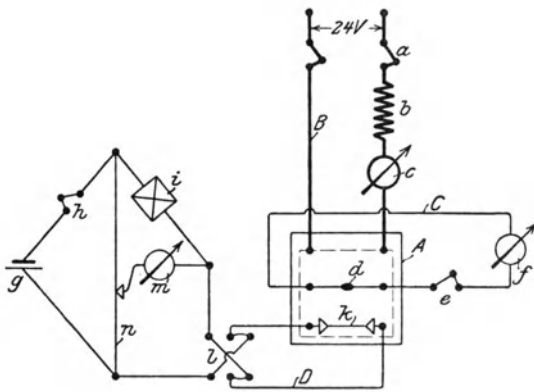


Abb. 10.

- A Platinofen
- B Heizstromkreis
- a zweipoliger Schalter
- b Regelwiderstand
- c Strommesser bis 200 Amp
- C Stromkreis des Thermoelements
- d Thermoelement
- e Schalter
- f Präzisionsspannungsmesser
- D Stromkreis der Meßbrücke
- g Akkumulator
- h Schalter
- i Präzisionswiderstand
- k Bolometer
- l Kommutator
- m Galvanometer
- n Meßdraht

Die Schaltung dürfte ohne weitere Erläuterung verständlich sein. Nur zwei Punkte sollen kurz erwähnt werden. Der zu eichende Draht wurde nicht unmittelbar mit den Zuleitungsdrähten verbunden, sondern es wurden zwei Dreiecke aus dünnem Platin-Iridiumblech zwischengeschaltet, um den Draht vor der Abkühlung durch die Zuleitungsdrähte zu schützen. Diese dünnen Bleche

nehmen die Temperatur des Ofens schnell an. Die Enden, an denen eine Abkühlung durch die Zuleitungsdrähte zu befürchten steht, besitzen eine große Breite, d. h. sie haben einen großen Querschnitt und kleinen Widerstand, so daß der durch den Temperaturunterschied hervorgerufene Widerstandsfehler vernachlässigt werden darf.

Ferner wurde, um die durch etwa auftretende Thermostrome hervorgerufenen Fehler zu beseitigen, ein Kommutator in die Meßbrücke eingeschaltet. Er erwies sich jedoch als überflüssig, da sich für beide Stromrichtungen gleiche Widerstandswerte ergaben.

Die Zahlentafel III zeigt die Widerstandszunahme in Prozenten bei den verschiedenen Temperaturen.

Zahlentafel III.

Platin-Iridium (35 vH Iridium)-Draht 0,02 mm Dmr.

a) unten liegend

Temperatur °C		Widerstandszunahme vH	
95	980	4,85	60,5
105	1195	5,3	71,0
240	1290	13,7	78,0
400	1490	25,2	87,8
550	1560	36,0	93,3

b) oben liegend

315	780	16,7	44,4
325	835	18,0	48,0
370	850	22,2	49,0
510	1160	35,0	67,0
690	1390	39,4	85,5

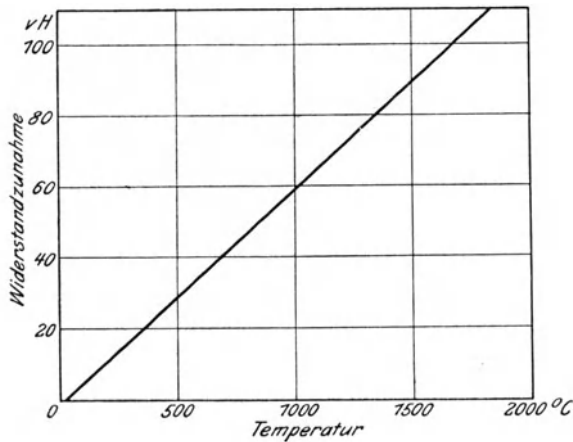


Abb. 11.

In Abb. 11 sind die Werte dieser Zahlentafel als Schaulinien dargestellt. Die Kurve ergibt eine gerade Linie. Die aufgenommenen Werte reichen bis zu 1560° C. Die höheren Werte bis zu 1850° C sind durch Extrapolieren bestimmt worden.

Um für die Temperaturmessung das empfindlichste Gebiet des Saitengalvanometers zu benutzen, wurde dem eigentlichen Bolometerstrom ein unveränderlicher Strom gegengeschaltet, so daß das Galvanometer bei etwa 800° C

stromlos war. Durch diese Schaltung wurde eine größere Proportionalität zwischen den Ausschlägen der Saite und den zugehörigen Temperaturen erreicht, wie aus dem Vergleich der Abb. 9 und 13 hervorgeht.

In Zahlentafel IV ist die Abhängigkeit der Ausschläge von der Aenderung des Bolometerwiderstandes eingetragen.

Zahlentafel IV.

Widerstand = 33 Ω bei 20° C.

Widerstand Ω	Saitenausschlag des Galvanometers mm .			
	Versuch 1	Versuch 2	Versuch 3	Versuch 4
33	0,0	0,0	0,0	0,0
36	6,0	6,0	6,0	6,0
39	11,5	11,5	11,5	11,5
42	16,5	16,5	16,5	16,5
45	21,5	21,0	21,0	21,0
48	24,5	24,5	24,5	25,0
51	28,0	28,0	27,5	28,0
54	31,0	31,0	30,5	31,0
57	33,5	33,5	33,0	33,5
60	35,5	35,5	35,5	35,5
63	37,5	37,0	37,5	37,0
66	39,0	39,0	39,0	39,0
69	40,5	40,0	40,0	40,0

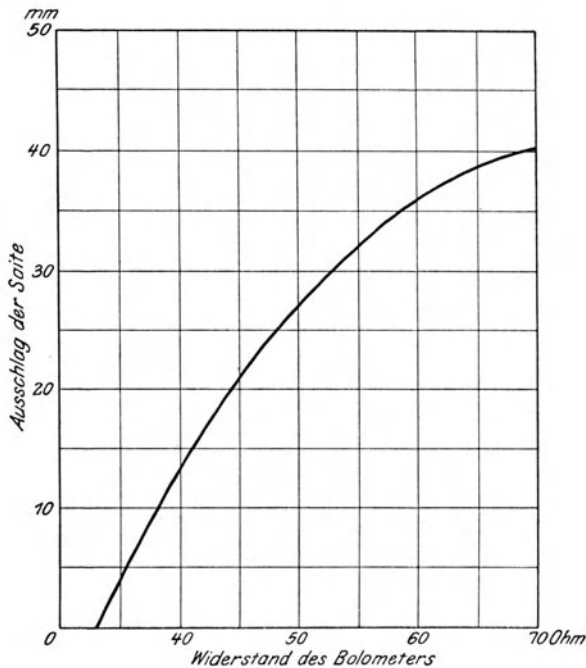


Abb. 12.

Abb. 12 gibt die Werte dieser Zahlentafel in einem Schaubild wieder.

In Abb. 13 sind dann die Ausschläge der Galvanometersaite für die zugehörigen Temperaturen aufgetragen, und zwar für einen Platin-Iridium (35 vH Iridium)-Draht von 0,02 mm Dmr. und einem Widerstand von 33 Ω .

Die Bolometerkurven sind sämtlich mit dieser Drahtstärke aufgenommen, nachdem, wie an späterer Stelle gezeigt wird, durch die Versuche mit den Thermoelementen festgestellt worden war, daß eine Verringerung der Drahtstärke unter 0,02 mm für die Aufnahme des Temperaturverlaufes bei einer Umlaufzahl des Motors von 600 i. d. M. nicht nötig war.

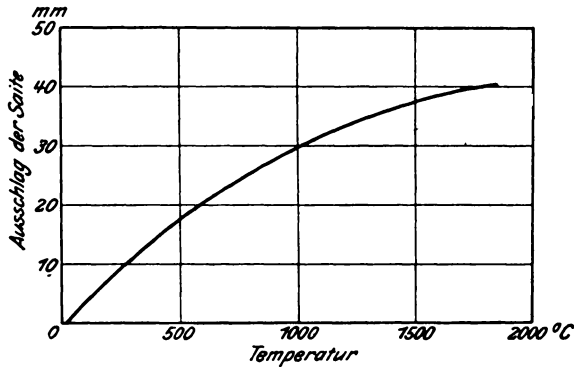


Abb. 13.

4) Die Eichung des Saitengalvanometers.

Da die im Vorhergehenden angegebenen Eichkurven der Elemente nur für eine ganz bestimmte Spannung der Galvanometersaite richtige Werte ergeben, so mußte eine Einrichtung getroffen werden, die es ermöglicht, diesen Wert stets herzustellen und nachzuprüfen.

Die Einrichtung bestand darin, daß ein Strom von gleichbleibender Stärke vor jeder Aufnahme durch die Saite geschickt wurde. Die Spannung der Saite wurde dann solange verändert, bis ein Ausschlag von einer bestimmten Größe erreicht wurde. Nach jeder Aufnahme wurde eine Nachprüfung vorgenommen, um sicher zu sein, daß sich am Galvanometer nichts verändert hatte.

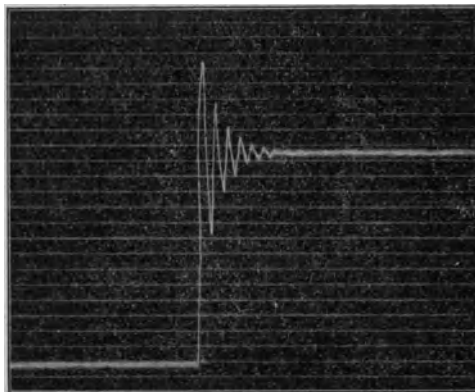


Abb. 14.

Zur Erzielung einer stets gleichen Feldstärke wurde der Erregerstrom durch einen Präzisionsstrommesser geprüft, und etwaige Schwankungen wurden durch einen sehr feinen Widerstand ausgeglichen. Veränderungen in der Stromstärke hatten übrigens nur einen sehr geringen Einfluß auf die Größe des Ausschlags der Galvanometersaite. Bei einer Verringerung der Stromstärke

um 50 vH verkleinerte sich der Ausschlag nur um etwa 5 vH. Hieraus geht hervor, daß das Eisen der Magnete nahezu gesättigt war.

Einen schädlichen Einfluß auf die Genauigkeit der Ergebnisse konnte ferner die Eigenschwingung der Saite haben, falls sie sich der Schwingungsperiode der aufzunehmenden Kurven näherte.

Um die Eigenschwingung ungefähr festzustellen, wurde die Saite durch zerhackten Gleichstrom in Schwingungen versetzt. Abb. 14 zeigt einen solchen Augenblick, und zwar denjenigen eines Stromschlusses. Die Aufnahme weist bis zur Erreichung der Ruhelage 7 Schwingungsperioden auf. Die Registriergeschwindigkeit betrug 20 cm in der Sekunde. Hiermit ergibt sich ein Wert von 140 Perioden in der Sekunde.

Die Aufnahmen am Motor wurden nur bei höchstens 600 Uml./min = 10 Uml./sk gemacht. Da der Motor im Viertakt arbeitet, so entsprechen 2 Umläufe einer Temperaturperiode. Da ferner die Temperaturperioden gleichbedeutend mit den Schwingungsperioden der Saite sind, so ergibt sich für diese Aufnahmen ein Wert von nur 5 Perioden in der Sekunde. Der Einfluß der Eigenschwingung der Saite ist demnach zu vernachlässigen.

IV. Versuche am Rotationsapparat.

1) Allgemeines.

Die Frage, welche für die Lösung der gestellten Aufgabe der Messung schnell wechselnder Temperaturen die größte Wichtigkeit hatte, lautete: In welcher Zeit ist ein Körper von bestimmter Masse imstande, der Temperaturänderung seiner Umgebung vollkommen zu folgen.

Zur näheren Erklärung diene der Fall der Aufnahme des Temperaturverlaufes in den Zylindern eines Viertaktgasmotores. Der Motor laufe mit 600 Uml./min, dann muß der betreffende Körper imstande sein, die Explosions-temperatur in der Zeit, die das Gasgemisch zur vollkommenen Entflammung gebraucht, anzunehmen und bis zum Beginn des nächsten Ansaughubes, d. h. nach einer Umdrehung wieder abzugeben, der Körper muß also in dem Zeit-

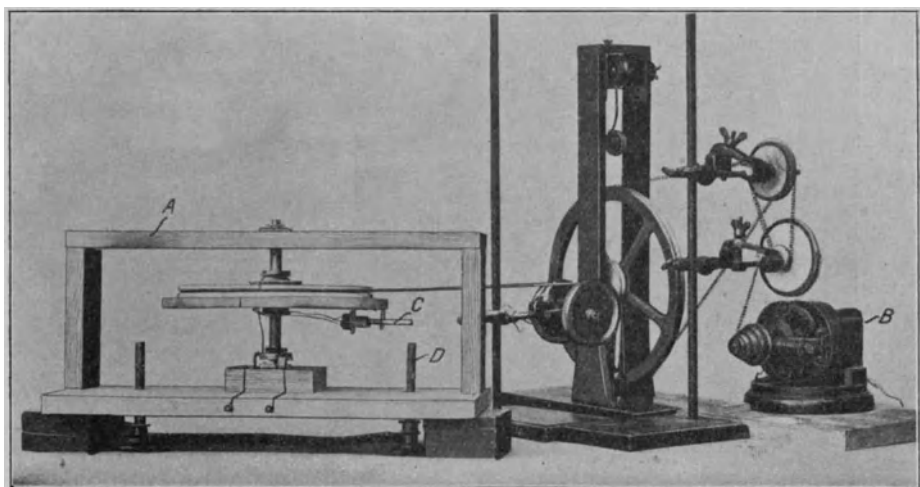


Abb. 15.

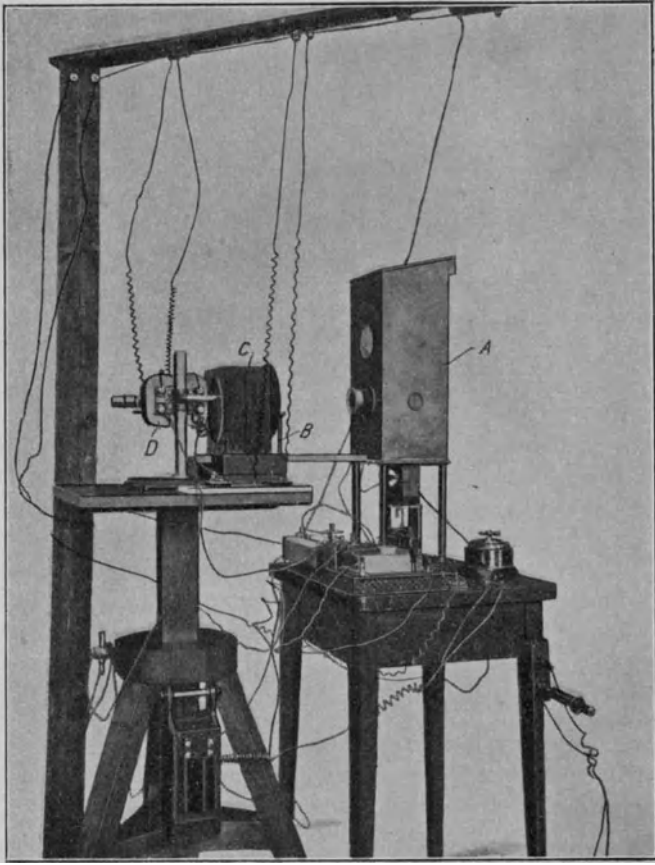


Abb. 16.

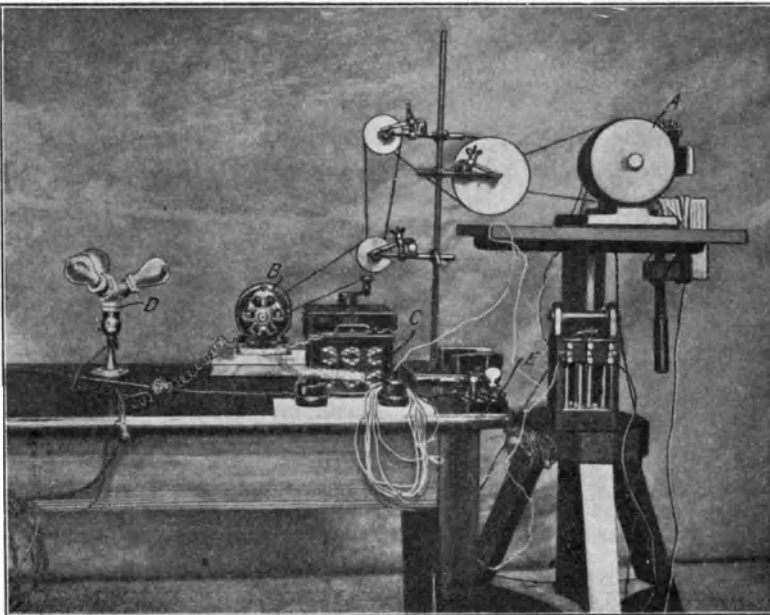


Abb. 17.

raum von 0,1 sk eine Temperatur von etwa 1800° C annehmen und wieder abgeben.

Um festzustellen, ob die zur Messung benutzten Elemente diese Eigenschaft besaßen, wurden, bevor der Ausnahm der Temperaturverlaufes im Motor näher getreten wurde, Versuche an einer Vorrichtung gemacht, die es gestattete, auf einfache Weise hierüber Untersuchungen anzustellen.

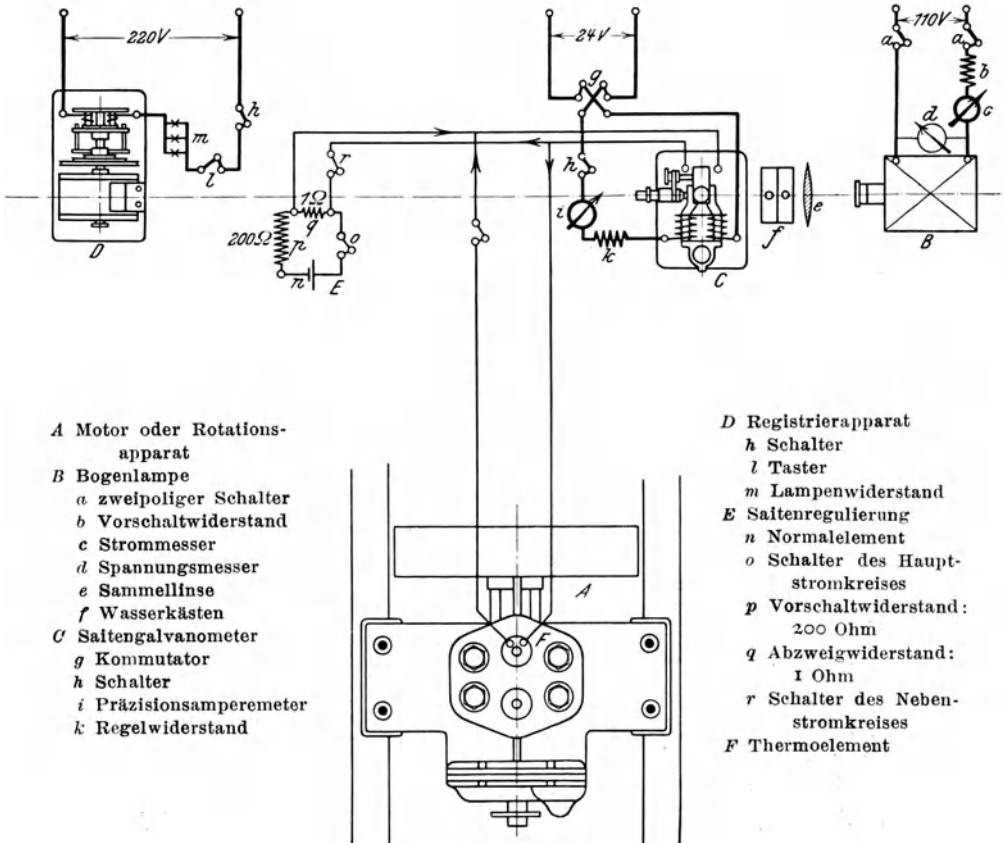
2) Der Rotationsapparat.

Das Element *C*, Abb. 15, wurde an einer wagerechten Scheibe befestigt, die durch einen Motor *B* mittels Vorgeleges in Drehung versetzt wurde.

Das Element nahm dabei seinen Weg durch die Flammen zweier Bunsenbrenner *D*. Beim Eintritt in den Bunsenbrenner mußte es also dessen Temperatur annehmen, beim Austritt wieder abgeben. Durch Veränderung der Umlaufzahl des Motors und des Uebersetzungsverhältnisses ließ sich die Durchgangszeit verändern. Der Kontakt mit den festen Zuleitungsdrähten wurde durch 2 Schleifringe hergestellt. Bevor auf die mit dieser Vorrichtung gemachten Aufnahmen und die Ergebnisse eingegangen wird, soll kurz die Aufstellung der übrigen Apparate betrachtet werden.

3) Die Aufstellung der übrigen Apparate.

Abb. 16 zeigt die Aufstellung des Saitengalvanometers *D* und der Bogenlampe *A*. Hier ist nur zu beachten, daß es sich als nötig erwies, zwischen die



- A Motor oder Rotationsapparat
- B Bogenlampe
 - a zweipoliger Schalter
 - b Vorschaltwiderstand
 - c Strommesser
 - d Spannungsmesser
 - e Sammellinse
 - f Wasserkästen
- C Saitengalvanometer
 - g Kommutator
 - h Schalter
 - i Präzisionsamperemeter
 - k Regelwiderstand

- D Registrierapparat
 - h Schalter
 - l Taster
 - m Lampenwiderstand
- E Saitenregulierung
 - n Normalelement
 - o Schalter des Hauptstromkreises
 - p Vorschaltwiderstand: 200 Ohm
 - q Abzweigwiderstand: 1 Ohm
 - r Schalter des Nebestromkreises
- F Thermoelement

Abb. 18.

Sammellinse *B* und das Saitengalvanometer *z* Wasserkästen *C* zu stellen, um die Saite des Galvanometers vor Erwärmung durch die Strahlen der Bogenlampe zu schützen und eine hierdurch hervorgerufene Erhöhung des Widerstandes zu verhindern, der zu beträchtlichen Fehlern in den Messungen geführt hätte.

Die Abb. 17 zeigt die Aufstellung und den Antrieb der Registriervorrichtung *A*. Zur Veränderung der Registriergeschwindigkeit dient der Regulierwiderstand *C*, der es gestattet, die Umlaufzahl des Antriebmotors *B* in weiten Grenzen zu ändern. Der Lampenwiderstand *D* und der Taster *E* dienen zur Betätigung des Verschlusses der Registriervorrichtung (vergl. Abschn. II, 5). Die Entfernung zwischen der Saite des Galvanometers und dem Verschlusse der Registriervorrichtung betrug etwa 175 cm. Hierbei ergab sich eine etwa 100fache Vergrößerung durch das Projektionsmikroskop.

4) Die Schaltung.

Die Abb. 18 zeigt die Gesamtschaltung für Aufnahmen mit dem Thermoelement, die Abb. 19 diejenige für Aufnahmen mit dem Widerstandspyrometer.

5) Aufnahmen.

Um den Vorgang beim Durchgang des Elementes durch den Bunsenbrenner mit dem Temperaturverlauf in den Zylindern des Motors vergleichen

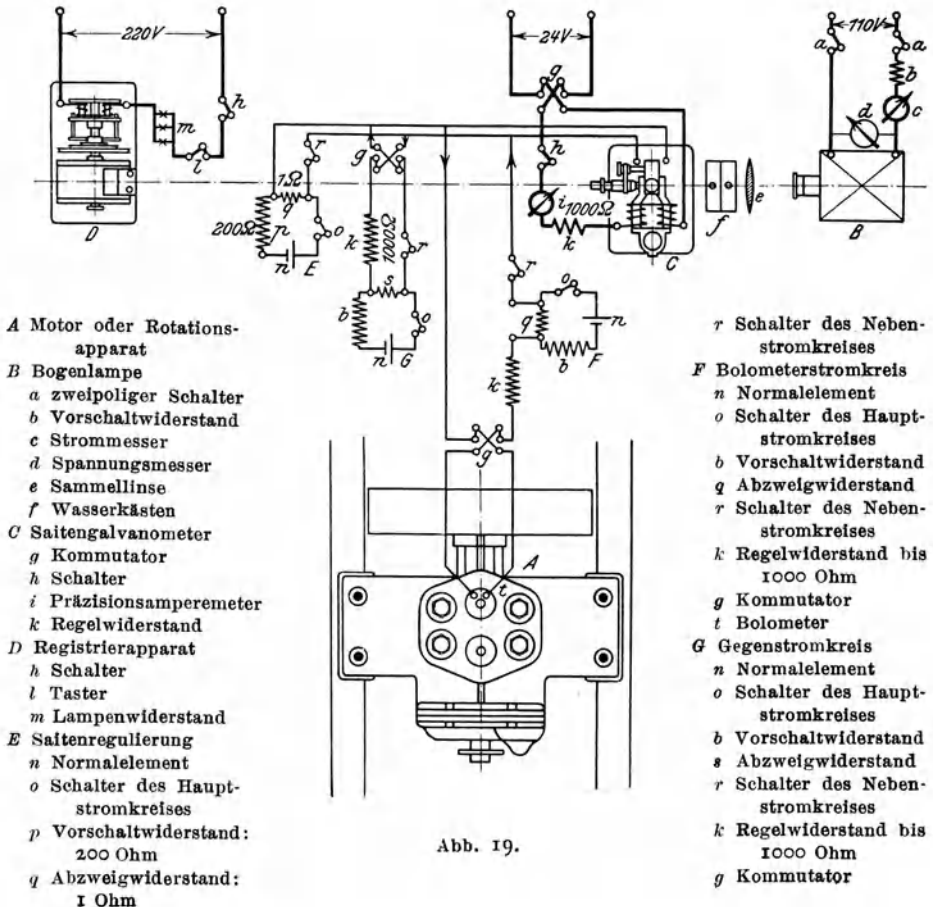


Abb. 19.

zu können, mußten die Zeiten zwischen dem Beginn der Wärmeaufnahme und deren vollkommener Abgabe für beide Versuche denselben Wert besitzen. Dieser Wert beträgt, wie bereits anfangs erwähnt, 0,1 sk. Die Umfangsgeschwindigkeit des umlaufenden Elementes wurde deshalb so gewählt, daß die Durchgangszeit durch den Bunsenbrenner 0,1 sk betrug.

Es wurden nun mit Elementen von verschiedenen starken Drähten Aufnahmen gemacht. Dann wurden dieselben Elemente in die Flamme des Bunsenbrenners von Hand aus eingeführt und in ihr belassen. Der nun gleich bleibende Ausschlag der Galvanometersaite wurde darauf gemessen. Erreichte bei einer und derselben Drahtdicke der Scheitelpunkt der Kurve die Höhe des stets gleichen Ausschlages, so war damit bewiesen, daß das Element während seines Durchganges durch den Bunsenbrenner dessen Temperatur vollkommen angenommen hatte.

Um zu erkennen, ob das Element unmittelbar nach dem Austritt aus dem Bunsenbrenner dessen Temperatur abgegeben und diejenige der umgebenden Luft angenommen hatte, war es nur erforderlich, die Entfernung zwischen dem Verlassen und Wiedererreichen der Nullage zu messen. Dieser Wert auf Zeiteinheiten umgerechnet, mußte mit der Durchgangszeit übereinstimmen. Da die Registriergeschwindigkeit 20 cm/sk betrug, so stellen 20 cm in der Abszissenrichtung 1 sk dar. Bei einer Durchgangszeit von 0,1 sk darf also zwischen dem Verlassen und Wiedererreichen der Nullage nur eine Entfernung von 2 cm liegen.

In Zahlentafel V sind die Werte dieser Aufnahmen zusammengestellt.

Zahlentafel V.

Abb. Nr.	Element	Draht-Dmr. mm	Durchgangszeit sk	Registrier-Geschw. cm/sk
20	Thermoelement	0,02	0,1	20
21	»	0,03	0,1	20
22	»	0,04	0,1	20
23	»	0,05	0,1	20
24	»	0,05	0,2	20
25	Bolometer	0,02	0,1	20

Die Abb. 20 bis 25 zeigen diese Aufnahmen.

Nur die Thermoelemente von 0,02 und 0,03 (Abb. 20 und 21) und das Widerstandspyrometer von 0,02 mm Dmr. (Abb. 25) nehmen die Temperatur des Bunsenbrenners innerhalb der vorgeschriebenen Zeit vollkommen an.

Eine absolute Wärmeabgabe nach 0,1 sk erreicht nur das Widerstandspyrometer von 0,02 mm Dmr., Abb. 25.

Die Sättel am Scheitelpunkte der Kurve der Abb. 20 und 24 erklären sich dadurch, daß das Element durch die in der Mitte befindliche kalte Zone des Bunsenbrenners mit hindurchgegangen ist.

Die eigenartige Ausbildung des oberen Teiles der Aufnahme in Abb. 25 findet in der Konstruktion des Widerstandspyrometers ihre Erklärung. Beim Thermoelement ist nur ein Punkt der messende Körper, dagegen ist beim Widerstandspyrometer die ganze Länge des Widerstanddrahtes an der Temperaturmessung beteiligt. Während ein Teil dieses Drahtes sich noch außerhalb des Bunsenbrenners befindet, ist ein anderer Teil bereits der Temperatur des

selben ausgesetzt. Das Widerstandpyrometer kann deshalb nur dann die Temperatur des Bunsenbrenners vollkommen annehmen, wenn es sich gänzlich innerhalb der Flamme befindet. Dieser Punkt liegt genau in der Mitte der Kurve. Bei den Aufnahmen am Motor spielt diese Erscheinung keine Rolle,

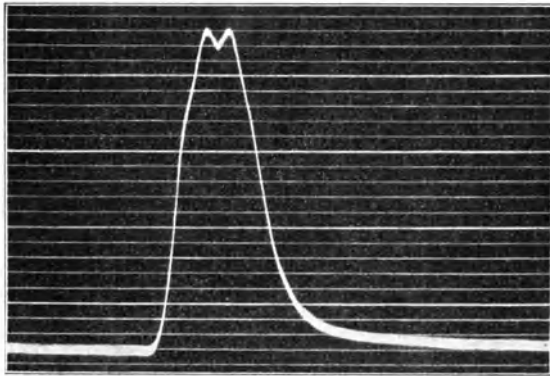


Abb. 20. B. B. 1. Thermoelement.

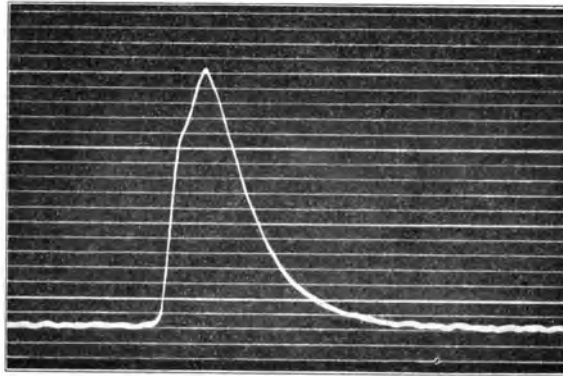


Abb. 21.

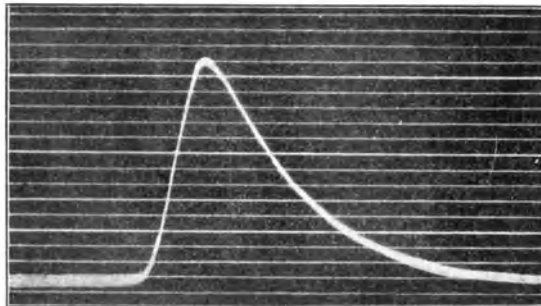


Abb. 22. T. B. 33.

weil das Widerstandpyrometer im Zylinder stets gänzlich von den heißen Gasen umgeben ist.

Da die Höhe der Temperatur des Bunsenbrenners für die Untersuchungen nicht von Wichtigkeit war, so sind die für die Aufnahmen benutzten Elemente

nicht geeicht worden. Aus diesem Grunde können aus den Kurven auch keine Schlüsse auf die im Bunsenbrenner herrschenden Temperaturen gezogen werden.

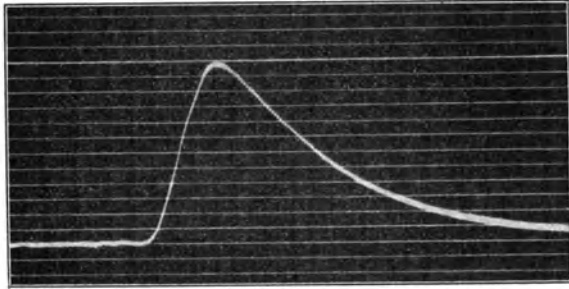


Abb. 23. T. B. 9.

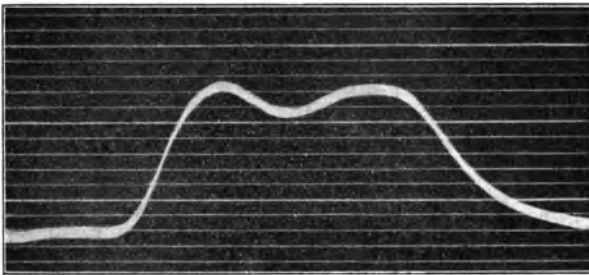


Abb. 24. T. B. 36.

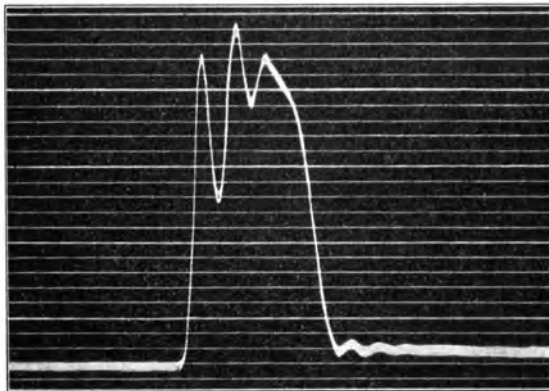


Abb. 25. B. B. 2. Durchgang durch Bunsenbrenner schnell.

V. Versuche am Motor.

1) Die Versuchsanordnung.

Der für die Versuche benutzte Motor ist ein 2-Zylinder-Benzin-Schiffsmotor mit Abreißzündung der Daimler-Motoren-Gesellschaft, Berlin-Marienfelde. Seine Hauptwerte sind folgende :

Höchste Bremsleistung	6 PS bei 900 Uml./min
Bohrung	80 mm
Hub	120 »
Verdichtungsgrad	5

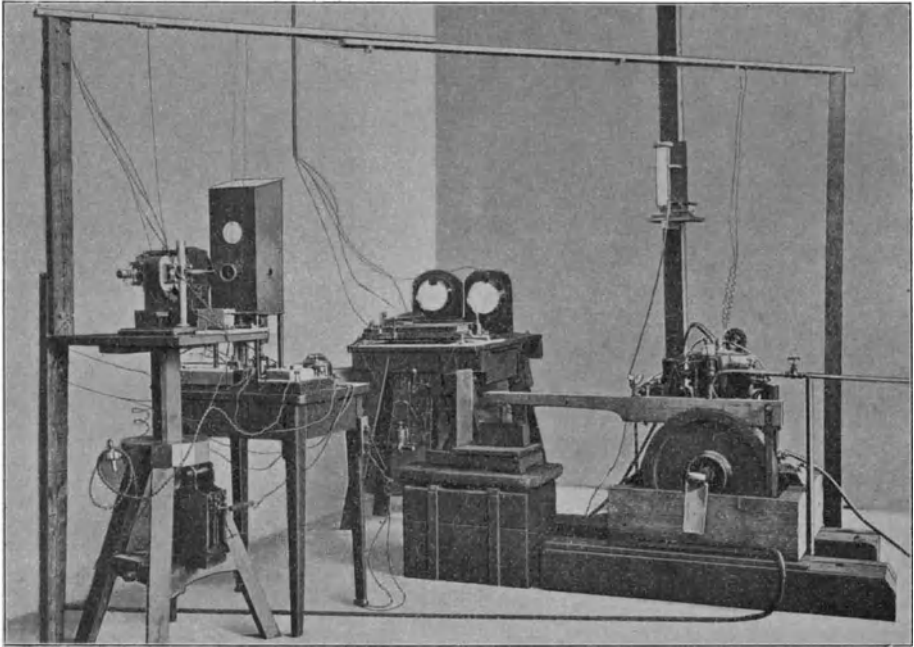
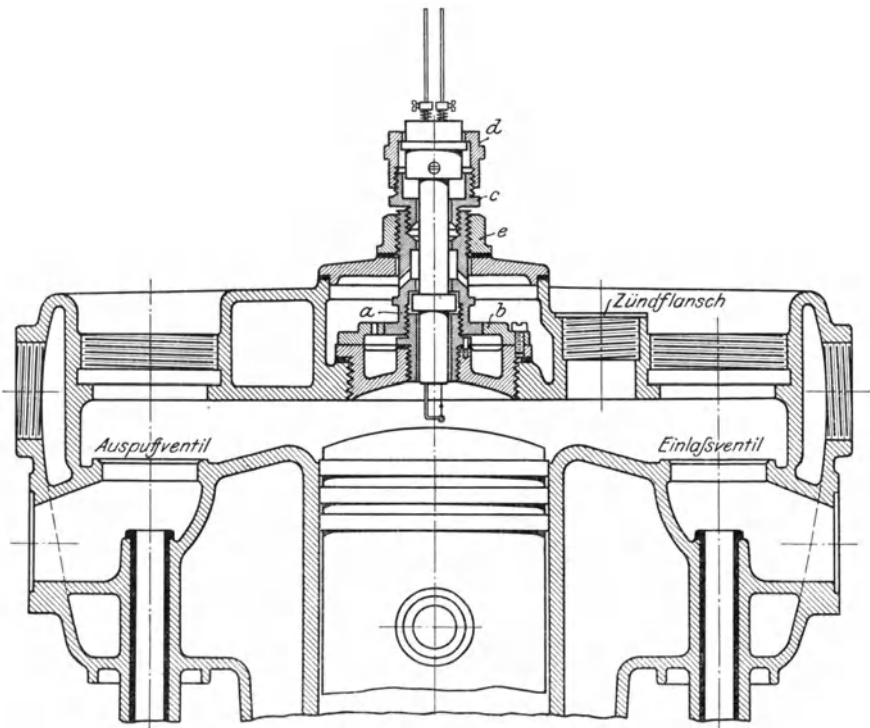


Abb. 26.



a Befestigungsmutter des Elementes.
b Sicherungsring hierzu
c Stopfbüchse (zweiteilig)

d Ueberwurfmutter
e Befestigungsmutter des Elementes

Abb. 27.

Der Motor wurde auf einem besonderen Rahmen aufgestellt, Abb. 26, um die Erschütterungen nicht auf die Umgebung und dadurch auf das Saitengalvanometer zu übertragen.

Die Leistung wurde mittels eines Pronyschen Zaumes bestimmt.

Die Zuführung des Brennstoffes geschah mit einem Gefälle von 2 m. Das zum Betriebe verwendete Benzin wurde im Technisch-Chemischen Laboratorium der Hochschule untersucht und ergab folgende Zusammensetzung:

Kohlenstoff	82,22 vH
Wasserstoff	15,04 »
Sauerstoff	2,74 »

Der untere Heizwert betrug 10537,1 WE/kg.

Der Brennstoffverbrauch wurde durch Messen der Zeit, in der 250 g in Arbeit umgesetzt wurden, bestimmt.

Der Aufbau der übrigen Apparate entsprach genau demjenigen, der für die Versuche am Rotationsapparat benutzt wurde.

2) Der Einbau der Elemente.

Um die Elemente in den Motor einzubauen, wurden der Kompressionshahn an einem Zylinder entfernt und die Bohrungen in den beiden Verschußdeckeln erweitert. Abb. 27 zeigt den genauen Einbau.

Der Hauptkörper aus Marquardtscher Masse wurde mit Kühlwasser gespült, um ein Springen dieses Körpers zu verhindern. Das war vor dem Vorhandensein der Kühlung mehrmals eingetreten. Ebenso erwies es sich als nötig, das Element am oberen Ende fest einzuspannen, da durch die Erschütterung des arbeitenden Motors der obere Teil des öfteren abgebrochen war.

Abb. 28 zeigt den Motor von oben gesehen mit dem eingebauten Element.

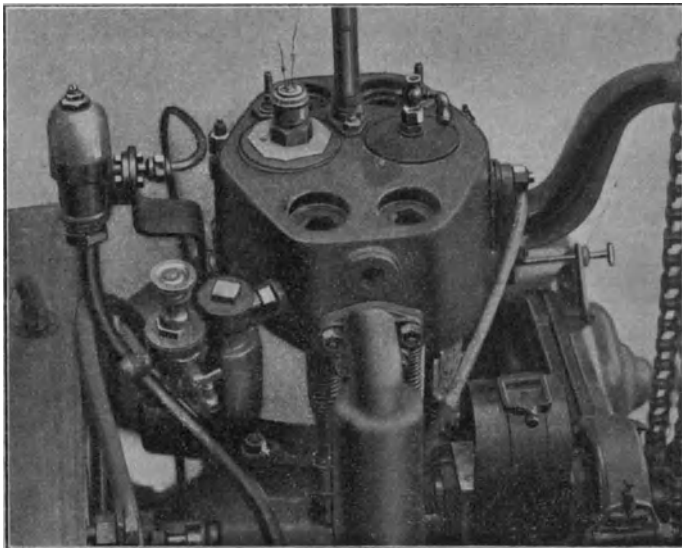


Abb. 28.

3) Der Einfluß der Drahtstärke auf die Trägheit der Elemente.

Um die bei den Versuchen am Bunsenbrenner gefundenen Werte über den Einfluß der Drahtstärke auf die Schnelligkeit der Aufnahme und Abgabe

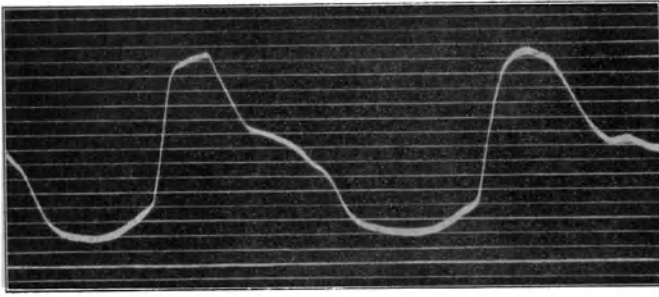


Abb. 29. T. M. 2.

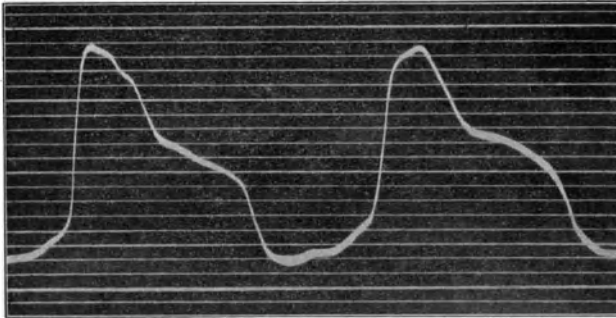


Abb. 30. T. M.

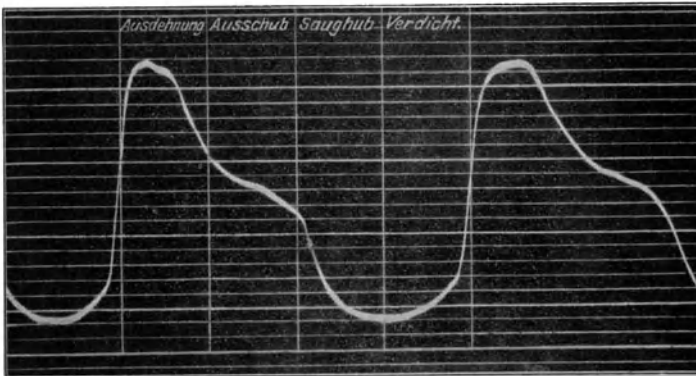


Abb. 31. T. M. 9.

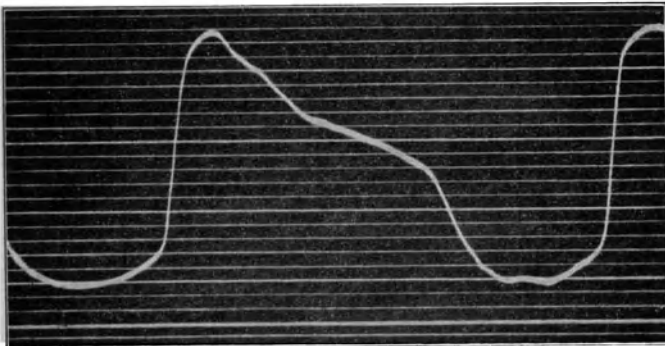


Abb. 32. T. M. 16.

der Temperatur zu prüfen, wurden ebenfalls am Motor Versuche in dieser Hinsicht unternommen. Bei gleicher Leistung und Umlaufzahl wurden Aufnahmen mit Thermoelementen von verschiedenen starken Drähten gemacht. Die Abb. 29 bis 36 zeigen die aufgenommenen Kurven.

Die bei diesen Aufnahmen erreichten höchsten und niedrigsten Temperaturen sind in Zahlentafel VI wiedergegeben.

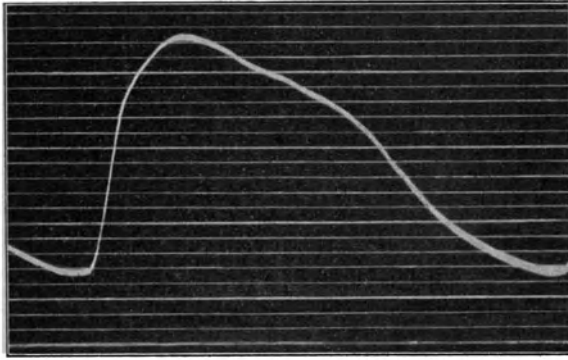


Abb. 33. T. M. 17.

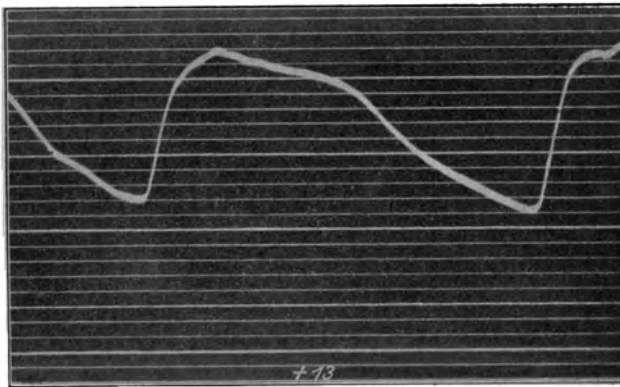


Abb. 34. T. M. 20.

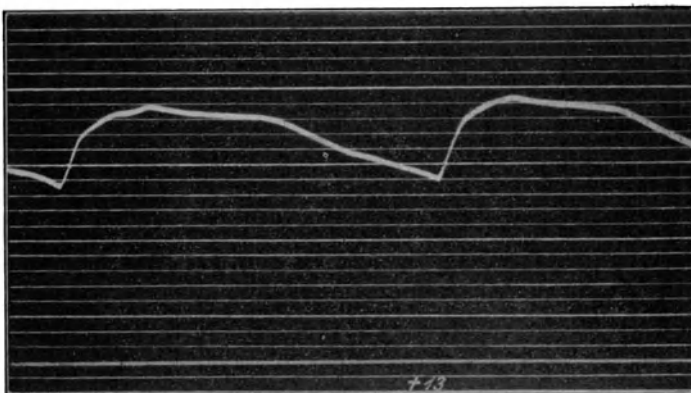


Abb. 35. T. M. 25.

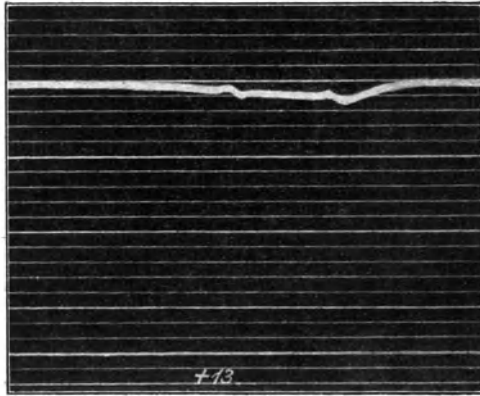


Abb. 36. T. M.

Zahlentafel VI.
Bremsleistung 2,35 PS 600 Uml./min.

Abb. Nr.	Drahtstärke mm	Saitenausschlag mm		Temperatur °C	
		max.	min.	max.	min.
29	0,02	29,5	3,5	1400	142
30	0,025	34,0	4,25	1405	142
31	0,03	38,75	4,75	1410	137
32	0,04	42,0	7,0	1292	162
33	0,05	48,0	16,0	1050	307
34	0,1	51,0	32,0	882	475
35	0,2	49,0	38,0	827	585
—	0,4	48,6	43,5	815	695
36	0,6	48,0	47,0	800	775

Bei einer Drahtdicke von 0,6 mm, Abb. 36, ergab sich eine fast gerade Linie. Die dieser Linie entsprechenden Temperaturen liegen noch etwas über der mittleren, trotzdem die hohen Temperaturen nur während eines Hubes, die tieferen dagegen während dreier Hübe ihre Einwirkung ausüben.

Dies liegt erstens daran, daß die Wärmeleitung der Gase bei hohen Temperaturen besser ist, und zweitens, daß die Wärmezufuhr durch Strahlung nach dem Stefan-Boltzmannschen Gesetz mit der vierten Potenz der Temperatur zunimmt.

In Abb. 37 sind die Punkte der Zahlentafel VI aufgetragen.

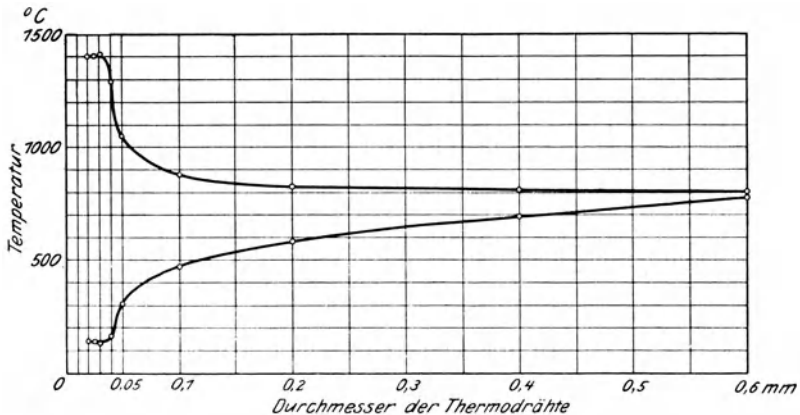


Abb 37.

Die Thermolemente mit einer Drahtstärke von 0,02, 0,025 und 0,03 mm ergeben die gleichen Höchst- und Tiefsttemperaturen. Eine Verringerung der Maße übt danach keinen Einfluß mehr auf die Temperaturannahme bzw. Abgabe aus. Hieraus geht hervor, daß die von diesen Elementen gemessenen höchsten und niedrigsten Temperaturen den im Zylinder wirklich vorhandenen entsprechen.

4) Aufnahmen.

Abb. 38 zeigt das mittels der Eichkurven der Thermolemente ausgewertete Temperaturdiagramm.

Abb. 39 bis 44 stellen Aufnahmen mit dem Widerstandpyrometer und ihre Auswertungen dar.

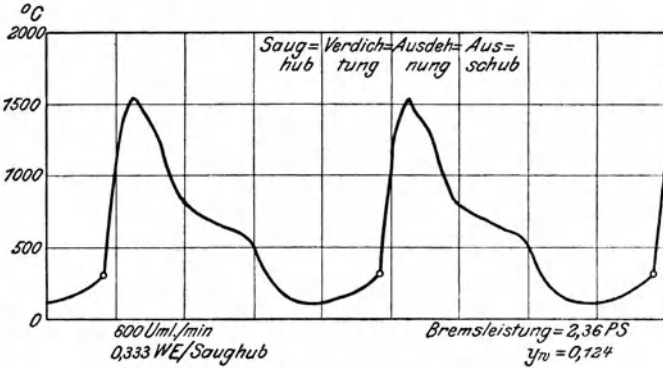


Abb. 38. Thermoaufnahme.

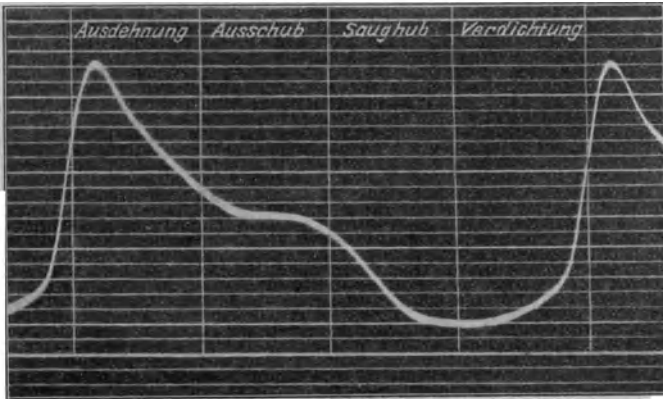


Abb. 39. B. M. 12.

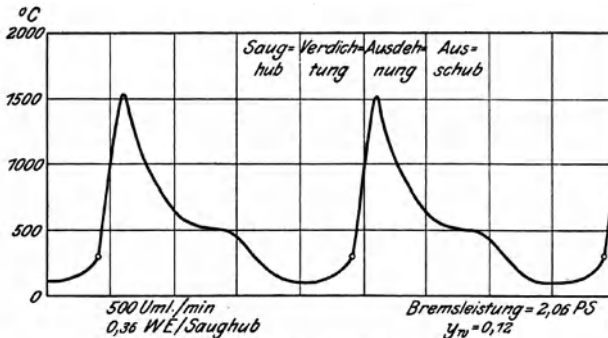


Abb. 40. Bolometeraufnahme.

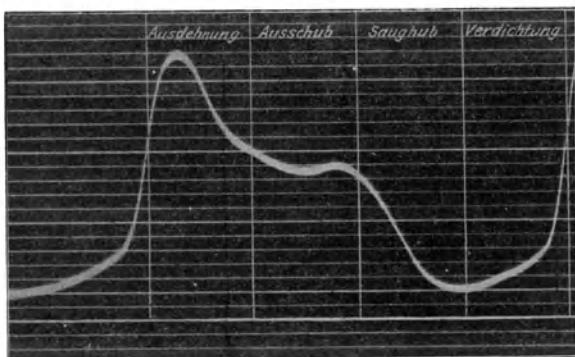


Abb. 41. B. M. I○

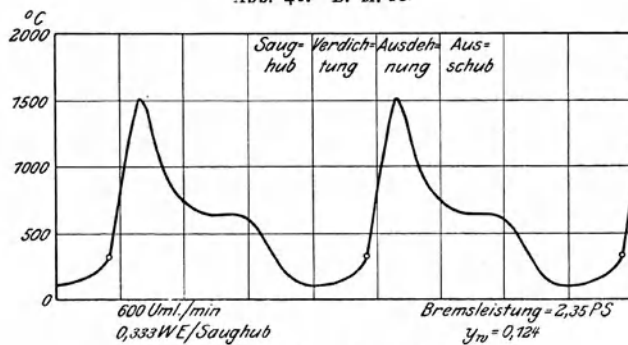


Abb. 42. Bolometeraufnahme.

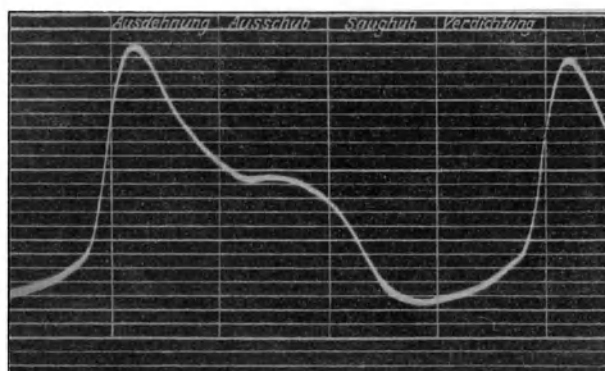


Abb. 43. B. M. II.

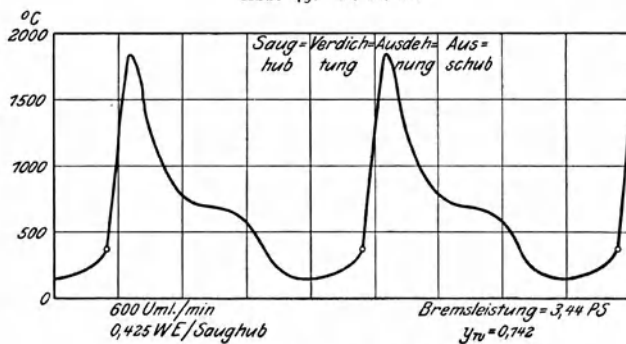


Abb. 44. Bolometeraufnahme.

Aus den aufgenommenen Temperaturkurven lassen sich die den einzelnen Kolbenstellungen entsprechenden Temperaturen nicht ohne weiteres feststellen. Da sich aber die Zündpunkte deutlich auf den Kurven abheben, so können danach unter Berücksichtigung der zugehörigen Kolbenstellung ohne Schwierigkeit die einzelnen Arbeitstakte in das Diagramm eingezeichnet werden. Aus dem Diagramm ist also gleichzeitig der Wert der Vorzündung, d. h. des Zeitunterschiedes zwischen dem Zündpunkt und der Totlage des Kolbens ersichtlich.

Bei einem weiteren Ausbau der Versuchseinrichtung würde es sich aber empfehlen, die Totlagen des Kolbens auf elektrischem Wege zu vermerken.

Die ausgewertete Kurve der Thermoaufnahme, Abb. 38 und der Bolometeraufnahme, Abb. 42, haben bei gleicher Leistung und Umlaufzahl fast dieselben Ansaug-Verdichtungs- und Explosionstemperaturen. Nur der Verlauf der Kurve des Ausdehnungshubes ist bei der Bolometeraufnahme steiler als bei der Thermoaufnahme. Diese etwas größere Trägheit des Thermoelementes findet wohl ihre Erklärung in der durch das Zusammenschweißen der Drähte hervorgerufenen Verdickung der Schweißstelle.

In Abb. 45 ist noch ein Druckdiagramm abgebildet, welches bei 600 Uml./min aufgenommen wurde, ohne daß der betreffende Zylinder zündete.

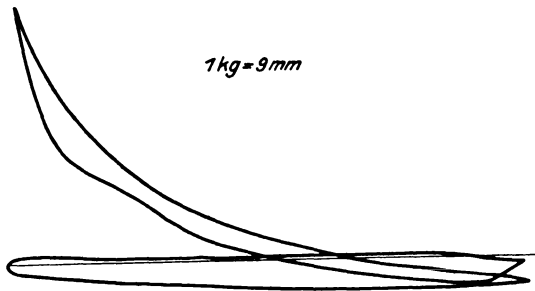


Abb. 45.

Bei eingeschalteter Zündung traten in dem Kolben des Indicators so starke Schwingungen auf, daß es nicht gelang, für den Verlauf des Druckes ähnlich gute Diagramme wie für den Temperaturverlauf zu erhalten.

Dies hat seinen Grund darin, daß die Druckdiagramme mit Hülfe von bewegten Massen, deren Beharrungsvermögen verhältnismäßig groß ist, aufgezichnet werden, während bei den Temperaturdiagrammen außerordentlich geringe Massen (0,0075 mm dicke Drähte), deren Bewegung im Magnetfelde außerdem noch stark gedämpft wird, mit Hülfe des Lichtes die Registrierung übernehmen.

VI. Zusammenfassung.

Die hier beschriebenen Verfahren bieten die Möglichkeit, bei Verwendung von 0,02 mm starken Drähten Temperaturunterschiede von nur 0,1 sk Dauer richtig aufzunehmen. Es muß jedoch darauf hingewiesen werden, daß die gemessenen Temperaturen nicht genau mit denen der Heizgase übereinstimmen können, wie nachstehende Betrachtung zeigt.

Taucht man ein Quecksilberthermometer in ein gleich temperiertes Gefäß mit Wasser, so zeigt das Thermometer die wirkliche Temperatur des Wassers an, da die Wärmeübertragung nur durch Leitung stattfindet.

Versucht man dagegen die Lufttemperatur bei Sonnenschein zu messen, so zeigt das Thermometer nicht die Temperatur der Luft an, sondern seine Temperatur entspricht nur einem gewissen Gleichgewichtszustand, in welchem

das Thermometer durch Sonnenstrahlung ebensoviel Wärme empfängt, wie es selbst einerseits durch Wärmeleitung und Konvektion der Luft andererseits durch Strahlung abgibt. Ein Thermometer, das die Lufttemperatur angeben soll, muß daher, wie z. B. in dem Aspirations-Psychrometer von Assmann, vor Bestrahlung geschützt sein.

Aehnliche, wenn auch nicht so große Fehler verursachende Verhältnisse liegen für das Thermoelement und das Widerstandpyrometer in den Zylindern des Motors vor, da diese Meßgeräte einerseits die Temperatur der Verbrennungsgase anzunehmen suchen, andererseits aber abwechselnd der Strahlung der heißeren oder kälteren Wandungen des Zylinders ausgesetzt sind.

Die Größe der hierdurch entstehenden Fehler dürfte sich nur schwer bestimmen lassen, da weder das schnell wechselnde Wärmeleitvermögen der Verbrennungsgase, noch die Temperatur der inneren Oberfläche des Zylinders bekannt sind. Doch kann bei den in Frage kommenden Messungen hoher Temperaturen für technische Zwecke diese Ungenauigkeit wohl vernachlässigt werden.

Die obere Temperaturgrenze liegt bei der Benutzung eines Platin-Platinrhodium (10 vH Rhodium)-Thermoelementes bei etwa 1650° C, während das Widerstandpyrometer aus Platin-Iridium (35 vH Iridium) noch Messungen bis zu 1850° C gestattet.

Der Vorzug des Thermoelementes beruht darin, daß nur die Schweißstelle, die gut vor dem abkühlenden Einfluß der Zuleitungsdrähte geschützt werden kann, die Temperatur anzeigt. Ein wesentlicher Nachteil dagegen ist die durch die Verdickung der Schweißstelle hervorgerufene größere Trägheit des Elementes.

Diesen Nachteil des Thermoelementes vermeidet das Widerstandpyrometer. Es hat außerdem noch den Vorteil einer leichteren Herstellung. Dagegen ist es einer Abkühlung durch die Zuleitungs- und Stützdrähte ausgesetzt und ergibt deswegen im allgemeinen etwas zu niedrige Temperaturwerte.

Falls es gelingen sollte, Drähte von höherem Iridiumgehalt oder reine Iridiumdrähte herzustellen, ließe sich der Meßbereich des Widerstandpyrometers bis etw 2200° C ausdehnen,

Die Fehlergrenzen der beschriebenen Verfahren lassen sich nicht genau festlegen, doch dürften die Abweichungen nicht sehr groß sein, da beide auf verschiedenen Grundlagen aufgebauten Verfahren gut übereinstimmende Werte ergeben. Auch läßt die gute Spitzenausbildung der Diagramme und ihre allgemeine Form auf ein sehr genaues Arbeiten der Versuchseinrichtungen schließen.

Diese Verfahren zur Messung schnell wechselnder Temperaturen können mit Erfolg zum Studium der verschiedensten, bis jetzt noch nicht geklärten Wärmevorgänge benutzt werden. So z. B. ließen sich die wärmetechnischen Vorgänge innerhalb der Zylinder und die Wärmebewegungen in den Wandungen großer Verbrennungsmotoren, deren Kenntnis für die konstruktive Ausbildung dieser Maschinen von großer Bedeutung ist, genau ermitteln.

