



Ölmaschinen

ihre theoretischen Grundlagen und deren Anwendung
auf den Betrieb unter besonderer Berücksichtigung
von Schiffsbetrieben

Von

Max Wilh. Gerhards

Marine-Oberingenieur

Mit 65 Textfiguren



Berlin

Verlag von Julius Springer

1918

Alle Rechte,
insbesondere das der Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten.

Copyright 1918 by Julius Springer, Berlin.
Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1918

ISBN-13: 978-3-642-98649-9 e-ISBN-13: 978-3-642-99464-7
DOI: 10.1007/ 978-3-642-99464-7

Vorwort.

Die Entwicklung der Wärmekraftmaschinen hat in den letzten Jahren derartige Fortschritte gemacht, daß es für den im Betriebe stehenden Fachmann schwierig ist, diese Entwicklung zu verfolgen. Nicht nur, daß der Bau von Dampfkesseln, Dampfkolbenmaschinen und Dampfturbinen ständig Neuerungen bringt, daß diese Anlagen früher nicht geahnte Größen annehmen: neben diesen Maschinen hat die Entwicklung der Ölmaschinen eingesetzt, und damit wächst für den im Betriebe stehenden Ingenieur die Schwierigkeit, sich in neue Betriebe einzuarbeiten. Dies gilt nicht zuletzt für Schiffsmaschinenanlagen, die wegen ihrer Größe und Mannigfaltigkeit an die Betriebsleiter immer höhere Anforderungen stellen.

Die letzte Stufe der Entwicklung dieser Maschinenanlagen wird durch die Einführung der Schiffsölmaschine gekennzeichnet. Die Ölmaschine als Schiffsantrieb und für die verschiedensten Zwecke des Bordbetriebes ist für viele Schiffsarten zur Bedingung geworden, auf Kriegs- und Handelsschiffen ist sie in Anwendung. Der Bau von Schiffsölmaschinen für Handelsschiffe wird auch für die Zukunft der deutschen Handelsschiffahrt eine Möglichkeit bieten, bei Wiederaufnahme des Verkehrs nach diesem Kriege rechtzeitig zur Stelle zu sein und sich einen Vorsprung zu sichern. Der Erfolg hängt nun nicht allein vom Bau solcher Anlagen ab, sondern auch vom Bedienungspersonal, in erster Linie also von fachkundigen Betriebsleitern. Die in Frage kommenden Leiter sind in der Hauptsache für die Leitung von Dampfanlagen vorgebildet und haben auf diesem Gebiete große Erfahrungen. Wenn durch Einführung der Dampfturbine die zahlreichen Erfahrungen in der Behandlung von Dampfkolbenmaschinen brach lagen, so werden diese Erfahrungen gerade jetzt für Schiffsölmaschinen wieder besonders wertvoll.

Für den im Betriebe stehenden Ingenieur ist es jedoch schwierig, sich in der ihm zur Verfügung stehenden Zeit in ein neues Gebiet einzuarbeiten und die Entwicklung zu verfolgen. Zwar ist der Lesestoff auch auf diesem Gebiete zahlreich, aber er ist ungeordnet, zu sehr verteilt und meist nur für den Konstrukteur oder aber zur Belehrung des Laien und Käufers bestimmt. Für den Betriebsingenieur erfordert

es daher viel Zeit, unter Ausschaltung alles für den Betrieb nicht Erforderlichen das herauszuholen, was für ihn wissenswert ist.

Diese Lücke soll das Buch ausfüllen.

Die Stoffverteilung bringt zunächst die theoretischen Grundlagen der Ölmaschine, soweit sie zum Eindringen in ihr Wesen nötig sind. Gerade im Ölmaschinenbetrieb ist ein gewisses Maß von theoretischen Kenntnissen zur Bildung eines sachlichen und gerechten Urteils unerlässlich, denn fast täglich treten an den Betriebsleiter Fragen heran, zu deren Lösung zu der praktischen Erfahrung die theoretische Erwägung treten muß. Wie dies zu geschehen hat, und wie die Erfahrungen des Kolbenmaschinenbetriebes sinngemäß auf den Betrieb von Ölmaschinen zu übertragen sind, wird in den weiteren Abschnitten an zahlreichen Beispielen gezeigt. Dadurch soll dem Fachmann neben der Sonderausbildung (sei dies für Kriegsschiffe, Unterseeboote oder Handelsschiffe) eine Anleitung beim Einarbeiten in den Betrieb und bei der Vertiefung in das Wesen der Ölmaschine gegeben werden. Das Buch wird daher auch den Betriebsleitern von Landanlagen und allen an der Entwicklung der Ölmaschinen Beteiligten manches Wissenswerte bieten.

Beschreibungen fertiger oder ganzer Anlagen sind vermieden, über die bauliche Entwicklung zu berichten ist Aufgabe der einschlägigen Zeitschriften („Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure“, „Der Ölmotor“, „Schiffbau“, „Gas- und Ölmotor“, „Motorschiff und Motorboot“).

Die angewendeten Bezeichnungen entsprechen nach Möglichkeit den Festsetzungen des „Ausschusses für Einheiten und Formelgrößen“ (AEF), für deren Mehrzahl die allgemeine Annahme und Verbreitung zur Förderung der einheitlichen Ausdrucksweise nur zu wünschen ist. Andernteils sind Ausdrücke wie „Wärmeeinheit“ (WE) und „Pferdestärke“ (PS) gerade in den Kreisen, an die das Buch sich wendet, derart fest eingewurzelte und geläufige Begriffe, daß sie ohne Beeinträchtigung der Verständlichkeit dieser Abhandlung nicht nur durch die vom AEF vorgeschlagenen kcal und kW ersetzt werden konnten. Die Bestrebungen des AEF führen aber hoffentlich auch auf dem Gebiet der Ölmaschinen noch zu einheitlichen Bezeichnungen für Bauteile und Betriebsvorgänge, wodurch der gegenseitige Gedankenaustausch und die Verbreitung der Kenntnis dieser Maschinen erheblich gefördert würden.

Kiel, Oktober 1918.

Max Wilh. Gerhards.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Allgemeines.	1
Das Gesetz von der Erhaltung der Masse	1
Das Gesetz von der Erhaltung der Energie	1
Vergleichung einzelner Energieformen	3
Wann bringt eine Energieform Wirkungen hervor?	6
II. Wärmekraftmaschinen	7
Der 1. Hauptsatz	7
Die Gleichwertigkeit von mechanischer Arbeit und Wärme	7
Versuch von Jul. Rob. Mayer.	8
Der 2. Hauptsatz	10
Die Zustandsänderungen der Gase	10
Gesetz von Gay-Lussac	10
Gesetz von Boyle-Mariotte	12
Das vereinte Gay-Lussac-Mariottesche Gesetz	12
Folgerungen	12
Die Gaszahl R	13
Zeichnerische Darstellung der Zustandsänderungen	14
Das Schaubild für Arbeit (PV -Diagramm)	15
Die adiabatische Zustandsänderung. Gesetz von Poisson	18
Das Schaubild für Wärme (TS -Diagramm)	19
Kreisprozesse	21
Der 2. Hauptsatz	22
Die Kreisprozesse für Wärmekraftmaschinen	23
1. Carnot-Verfahren	23
2. Gleichraum-Verfahren	26
3. Gleichdruck-Verfahren	28
4. Diesel-Verfahren	29
5. Vergleich dieser Arbeitsverfahren	31
III. Wärmeezeugung	34
1. Die chemischen Grundbegriffe	34
2. Verbrennung.	36
3. Die Entstehung der Brennstoffe	37
IV. Die flüssigen Brennstoffe	39
Erdöl	39
Braunkohlenteeröl.	41
Schieferteeröl	41
Steinkohlenteeröl	42
Pflanzliche Öle	42

	Seite
V. Die Untersuchung der flüssigen Brennstoffe	43
Heizwert	43
Stockpunkt	46
Flammpunkt	48
Brennpunkt	50
Zündpunkt	50
Siedepunkt	51
Verkokungsrückstände	52
Unverbrennliches	53
Mechanische Verunreinigungen	53
Säuregehalt	53
Schwefelgehalt	55
Wassergehalt	55
Spezifisches Gewicht	56
Zusammenfassung	57
VI. Schmierung und Schmieröl für Schiffsölmotoren	62
VII. Einteilung der Verbrennungsmotoren	67
Erklärung der Bauart aus den Bedingungen für die Ver- brennung der Brennstoffe	68
Übersicht und Einteilung mit Erklärung der Wirkungsweise .	70
Die Vergasung	72
Vergaser	72
Glühhauben	74
Vergasung nach dem Diesel-Verfahren	75
Die Zündung	76
a) Elektrische Zünder	76
Abreißzünder	76
Kerzenzünder	77
b) Zündung an heißen Flächen	77
c) Selbstzündung	78
VIII. Die Ölmaschine nach dem Diesel-Verfahren	78
Entwicklung	78
Das Diesel-Verfahren	80
Regelung der Belastung	83
Die Steuerung	84
Anlassen der Ölmaschine	84
Die Umsteuerung	85
Kurzer Überblick über Schiffsanlagen, Bauart, Viertakt und Zweitakt	87
IX. Untersuchung der Maschine	91
Das Einstellen der Steuerung	91
Die Rollenlose	92
Das Kurbeldiagramm	93
Der Verdichtungsraum, Verdichtungsdiagramm	96
Das Anlassen der Maschine, Anfahrtdiagramm	98
Regulierdiagramme	99
Indikatorische Untersuchung der Arbeitsweise	100
Offene Kolbenwegdiagramme	101
Frühzünder	101

	Seite
Einblasedruck zu hoch oder zu niedrig	102
Spätzünder	102
Einfluß der Kolbengeschwindigkeit auf die Verbrennungslinie	103
Schwachfederdiagramm	104
Rauchfreie Verbrennung	105
Zusammensetzung der Auspuffgase	105
Zusammenhang zwischen Belastung, Einblasedruck, Spül- druck und Auspufftemperatur	106
Wirkungsgrade	108
Der Wirkungsgrad des Arbeitsverfahrens	110
Einfluß des Verdichtungsverhältnisses	110
Einfluß des Volldruckverhältnisses	113
Der Wirkungsgrad der Durchführung des Arbeitsverfahrens.	114
Besprechung einer Wärmeverrechnung	116
Der Wirkungsgrad bezogen auf die Wellenleistung	118
Der Wirkungsgrad bezogen auf die Zylinderleistung . . .	118
Der mechanische Wirkungsgrad.	119
Der Wärmeverbrauch (Brennstoffgewicht) für die Leistungs- einheit	119
Kühlwasser- und Abgasverluste	119
Einfluß der Kühlwassertemperatur	122
Die Vorgänge im Arbeitszylinder	123
Das theoretische Diagramm.	123
Der Völligkeitsgrad	126
Untersuchung der Verdichtungs- und Ausdehnungslinie . . .	126
Die Wellenbeanspruchung und Massenwirkung	130
Die beim Maschinenbetriebe auftretenden Schwingungen . .	130
Drehbeanspruchung der Maschinenwelle.	131
Das Drehkraftdiagramm	133
Einfluß von Betriebsstörungen auf die Drehkraftverhältnisse	139
Massenwirkung und Massenausgleich	140

I. Grundlagen.

Zwei Grundgesetze beherrschen alle Naturerscheinungen: Das Gesetz von der Erhaltung der Masse und das Gesetz von der Erhaltung der Energie.

Das Gesetz von der Erhaltung der Masse.

Es besagt, daß die Masse unveränderlich bleibt. Wir wissen, daß, wenn wir 1 kg Eis zum Schmelzen bringen, auch 1 kg Wasser erhalten und aus diesem wieder durch Verdampfung 1 kg Wasserdampf; wenn wir ein Salz in Wasser lösen, so wird das Gewicht der Lösung gleich der Summe der Gewichte des Lösungswassers und des Salzes sein. Wir sprechen z. B. vom „Verbrauch“ von Brennstoff. In Wirklichkeit besteht der Verbrauch darin, daß der Kohlenstoff und Wasserstoff des Brennstoffes sich mit Sauerstoff verbinden, der der atmosphärischen Luft entnommen wird. Würden wir die Abgase, die zum Schornstein oder Lampenzylinder usw. entweichen, auffangen und wiegen, so könnten wir feststellen, daß ihr Gewicht gleich der Summe der Gewichte des bei der Verbrennung „verbrauchten“ Brennstoffes und Sauerstoffes wäre, obgleich der Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff als solche nicht mehr bestehen.

Unveränderlich ist also die Masse der Körper, wenn sie auch in vielerlei Zuständen und Formen erscheint. Bei allen diesen Neubildungen handelt es sich eben nur um „Umsetzungen“. Das müssen wir beachten, sobald es sich in den nachfolgenden Ausführungen um chemische Vorgänge, wie das Verbrennen von Körpern, die Verbindungen derselben mit Sauerstoff, handelt.

Das Gesetz von der Erhaltung der Energie.

Im Jahre 1842 sprach Robert Julius Mayer¹⁾ die Erkenntnis von der Erhaltung der Energie aus. Dieses Grundgesetz besagt, daß alle

¹⁾ Robert Julius Mayer ist 1814 zu Heilbronn geboren. Er studierte Medizin in Tübingen, trat später als Sanitätsoffizier in holländische Dienste und machte 1840 als Schiffsarzt größere Reisen. 1842 erschienen in den „Annalen der Chemie und Pharmacie“ die „Bemerkungen über die Kräfte der belebten Natur“ und 1845 „Die organische Bewegung in ihrem Zusammenhange mit dem Stoffwechsel“, in denen ausgesprochen ist: „... einmal vorhandene Kraft kann aber nicht zu Null werden, sondern nur in eine andere

Vorgänge in der Natur auf eine Ursache zurückzuführen sind, von der jede andere Arbeitsfähigkeit (Energie) nur eine besondere Form darstellt. Als solche Energieformen kennen wir die mechanische Arbeit, die Wärme, die Elektrizität, den Magnetismus, die chemische Energie usw.

Wo dem Menschen eine dieser Energieformen zur Verfügung steht (Wassergefälle, Wind, Wärme usw.), hat er im Gange der Entwicklung gelernt, diese Energieform durch besondere Vorrichtungen — Maschinen — in eine andere umzusetzen. Als seine Muskelkraft zur Leistung von mechanischer Arbeit nicht mehr genügte, gab er der Muskelarbeit andere Formen durch den Hebel, die Rolle und das Rad, durch die schiefe Ebene, den Keil und die Schraube, also durch „einfache Maschinen“.

Später nahm er als neue Kräfte die Strömung des Wassers, den Wind, dann die „bewegende Kraft des Feuers“: die Wärme. Die Wärme entsteht aus chemischer Energie bei der Verbrennung; sie wird umgesetzt in mechanische Arbeit, diese in Elektrizität, weiter die Elektrizität wieder in Wärme (Licht, Schmelzofen), mechanische Arbeit (Elektromotor), Magnetismus (Elektromagnet), chemische Energie (Akkumulator für Elektrizität, Metallgewinnung) usw.

So könnten wir die Aufzählung fortsetzen, wir könnten den Ring der Umsetzungen schließen und in beliebiger Reihenfolge die einzelnen Umsetzungen vornehmen, wir können jede gewünschte Energieform aus einer anderen erhalten, immer nach dem Gesetz von der Erhaltung der Energie:

Eine einmal vorhandene Energie geht nicht verloren, sondern nur in eine andere Form über, oder umgekehrt: eine Energie kann nicht aus dem Nichts entstehen, sondern zur Erzeugung einer bestimmten Energieform ist der Aufwand einer anderen, vollständig gleichwertigen nötig.

Dieses Gesetz beherrscht alle bekannten Naturerscheinungen, es ist für die meisten nachgewiesen und durch keine widerlegt worden.

Energieumsetzungen der verschiedensten Art wurden schon lange ausgeführt, aber die Erkenntnis dieses Gesetzes ist erst durch Robert Julius Mayer ausgesprochen und für die Umsetzung von Wärme in mechanische Arbeit näher ausgeführt worden.

Fast gleichzeitig wies der englische Physiker Joule die Gleichwertigkeit zwischen Wärme und mechanischer Arbeit nach.

Form übergehen.“ Auch ist hier die Gleichwertigkeit von Wärme und mechanischer Arbeit rechnerisch durchgeführt.

Beide Abhandlungen sind als Band 180 in Ostwalds „Klassiker der exakten Wissenschaften“ erschienen bei Wilhelm Engelmann, Leipzig.

1847 veröffentlichte Dr. Heinrich Helmholtz eine Arbeit „Über die Erhaltung der Kraft“¹⁾. Ohne Kenntnis zu haben von den Arbeiten Meyers führte er das Grundgesetz aus und bewies seine Gültigkeit für eine Reihe von Naturerscheinungen.

Für unsere Zeit ist dieses Gesetz so geläufig, daß wir die Erkenntnis desselben zu unterschätzen geneigt sind. Kohlrusch bezeichnet die Entdeckung dieses Gesetzes als die größte naturwissenschaftliche Tat des neunzehnten Jahrhunderts.

Durch Mayer, Helmholtz, Joule usw. wurde jedoch die Anpassung der verfügbaren Energieform an den Zweck in bestimmte und erkennbare Bahnen gelenkt und so der Weg frei gemacht zu dem Aufschwung, den die Technik seitdem genommen hat.

Durch dieses Gesetz sind uns viele Erscheinungen erst dem Verständnis näher gebracht. Wir wissen, wenn wir ein Gewicht auf eine bestimmte Höhe heben, so erfordert dies eine bestimmte „Arbeit“. Die Masse der Erde zieht nach dem Massenanziehungsgesetz die Masse des zu hebenden Körpers an, sucht ihn nach ihrem Mittelpunkt zu beschleunigen. Diese Kraft ($\text{Masse} \times \text{Beschleunigung}$) überwinden wir beim Heben (Entfernen vom Erdmittelpunkt), d. h., indem wir Arbeit aufwenden, vergrößern wir die Energie des gehobenen Körpers, welcher von seiner Nullage (Mittelpunkt der Erde) noch weiter entfernt wird und nun beim Zurückgehen in diese Nullage einen längeren Weg zurücklegen wird. Die Arbeit, die wir aufwenden, um den Körper 10 m zu heben, ist genau so groß wie die, welche der Körper verrichtet, wenn er in die Anfangslage zurückkehrt, also wieder 10 m fällt. Diese Bewegung eines Gewichtes oder Überwindung eines Widerstandes nennen wir mechanische Arbeit.

Die mechanische Arbeit besteht also aus zwei Faktoren: Kraft und Weg.

Dabei ist es für die Verhältnisse auf der Erdoberfläche gleichgültig, ob die Bewegung des Gewichtes zwischen 90 und 100 m oder 190 und 200 m erfolgt, maßgebend für die Energie ist der Höhenunterschied. Diese Energie läßt sich demnach ausdrücken durch:

$$\text{Gewicht} \times \text{Höhenunterschied} = G \cdot h.$$

Das gehobene Gewicht kann nun die Arbeit wieder abgeben, indem es durch Seil und Rolle „zieht“, seine Höhenlage wieder ändert und ein anderes Gewicht dadurch hebt. Wir verstehen sofort, daß, von der Reibung in der Rolle und Seilsteifigkeit abgesehen, die gewonnene Arbeit gleich der ist, die beim Niedergang des „Zuggewichtes“ diesem

¹⁾ Druck und Verlag G. Reimer, Berlin. Siehe Ostwalds „Klassiker der exakten Wissenschaften“ Nr. 1. Verlag Wilhelm Engelmann, Leipzig.

entzogen wird. Wenn wir jedoch das Gewicht um die gehobene Strecke frei fallen lassen, so wird es einen Schlag oder Stoß auf seine Unterlage ausüben, und die Unterlage wird sich erwärmen. Die Energie, die der Körper beim Fallen bis zum Aufschlagen erreicht, ist gleich der, welche ihm mitgeteilt war und die er im ersten Beispiel bei der Arbeit an der Rolle zurückgab. Letztere war $G \times h$. Drückt man G durch Masse \times Erdbeschleunigung aus und ersetzt die Höhe durch den Ausdruck $\frac{v^2}{2g}$, der sich durch Betrachtung des freien Falles ergibt, so ist:

$$G \cdot h = m \cdot g \cdot \frac{v^2}{2g} = \frac{m \cdot v^2}{2}.$$

Die „Energie der Bewegung“ $\frac{m \cdot v^2}{2}$ ist also gleich der „Energie der Ruhe“ $G \times h$, und es ist daher theoretisch gleichgültig, auf welche Weise die Energie zurückgewonnen wird: durch Kolbenmaschinen (Kraft \times Weg) oder Turbinen (lebendige Kraft).

Wir haben im zweiten Beispiel das Gewicht gehoben, ihm Arbeitsfähigkeit (Energie) mitgeteilt, diese Arbeitsfähigkeit wurde beim Fallen wieder abgegeben und in Wärme verwandelt, denn das, was wir mit Muskelkraft dem Gewicht mitgeteilt haben, kann nicht verloren gegangen sein, sondern ist zu Wärme geworden. Das Gewicht hat seinen früheren Zustand, die Wärme ist neu aufgetreten, die Muskelkraft ist verbraucht. Bekannt ist auch die Erzeugung von Wärme durch Reibung infolge mechanischer Arbeit. Aus den Beispielen ersehen wir, daß Wärme und mechanische Arbeit nur zwei verschiedene Erscheinungen ein und derselben Ursache sind.

Daraus erklärt sich das Wesen der Wärme als Bewegung. Sie besteht nämlich in einer hin und her gehenden Bewegung der kleinsten Teilchen eines Körpers. Je schneller diese Bewegung erfolgt, desto größer die Wärmeenergie, welche der Körper aufgenommen hat. Eine bestimmte Bewegung der kleinsten Teilchen gibt also auch einen bestimmten Grad der Erwärmung: Temperatur. Jeder Körper hat eine bestimmte Temperatur. Nun lehrt die Erfahrung, daß ein und dieselbe Wärmemenge verschiedene Körper je nach Gewicht und Stoff verschieden erwärmt. Bezeichnet man nun die Wärme, welche 1 kg eines Körpers um 1° in seiner Temperatur erhöht, mit der „spezifischen Wärme“ dieses Körpers, so läßt sich die Wärme, die einem Körper innewohnt, ausdrücken durch:

$$G \cdot c \cdot t,$$

wenn G das Gewicht des Körpers, c die spezifische Wärme und t seine Temperatur ist. Wir sehen, daß Gewicht und spezifische Wärme

dem Körper eigentümliche Eigenschaften sind, während der Grad der Erwärmung, seine Temperatur, den Zustand des Körpers, die Schnelligkeit der Bewegung seiner kleinsten Teilchen ausdrückt. Die Wärme, die ein und demselben Körper zugeführt wird, ändert seine Temperaturhöhe, ähnlich wie die Höhenlage des Körpers in bezug auf den Erdmittelpunkt bei Zuführung von mechanischer Arbeit geändert wurde. Ebenso nun wie ein Körper mit der Höhenlage sein mechanisches Arbeitsvermögen $G \times h$ ändert, so ändert er sein Wärmearbeitsvermögen mit der Temperaturhöhe, so daß dieses Wärmearbeitsvermögen sich ausdrücken läßt durch:

$$\begin{aligned} & \text{Wärmegewicht} \times \text{Temperaturhöhe} \\ & (\text{Entropie})^1 \times (\text{Temperatur}). \end{aligned}$$

Die Änderung des mechanischen oder Wärmearbeitsvermögens eines Körpers erfolgt also einmal mit Änderung des Gewichts bzw. des Wärmegewichtes oder durch Änderung der Höhenlage bzw. Temperaturhöhe²).

Elektrische Energie erzeugen wir durch Wärme (Thermoelement), durch mechanische Arbeit und Magnetismus (Dynamomaschine) und durch chemische Energie (galvanisches Element, Akkumulatoren). Alle diese Energieformen können wir durch Elektrizität wiedergewinnen.

Die Wirkung der elektrischen Energie hängt ab von der Stromstärke, diese wieder bei ein und demselben Leiter mit gleichem Widerstand von der Spannung, d. h. dem Unterschied im elektrischen Zustand an zwei Stellen eines Leiters. Je größer dieser Unterschied im elektrischen Zustand ist, desto größer die Wirkung, welche die Elektrizität beim Durchfließen des Leiters ausübt. Die Spannung (der Unterschied im Zustand an verschiedenen Stellen des Leiters [Energie-trägers]) entspricht also der Höhenänderung der mechanischen Arbeit, der Temperaturänderung des erwärmten Körpers. Die Wirkung der elektrischen Energie läßt sich ausdrücken durch Stromstärke \times Spannung, wieder zwei Faktoren, die mit den vorher erwähnten zu ordnen sind:

$$\begin{aligned} & \text{Gewicht} \times \text{Höhenunterschied,} \\ & (\text{Kraft} \times \text{Weg}), \\ & \text{Wärmegewicht} \times \text{Temperaturunterschied,} \\ & \text{Stromstärke} \times \text{Spannung.} \end{aligned}$$

Die chemische Energie äußert sich darin, daß durch Verbindung zweier Grundstoffe Wirkungen hervorgebracht werden. Wenn H und O sich vereinigen, so entsteht Wärme und Kraftäußerung nach außen.

¹) Entropie (grch.) = Verwandlung, Verwandlungsgröße, wurde von Clausius gebraucht. Der Vergleich „Wärmegewicht“ stammt von Zeuner.

²) Die Änderung des spezifischen Gewichtes mit der Höhenlage und der spezifischen Wärme mit der Temperatur ist hier nicht berücksichtigt.

Durch Aufwand elektrischer Energie kann Wasser in H und O zerlegt werden. Die erzeugte Energie hängt ab von der chemischen Differenz, d. h. dem Aufwand, welcher erforderlich war, die beiden Stoffe voneinander zu trennen, und der Menge der an dem Vorgang teilnehmenden Stoffe.

So sehen wir in den angegebenen Energieformen übereinstimmende Merkmale, und der Versuch hat für die einzelnen Energieformen Umrechnungszahlen ergeben, durch die es möglich ist, eine durch die andere auszudrücken und vorher das Ergebnis der Umsetzung zu bestimmen.

Es ergibt sich nun die für die weitere Betrachtung so wichtige Frage: Wann bringt eine Energieform Wirkungen hervor?

Nehmen wir zunächst wieder das anschaulichste Beispiel: Das gehobene Gewicht hatte eine bestimmte Arbeitsfähigkeit erlangt. Bleibt es auf seiner Höhenlage unverändert liegen, so bleibt auch sein Energieinhalt unverändert, d. h. es wird keine Energie nach außen abgegeben, keine Arbeit geleistet. Erst wenn es seine Höhenlage verläßt und in eine niedrigere übergeht, kann es Arbeit leisten, Wirkungen hervorbringen, es gibt einen Teil der in das Gewicht hineingesteckten Energie wieder ab. Das Wasser, welches als See auf dem Berge liegt, leistet Arbeit, indem es ins Tal fließt. Ähnliche Verhältnisse treffen wir wieder bei den anderen Energieformen an:

Die Elektrizität wird in ihrer Wirkung durch den elektrischen Strom bestimmt, zu dessen Zustandekommen das Vorhandensein von zwei verschiedenen elektrischen Zuständen erforderlich ist, deren Ausgleichbestreben wir mit Spannung bezeichnen. Erst die Spannung, der Höhenunterschied erzeugt den Strom und ermöglicht dadurch eine Abgabe von Energie, elektrische Wirkung nach außen.

Auch die Wärme wird nur Wirkungen nach außen ausüben, d. h. in andere Form übergehen, wenn eine hohe und eine niedere Temperatur, ein Höhenunterschied vorhanden ist. Zwei Körper von gleicher Temperatur, also gleichem Zustand, mögen sich berühren, sie üben keinerlei Wirkung aufeinander aus, erst der Temperaturunterschied zeigt die Wirkung: es fließt ein Wärmestrom von dem Körper höherer zu dem Körper niederer Temperatur. Der letztere wird sich erwärmen, ausdehnen und dabei Arbeit leisten oder sonstige Wärmewirkungen zeigen.

Die Betrachtung zeigt: eine Energie bringt Wirkungen hervor, wenn ein Höhenunterschied vorhanden ist. Auf dem Wege von der Höhen- zur Tiefenlage kann die Umwandlung einer Energieform in eine andere erfolgen. Soll nun die Wirkung der Energiequelle nicht nur in einem einmaligen Ausgleich des Höhenunterschiedes bestehen, soll vielmehr die Wirkung dauernd sein, so ist Sorge zu

tragen, daß der Höhenunterschied beständig wiederhergestellt wird. Das Gewicht muß nach jedesmaligem Sinken wieder gehoben werden, um erneut die gewünschte Wirkung hervorzubringen; die elektrische Spannung muß dauernd unterhalten werden, um einen fortlaufenden elektrischen Strom zu erzeugen; der Körper, welcher durch Wärmezufuhr und Ausdehnung Arbeit verrichtet, muß also auch nach der Abkühlung und Arbeitsleistung wieder mit der Wärmequelle in Verbindung gebracht werden, um den Vorgang zu wiederholen. Dabei durchläuft der Körper während eines Arbeitsvorganges immer wieder dieselben Zustände, er wird erwärmt, dehnt sich aus, er wird abgekühlt, zieht sich zusammen und verringert dadurch seinen Rauminhalt, dann beginnt der Kreisprozeß aufs neue.

II. Wärmekraftmaschinen.

Die Vorrichtungen, die dazu dienen, Wärme in mechanische Arbeit umzusetzen, faßt man unter dem Namen Wärmekraftmaschinen zusammen.

Vor allen Maschinenarten haben die Wärmekraftmaschinen den Vorzug, daß sie weit weniger als andere (Wasser, Wind usw.) von Ort und Zufall abhängig sind, und daher ist ihre Entwicklung von jeher mit Eifer und Zähigkeit betrieben worden.

Zum Verständnis dieser Maschinen waren die bisherigen Betrachtungen notwendig, da sie zu den beiden Hauptsätzen der Wärmelehre führen, von denen der erste die Anwendung des Grundgesetzes von der Erhaltung der Energie ist, während der zweite Hauptsatz eine Anwendung der daran angeschlossenen Betrachtung über die Bedingung des Höhenunterschiedes, des Vorhandenseins von zwei verschiedenen Temperaturen ist.

Der erste Hauptsatz:

Wärme und mechanische Arbeit sind gleichwertig.

Um beide Energieformen vergleichen und um damit rechnen zu können, bedarf es der Festsetzung eines bestimmten Maßes dafür, einer Einheit.

Als Einheit der mechanischen Arbeit hat man die Arbeit gewählt, welche geleistet wird, wenn 1 kg um 1 m gehoben wird und bezeichnet sie mit Kilogramm-meter (kgm).

Zur Wärmeeinheit führt folgende Betrachtung: jeder Körper hat eine bestimmte Temperatur, die den Grad seiner Erwärmung angibt. Die Erfahrung lehrt, daß gleichen Gewichtsmengen verschiedener Körper verschiedene Wärmemengen zugeführt werden müssen, um sie auf die gleiche Temperatur zu bringen.

Die Wärmemenge nun, die erforderlich ist, um 1 kg eines Körpers um 1° in seiner Temperatur zu erhöhen, nennt man die spezifische Wärme. Die spezifische Wärme des Wassers nimmt man als Wärmeinheit, sie ist also $= 1$, geschr. WE oder Kilokalorie (kcal).

Versuche zur Ermittlung der Beziehung zwischen 1 WE und 1 kgm sind sehr zahlreich und auf die verschiedenste Art und Weise durchgeführt worden. So z. B. von Rowland durch Reibungsarbeit, von Hirn durch Stoßwirkung. Besondere Verdienste auf diesem Gebiet hat sich jedoch Joule erworben, der nach Reibungs- und auch Verdichtungsversuchen eine Versuchsanordnung traf, bei welcher die Vergleichszahl mit Hilfe des elektrischen Stromes festgestellt wurde. Letztere Versuche geben die genauesten Werte. Unter Zugrundelegung der Normal-Wärmeinheit (d. i. diejenige Wärmemenge, welche nötig ist, um 1 kg Wasser von $14,5^\circ$ auf $15,5^\circ$ zu erwärmen)¹⁾, wird jetzt angenommen, daß eine Wärmeinheit 427 kgm gleichwertig ist.

$$1 \text{ WE} = 427 \text{ kgm}^2).$$

Versuch von Julius Robert Mayer.

Die Feststellung dieser Vergleichszahl möge an dem Versuch von Mayer erklärt werden, der wegen seines Scharfsinns und seiner Bedeutung für die weiteren Ausführungen besonders bemerkenswert ist.

¹⁾ Normalwärmeeinheit: 1 kg Wasser von $14,5^\circ$ auf $15,5^\circ$ (15° -Kilogramm-kalorie).

Mittlere Wärmeeinheit: $\frac{1}{100}$ der Wärme, die 1 kg vom Eispunkt auf den Siedepunkt erwärmt.

Eine BTU (Britisch Thermal Unit.) -Wärme um 1 lbs um 1° F zu erwärmen; 1 BTU $= 0,252$ WE.

²⁾ Auszug aus den Sätzen des „Ausschusses für Einheiten und Formelgrößen“ AEF (zu beziehen von der Geschäftsstelle des Elektrotechnischen Vereins, Berlin):

Satz I. Der Wert des mechanischen Wärmeäquivalents.

1. Der Arbeitswert der 15° -Grammkalorie ist $4,189 \cdot 10^7$ Erg.
2. Der Arbeitswert der mittleren (0° bis 100°)-Kalorie ist dem Arbeitswert der 15° -Kalorie als gleich zu erachten.
3. Der Zahlenwert der Gaskonstante ist:
 $R = 8,316 \cdot 10^7$, wenn als Einheit der Arbeit das Erg gewählt wird;
 $R = 1,985$, wenn als Einheit der Arbeit die Grammkalorie gewählt wird.
4. Das Wärmeäquivalent des Internationalen Joule ist $0,23865$ 15° -Grammkalorie.
5. Der Arbeitswert der 15° -Grammkalorie ist $0,4272$ kgm, wenn die Schwerkraft bei 45° Breite und an der Meeresoberfläche zugrunde gelegt wird.

Satz IV. Die Einheit der Leistung.

Die technische Einheit der Leistung heißt Kilowatt. Sie ist praktisch gleich 102 kgm in der Sekunde und entspricht der absoluten Leistung 10^{10} Erg in der Sekunde. Einheitsbezeichnung kW.

Für Gase ist die spezifische Wärme verschieden, je nachdem die Wärmezuführung bei unveränderlichem Druck erfolgt, wenn das Gas sich also ausdehnen kann, oder bei unveränderlichem Rauminhalt, wenn also keine Ausdehnungsmöglichkeit gegeben ist. Man bezeichnet diese erstere mit c_p , die letztere mit c_v ¹⁾. c_p ist immer größer als c_v . Die Verschiedenheit der spezifischen Wärmen c_p und c_v benutzte Mayer zur Bestimmung der Umrechnungszahl für kgm in WE.

In einem zylindrischen Gefäß von genau 1 m² Bodenfläche, welches durch einen verschiebbaren, reibungs- und gewichtslosen Kolben abgeschlossen ist, befindet sich 1 kg Luft von 0° Temperatur und 1 at Druck (s. Fig. 1). Wird nun der Kolben festgehalten und die Temperatur der eingeschlossenen Luft um 1° erhöht, also bei gleichbleibendem Rauminhalt Wärme zugeführt, so sind hierzu:

$$c_v = 0,1685 \text{ WE}$$

erforderlich.

Wird aber ein anderes Mal der Kolben losgelassen, so daß bei der Erwärmung der Druck gleichbleibt, weil bei der Ausdehnung der Luft der Kolben, auf welchem ein Druck von Kolbenfläche \times äußerem Druck lastet, nach außen geschoben wird, so sind zur Erwärmung

$$c_p = 0,237 \text{ WE}$$

erforderlich.

Der Unterschied bei beiden Versuchen besteht also darin, daß im zweiten Falle äußere Arbeit geleistet wurde, wozu aber ein Mehraufwand an Wärme $c_p - c_v$ erforderlich war. Demnach ist:

$$c_p - c_v \equiv \text{äußere Arbeit (Kolbendruck} \times \text{Kolbenweg)}$$

oder durch die Mayersche Gleichung ausgedrückt:

$$c_p - c_v = J \cdot R,$$

worin J das „mechanische Wärmeäquivalent“ oder das „Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit“ genannt wird, und R angibt, wieviel äußere Arbeit 1 kg eines Gases bei der Erwärmung um 1° bei gleichbleibendem Druck leistet. (S. auch S. 13.)

J errechnet sich aus der Mayerschen Gleichung wie folgt:

$$J = \frac{c_p - c_v}{R}; \quad c_p - c_v = 0,237 - 0,1685 = 0,0685$$

$$R = \text{Kolbendruck} \times \text{Kolbenweg}.$$

¹⁾ Für mäßig hohe Temperaturen 0 bis 200° kann c_p und c_v für zweiatomige Gase (H₂; O₂; N₂ usw.) als unveränderlich angenommen werden, für mehratomige Gase (CO₂ usw.) wächst jedoch c_p mit steigender Temperatur

Auf dem Kolben lastet auf jedem cm^2 ein Druck von 1,0333 kg bei 760 mm Barometerstand und 0° . Da der Kolben eine Fläche von $1 \text{ m}^2 = 10\,000 \text{ cm}^2$ hat, so ist der gesamte Kolbendruck 10 333 kg.

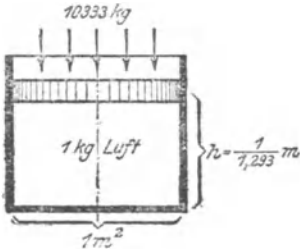


Fig. 1.

Da 1 m^3 Luft 1,293 kg wiegt, so nimmt 1 kg Luft einen Raum von $\frac{1}{1,293} = 0,773 \text{ m}^3$

ein. Bei 1 m^2 Bodenfläche befand sich der Kolben also 0,773 m vom Boden entfernt. Die Luft dehnt sich — wie alle Gase (s. S. 11) — bei der Erwärmung von 1° um $\frac{1}{273}$ ihres Rauminhaltes aus, daher war der

Kolbenweg $= \frac{1}{1,293 \cdot 273} \text{ m}$. Es ist also:

$$R = 10\,333 \cdot \frac{1}{1,293 \cdot 273} = 29,27 \text{ kgm}$$

und daher:

$$J = \frac{0,0685}{29,27} = \frac{1}{427}$$

Der zweite Hauptsatz.

Während der erste Hauptsatz die Gleichwertigkeit von Wärme und mechanische Arbeit festlegt, beschäftigt sich der zweite Hauptsatz mit der Umwandlung der Wärme in mechanische Arbeit.

Die Umsetzung erfolgt in der Weise, daß einem Körper (Arbeitskörper, Wärmeträger, meistens luftförmig, wie Wasserdampf und Luft) Wärme zugeführt wird, wodurch er sich ausdehnt und auf seine Umgebung drückt. Läßt man diesen Druck auf einen Kolben wirken (Kolbenmaschinen) oder setzt die Ausdehnungsfähigkeit in Bewegung um (Turbine), so wird die Wärme in mechanische Arbeit umgesetzt, die der Arbeitskörper bei der Ausdehnung abgibt. Der Arbeitskörper leistet also Arbeit, indem er seinen Rauminhalt vergrößert.

Nach welchen Gesetzen erfolgen nun die Zustandsänderungen der Gase?

Mit „vollkommene Gase“, ideale Gase, bezeichnet man solche, die den Gesetzen von Gay-Lussac und Boyle-Mariotte unterworfen sind. Diese Gesetze sollen daher zunächst behandelt werden.

1. Das Gesetz von Gay-Lussac. Wird ein Gas erwärmt, so dehnt es sich aus. Merkwürdig und gemeinsam für alle Gase ist die Tatsache, daß, wenn die Erwärmung bei gleichbleibendem Druck erfolgt, diese Ausdehnung für alle Gase die gleiche ist, nämlich für

jedes Grad der Erwärmung $\frac{1}{273}$ des Anfangsraumes. Die Ausdehnungszahl der Gase, d. h. die Zahl, welche angibt, um wieviel des ursprünglichen Rauminhaltes sich die Gase bei einer Erwärmung um 1° ausdehnen, wird mit α bezeichnet und ist genau (nach Regnault):

$$\alpha = 0,00367 = \frac{1}{272,6}.$$

Hat man also ein Gas, welches bei 0° den Rauminhalt V_0 hat, so wird sein Rauminhalt, wenn man das Gas auf 1° erwärmt und dabei den auf dem Gas lastenden Druck unverändert läßt, d. h. seiner Ausdehnung keinen erhöhten Widerstand entgegengesetzt:

$$V_1 = V_0 + V_0 \cdot \alpha; \quad \text{bei Erwärmung unter gleichen Umständen auf } 2^\circ:$$

$$V_2 = V_0 + V_0 \cdot \alpha \cdot 2; \quad \text{bei Erwärmung auf } t^\circ:$$

$$V_t = V_0 + V_0 \cdot \alpha \cdot t$$

$$V_t = V_0 (1 + \alpha \cdot t).$$

Ein Zustand von t_1° Erwärmung würde also für den Gasraum

$$V_{t_1} = V_0 (1 + \alpha t_1) \quad \text{ergeben. Wird diese Gleichung mit der vorigen dividiert, so ergibt sich:}$$

$$\frac{V_t}{V_{t_1}} = \frac{V_0 (1 + \alpha \cdot t)}{V_0 (1 + \alpha \cdot t_1)} \quad \text{oder durch weitere Entwicklung:}$$

$$\frac{V_t}{V_{t_1}} = \frac{1 + \frac{1}{273} \cdot t}{1 + \frac{1}{273} \cdot t_1} = \frac{273 + t}{273 + t_1}$$

$$\frac{V_t}{V_{t_1}} = \frac{273 + t}{273 + t_1}.$$

Bei Erwärmung von 0° auf 273° müßte das Gas also den doppelten Rauminhalt haben. Umgekehrt kann man aber auch von 0° aus zurückgehen auf eine Temperatur von -273° . Bei dieser Temperatur müßte der Rauminhalt des Gases $= 0$ werden, wenn das Gesetz bis zu dieser Temperatur Gültigkeit hat. Man kann bei der Temperatur -273° einen absoluten Nullpunkt für die Gase annehmen und rechnet auch in der Wärmetechnik damit. Die absolute Temperatur ist also $273 + t$, wobei t vom Eispunkt als $\pm 0^\circ$ an gerechnet wird. Man bezeichnet sie mit T . Die letzte Formel geht dann in die allgemeine Form über:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2},$$

d. i. das Gesetz von Gay-Lussac:

Bei gleichbleibendem Druck verhalten sich die Rauminhalte aller vollkommenen Gase wie die zugehörigen absoluten Temperaturen.

2. Das Gesetz von Boyle-Mariotte. Die Änderung des Raumes eines Gases kann aber auch dadurch erfolgen, daß der auf dem Gas lastende Druck geändert wird, wobei diesmal die Temperatur gleich hoch gehalten werden soll, d. h. die beim Zusammendrücken entstehende Wärme soll abgeführt, die bei der Ausdehnung verbrauchte Wärme soll dem Gas wieder zugeführt werden, so daß vor und nach der Zustandsänderung die Gasmenge die gleiche Temperatur hat.

Für diesen Fall gilt das Gesetz von Boyle-Mariotte:

Bei gleichbleibender Temperatur ist für ein Gas der Wert „Druck \times Raum“ unveränderlich, also

$$V_0 \cdot p_0 = V_1 \cdot p_1 = V_2 \cdot p_2 = \text{unveränderlich,}$$

oder in anderer Schreibweise für zwei Zustände:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1},$$

d. h. wird bei gleichbleibender Temperatur der auf einem Gase lastende Druck geändert, so verhalten sich die Rauminhalte vor und nach der Druckänderung umgekehrt wie die Drücke.

3. Das vereinte Gay-Lussac-Mariottesche Gesetz. Wird also eine bestimmte Gasmenge vom Raum V_1 und dem Druck p_1 zunächst bei gleichbleibendem Druck erwärmt, ist ihr also die Möglichkeit der Ausdehnung gegeben, so ist ihr Rauminhalt nach der Erwärmung bestimmt durch die Gleichung:

$$\frac{V_1}{V'_2} = \frac{T_1}{T_2};$$

der Druck ist p_1 geblieben.

Wird dann der Druck geändert und dabei die Temperatur unverändert gehalten, so ergibt sich der neue Rauminhalt aus:

$$\frac{V'_2}{V_2} = \frac{p_2}{p_1}.$$

Werden die letzten beiden Gleichungen multipliziert, so erhält man:

$$\frac{V_1}{V'_2} \cdot \frac{V'_2}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{p_2}{p_1}$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{p_2}{p_1} \quad \text{oder in Worten:}$$

Die Rauminhalte einer Gasmenge verhalten sich wie die absoluten Temperaturen und umgekehrt wie die zugehörigen Drücke.

4. Wenn man aber den Rauminhalt einer Gasmenge unverändert hält, so hat eine Erwärmung derselben auch eine entsprechende Druck-

steigerung zur Folge. Aus der vorigen Gleichung folgt nämlich für den Fall, daß $V_1 = V_2$ ist:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{p_2}{p_1} = 1 \text{ also}$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}.$$

d. h. bei gleichbleibendem Rauminhalt verhalten sich die Drücke wie die absoluten Temperaturen.

5. Ist V_0 der Rauminhalt einer Gasmenge bei dem Druck p_0 und der Temperatur $t_0 = 0^\circ$, und V der Rauminhalt derselben Gasmenge bei dem Druck p und der Temperatur t , so ist:

$$\frac{V}{V_0} = \frac{T}{T_0} \cdot \frac{p_0}{p}$$

$$V \cdot p = \frac{V_0 \cdot p_0}{T_0} \cdot T.$$

Die Gaszahl. Ein Gas ist nach dem bisher Gesagten nur bestimmt, wenn Druck, Raum und Temperatur bekannt sind. Der Wert $\frac{V_0 \cdot p_0}{T_0}$ ist für die Gewichtseinheit 1 kg eines jeden Gases eine unveränderliche Größe, wird die Gaszahl dieses Gases genannt, und entspricht dem auf S. 10 errechneten Werte R .

Es ist also für 1 kg: $V \cdot p = R \cdot T$. Der Wert R für Luft war auf S. 10 gefunden zu 29,27 kgm, er ergibt sich für alle vollkommenen Gase aus der Mayerschen Gleichung:

$$c_p - c_v = J \cdot R$$

$$R = \frac{c_p - c_v}{J}.$$

Eine erhebliche Vereinfachung in der Wärmerechnung für Gase ergibt sich, wenn man die Gaszahl, d. h. die Arbeit in kgm, welche ein Gas bei der Erwärmung um 1° bei unveränderlichem Druck leistet, nicht auf 1 kg des Gases bezieht, sondern auf eine Gewichtsmenge von so viel Kilogramm, wie das Molekül dieses Gases Einheiten enthält, dem Kilogramm-Molekül. Man findet dann, daß alle Gase den gleichen Wert $\mathfrak{R} = \sim 845$ liefern. Z. B.:

	R	Molekulargewicht m	$m \times R = \mathfrak{R}$
Luft.	29,27	28,95	847
Wasserstoff	420	2	840
Kohlensäure	19,25	44	847
Stickstoff	30,20	28,08	848
Kohlenoxyd	30,25	28,0	847

Es ist also die Arbeit, welche das Kilogramm-Molekül eines Gases bei der Erwärmung um 1° leistet, für alle Gase gleich, und zwar $\mathfrak{R} = 845$ kgm.

Da die Beziehung $\frac{p \cdot \mathfrak{B}}{T} = \mathfrak{R}$ bestehen bleibt, so folgt weiter, daß bei gleichem Druck und gleicher Temperatur der Rauminhalt des Kilogramm-Moleküls aller Gase gleich ist, da $\mathfrak{B} = \frac{\mathfrak{R} T}{p}$.

Für 0° und 1 at ist demnach der Rauminhalt von 44 kg Kohlen- säure, 2 kg Wasserstoff, 28 kg Stickstoff usw.

$$\mathfrak{B} = 845 \cdot \frac{273}{10\,333} = 22.325 \text{ m}^3.$$

Die Mayersche Gleichung auf das Kilogramm-Molekül angewendet ergibt, daß für alle Gase

$$c_p - c_v = J \cdot \mathfrak{R} = \frac{845}{427} = 1,98 = \sim 2$$

ist, daß also, auf das Kilogramm-Molekül bezogen, der Unterschied $c_p - c_v$ für alle Gase gleich ist.

Die zeichnerische Darstellung der Zustandsänderungen der Gase.

Die Änderung des Zustandes eines Gases wurde hervorgerufen durch Wärmezufuhr oder Wärmeabfuhr; je nachdem wurde mechanische Arbeit geleistet oder verbraucht. Wärme und Arbeit, die einem Gas mit- geteilt oder entzogen werden, lassen sich nun zeichnerisch darstellen. Dieses Verfahren ist ein gutes Mittel zur übersichtlichen Anwendung der Gasgesetze und zu ihrem besseren Verständnis.

Auf S. 5 wurde ausgeführt, daß alle Energieformen in zwei Faktoren zerlegbar sind, die mechanische Arbeit in Kraft \times Weg, die Wärme in Wärmegewicht \times Temperatur.

Jedes Produkt aus zwei Größen läßt sich nun als Fläche darstellen. Trägt man beispielsweise in einem rechtwinkligen Koordinatensystem den Druck des Gases auf einen Kolben als Ordinate auf, und den Weg, den der Kolben macht, als Abszisse, so erhält man eine Fläche

$$\text{Kraft} \times \text{Weg} = \text{mechanische Arbeit.}$$

Da die Bewegung des Kolbens im Zylinder erfolgt, so ist das Maß des Weges auch das des Rauminhaltes, während der Druck auf 1 cm^2 das Maß der Kraft angibt. Jeder Endpunkt einer Ordinate stellt demnach eine Beziehung von p und V des Gases dar, deshalb bezeichnet man diese Schaulinie mit pV -Linie. Trägt man auf der Ordinatenachse

jedoch die Temperatur und auf der Abszissenachse das Wärmegewicht ab, so erhält man eine Fläche, welche die

$$\begin{aligned} \text{Wärme} &= \text{Temperatur} \times \text{Wärmegewicht} \\ Q &= T \times S \end{aligned}$$

darstellt, das Entropie- oder TS -Diagramm.

Die Entropie errechnet sich dabei wie folgt:

Es ist: Wärme = Entropie \times Temperatur.

$$dQ = dS \cdot T$$

$$dS = \frac{dQ}{T} = \frac{\text{zugeführte Wärme}}{\text{Temperatur, bei der die Wärmezufuhr erfolgt.}}$$

$$dS = \frac{c \cdot dT}{T}$$

$$\int dS = c \int \frac{dT}{T}$$

$$\begin{aligned} S &= c \cdot \ln T + C; \\ o &= c \cdot \ln 273 + C \\ C &= -c \cdot \ln 273 \end{aligned}$$

$$S = c [\ln T - \ln 273].$$

Die pV -Linie und TS -Linie sollen für die einzelnen Zustandsänderungen gezeichnet werden.

Die pV -Linie,

der man die allgemeine Gleichung $p \cdot V^n = \text{unv.}$ geben kann, richtet sich in ihrem Verlauf nach der Größe n , welche alle Werte von 0 bis ∞ annehmen kann.

Die Linie wird in der Weise erhalten, daß man

1. aus dem gegebenen Anfangszustand $p_1 V_1$ den Druck $p_2 = \frac{p_1 V_1^n}{V_2^n}$

für einen gewählten Raum V_2 errechnet und dann die sogenannte Zickzackkonstruktion ausführt¹⁾. (S. Fig. 2).

Durch a wird im \sphericalangle von 45° zu OY eine Linie gelegt, die die Gerade durch b in c schneidet, darauf wird O mit c verbunden. Durch d wird an OX eine Linie im \sphericalangle von 45° gelegt, welche die Linie durch e in f schneidet; darauf wird von O aus durch f ein Strahl gezogen. Die Parallele zu \overline{df} durch g schneidet in h den Raum V_3 ab, während p_3 gefunden wird durch die Parallele zu \overline{ac} durch i , die mit \overline{Oc} den Schnittpunkt k hat usw.

2. Man wählt den \sphericalangle α und errechnet \sphericalangle β aus:

$$(1 + \text{tg } \alpha)^n = (1 + \text{tg } \beta),$$

dann beginnt man mit dem Anfangszustand $p_1 V_1$ die Zickzackkonstruktion.

¹⁾ Nach E. Brauer, vergl. Z. d. V. D. J. 1885, S. 433.

Für eine gegebene Linie $p \cdot V^n = \text{unv.}$ errechnet man n , indem man die Koordinaten p und V von zwei Punkten ausmißt, dann ergibt sich n aus:

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n = \text{unv.}$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^n$$

$$n = \frac{\log p_1 - \log p_2}{\log V_2 - \log V_1}.$$

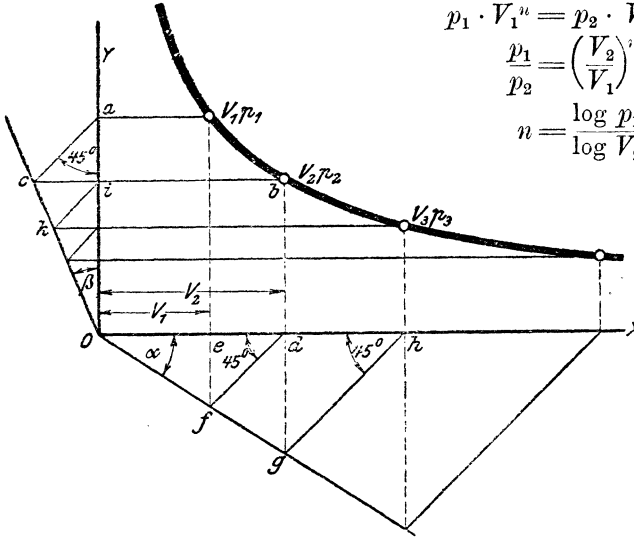


Fig. 2.

Die für n wichtigen Werte (s. Fig. 3).

1. $n = 0$.

Es ist dann

$$V^0 = 1$$

und

$$p \cdot V^0 = p \text{ unv.}$$

Die Zustandsänderung erfolgt bei unveränderlichem Druck,

d. h. nach dem Gesetz von Gay-Lussac, und es ist:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}.$$

Diese Linie verläuft parallel zur Abszissenachse, Linie gleichen Druckes (Isobare).

Die bei dieser Zustandsänderung geleistete Arbeit ist:

$$A = p (V_2 - V_1).$$

2. $n = \infty$, d. h. $p \cdot V^\infty = \text{unv.}$

n wird aber ∞ , wenn in

$$n = \frac{\log p_1 - \log p_2}{\log V_2 - \log V_1}$$

der Nenner = 0 wird, d. h. wenn $V_2 = V_1$ ist. Die Zustandsänderung erfolgt bei unveränderlichem Raum. Es ist:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}.$$

Die Linie verläuft parallel zur Ordinatenachse, Linie unveränderlichen Raumes (Isoplere). Da bei dieser Zustandsänderung der Kolben stehen bleibt, so ist die Arbeit:

$$A = 0.$$

3. $n \neq 0 \neq \infty$.

In diesem Falle sind für Wärmekraftmaschinen folgende Werte bemerkenswert:

a) $n = 1$, d. h. $p \cdot V = \text{unv.}$

Die Zustandsänderung erfolgt nach dem Gesetz von Boyle-Mariotte bei unveränderlicher Temperatur. Es ist:

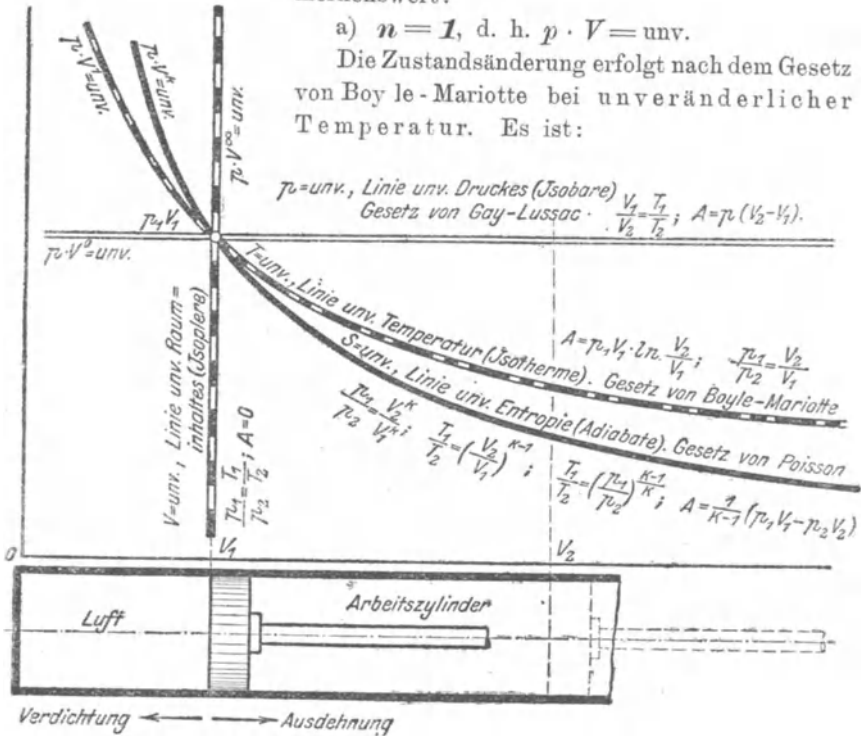


Fig. 3.

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1}$$

Da die zugeführte Wärme nicht zur Temperaturerhöhung, sondern nur zur Raumvergrößerung verbraucht wird, so wird sie vollständig in Arbeit umgesetzt. Die Arbeit ist nach Fig. 4 von V_1 auf V_2 :

$$dA = p \cdot dV; p = \frac{p_1 V_1}{V}$$

$$\int dA = p_1 \cdot V_1 \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V}$$

$$A = p_1 V_1 \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}; \text{ oder auch}$$

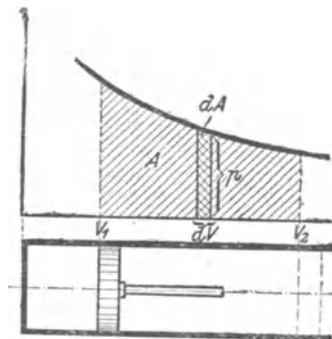


Fig. 4.

$$A = p_1 V_1 \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}.$$

Für die Linie dieser Zustandsänderung, die Linie gleicher Temperatur (Isotherme), wird bei der Konstruktion $\sphericalangle \alpha = \sphericalangle \beta$. Sie läßt sich aus der Beziehung $\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1}$ einfacher darstellen.

b) Alle Kurven mit $n < 1$ müssen demnach zwischen der Linie gleichen Druckes und der gleicher Temperatur liegen, und die mit $n > 1$ zwischen der Linie gleicher Temperatur und der gleichen Raumes, oder allgemein: je größer der Wert n , desto **steiler** verläuft die Linie.

Es wurden bisher bei der Zustandsänderung nacheinander p , V und T unverändert gelassen. Macht nun das Gas eine Zustandsänderung durch, d. h. ändern sich p , V und T , ohne daß Wärme zu- oder abgeführt wird, wäre in der Gleichung:

Wärmeänderung = Temperaturänderung + äußere Arbeit.

$$dQ = c \cdot dT + J \cdot p \cdot dV$$

$$dQ = 0, \text{ so wäre}$$

$$0 = c \cdot dT + J \cdot p \cdot dV.$$

In diesem Falle wird, wenn man:

a) T durch die Beziehung:

$$T = \frac{p \cdot V}{R}$$

ausdrückt, unter Anwendung der Mayerschen Gleichung

$$c_p - c_v = J \cdot R$$

und wenn man ferner $\frac{c_p}{c_v} = \kappa$ (Kappa) setzt:

durch weitere mathematische Entwicklung die Beziehung zwischen Druck und Raum gefunden:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2^\kappa}{V_1^\kappa}$$

$$p \cdot V^\kappa = \text{unv.}$$

Dies ist das Gesetz von Poisson.

β) V in der Gleichung:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{p_2}{p_1} \text{ durch } \frac{p_2^{\frac{1}{\kappa}}}{p_1^{\frac{1}{\kappa}}} = \frac{V_1}{V_2} \text{ ersetzt:}$$

$$\left[\frac{p_1}{p_2} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_1}{T_2}; \text{ oder}$$

$$\frac{T}{p^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = \text{unv.}$$

$\gamma)$ p ersetzt wie unter $\alpha)$

$$\left[\frac{V_2}{V_1} \right]^{\kappa-1} = \frac{T_1}{T_2}; \text{ oder}$$

$$T \cdot V^{\kappa-1} = \text{unv.}$$

Da $\kappa = \frac{c_p}{c_v} > 1$ ist, so verläuft die Linie, nach welcher die Zustandsänderung ohne Wärmezufuhr oder -abfuhr (Adiabate) erfolgt, steiler als die Linie unveränderlicher Temperatur.

Bei dieser Zustandsänderung wird an Arbeit geleistet:

$$dA = p \cdot dV; \quad p = \frac{p_1 \cdot V_1^\kappa}{V^\kappa}$$

$$dA = p_1 V_1^\kappa \cdot dV \cdot V^{-\kappa}$$

$$\int dA = p_1 V_1^\kappa \int_{V_1}^{V_2} dV \cdot V^{-\kappa} \quad \text{und durch weitere Entwicklung:}$$

$$A = \frac{1}{\kappa-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) \quad \text{oder}$$

$$A = \frac{p_1 V_1}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\kappa-1} \right].$$

Will man die Leistung mit Hilfe des Enddrucks errechnen, so ergibt sich nach den Gleichungen über die adiabatische Zustandsänderung:

$$A = \frac{p_1 V_1}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right],$$

oder unter Benutzung der Temperaturen:

$$A = \frac{p_1 V_1}{\kappa-1} \left[1 - \frac{T_2}{T_1} \right].$$

Das TS -Schaubild. Hat ein Körper die Wärmemenge $Q = T \cdot S$, so ist nach dem bisher Gesagten diese Wärme darstellbar durch eine Fläche. Sein Zustand wird durch die Beziehung eines Punktes auf ein Achsenkreuz nach Temperatur und Wärmegewicht gekennzeichnet sein.

Wird jetzt der Wärmehalt des Körpers geändert, so ändert sich die Fläche um den kleinen Flächenstreifen

$$dQ = dS \cdot T.$$

Die obere Begrenzungslinie, die jeweils die Temperatur angibt, wird in ihrem Verlauf bestimmt durch die Art der Zustandsänderung.

Bei Gesetzmäßigkeit der Zustandsänderung wird also die Wärmeänderung bestimmt durch das Wärmegewicht.

Es war:

$$\begin{aligned} dQ &= dS \cdot T; \text{ also} \\ dS &= \frac{dQ}{T} = \frac{c \cdot dT}{T} \\ \int_{S_1}^{S_2} dS &= c \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} \\ S_2 - S_1 &= c [\ln T_2 - \ln T_1] \\ c &= \frac{S_2 - S_1}{\ln T_2 - \ln T_1}. \end{aligned}$$

Wir sehen, daß der Verlauf der Temperaturlinie bei einer bestimmten Zustandsänderung von dem Werte c abhängt.

1. $c = 0$.

Dies ist nur möglich, wenn der Zähler

$$S_2 - S_1 = 0 \text{ ist, d. h.}$$

$$S_2 = S_1, \text{ also die Wärmeänderung} = 0 \text{ ist.}$$

Bei dieser Zustandsänderung wird demnach Wärme weder zu- noch abgeführt, während T jeden Wert annehmen kann. Die T -Linie bei dieser Zustandsänderung unveränderlichen Wärmegewichts, der adiabatischen, verläuft parallel zur Y -Achse.

Die Temperaturänderung rührt von der Änderung der inneren Energie des Gases her und hängt von dem Vorzeichen der Arbeitsleistung ab.

Nach:

$$dQ = 0 = c \cdot dT \pm J \cdot p \cdot dV$$

wird bei Ausdehnung Arbeit erzeugt und innere Energie verbraucht, die Temperatur fällt:

$$\begin{aligned} 0 &= c \cdot dT + J \cdot p \cdot dV \\ -c \cdot dT &= J \cdot p \cdot dV. \end{aligned}$$

Bei der Verdichtung wird Arbeit aufgewendet, die die innere Energie des Gases erhöht und damit die Temperatur:

$$\begin{aligned} 0 &= c \cdot dT - J \cdot p \cdot dV \\ J \cdot p \cdot dV &= c \cdot dT. \end{aligned}$$

2. $c = \infty$.

Dies ist nur möglich, wenn in

$$c = \frac{S_2 - S_1}{\ln T_2 - \ln T_1}$$

der Nenner $= 0$ wird, d. h. $T_2 = T_1$.

Die Temperaturlinie der Zustandsänderung bei gleicher Temperatur, der Isotherme, verläuft parallel zur X -Achse.

Die Wärmeänderung ist:

$$Q = T_1 (S_2 - S_1).$$

3. $c \neq 0 \neq \infty$.

Wir sehen zunächst aus 1. und 2. allgemein, daß die Temperaturlinie um so steiler verläuft, je kleiner c ist. Demnach verläuft auch die T -Linie bei Wärmeänderung unter unveränderlichem Raum steiler als die bei unveränderlichem Druck, da $c_v < c_p$ (s. Fig. 5).

Die Wärmeänderung ist in diesen beiden Fällen:

$$Q_p = c_p (T_2 - T_1) \text{ und}$$

$$Q_v = c_v (T_2 - T_1).$$

Für gleiche Temperaturänderung wird also bei $V = \text{unv.}$ weniger Wärme verbraucht als bei $p = \text{unv.}$

Eine vollständige Gasentropietafel hat Prof. Dr. Stodola aufgestellt als Beilage zu „Die Dampfturbinen“, Berlin, Verlag von Julius Springer.

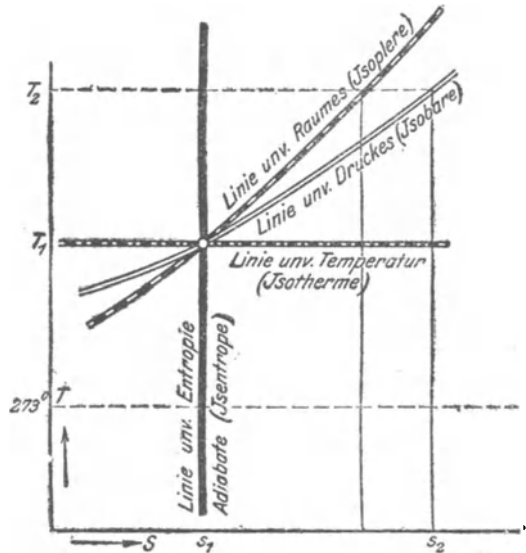


Fig. 5.

Siehe auch ferner: Dipl.-Ing. Ostertag, Die Entropiediagramme der Verbrennungsmotoren. Berlin 1912, Verlag von Julius Springer.

Kreisprozesse.

Wird einem Gas Wärme zugeführt, so wird die dadurch bedingte Zustandsänderung nach einem der beschriebenen Gesetze erfolgen. Unterwirft man das Gas einer Reihe von Zustandsänderungen, und zwar derart, daß zum Schluß der Anfangszustand wiederhergestellt ist, so war dazu erforderlich, daß, wenn eine Wärmezufuhr stattgefunden hat, der Gasmenge eine bestimmte Wärmemenge wieder entzogen werden mußte. Die Zustandsänderungen stellen dann einen Kreisprozeß dar, der, in umgekehrter Reihenfolge verlaufend, wieder zu demselben Anfangszustand führen würde. Immer jedoch ist eine Wärmezufuhr und eine Wärmeabfuhr erforderlich. Die Folge der einzelnen Zustandsänderungen ist zunächst gleichgültig.

Es gibt natürlich je nach der Reihenfolge der Zustandsänderungen eine große Zahl von Kreisprozessen, immer aber sind zwei Wärmequellen von verschiedener Temperatur erforderlich: eine, von der aus

der Arbeitskörper Wärme aufnimmt, eine andere, an die er Wärme abgibt. Bei diesem Übergang der Wärme von der warmen zur kalten Quelle über den Arbeitskörper findet die Umsetzung in mechanische Arbeit statt.

Zunächst kann die gesamte dem Arbeitskörper zugeführte Wärmemenge in Arbeit umgesetzt werden. Wenn aber die Umsetzung z. B. in einem Zylinder verlaufend gedacht wird, in welchem durch Wärmezufuhr der Rauminhalt des Gases vergrößert und dadurch ein Kolben fortgeschoben wird, so kann beim Hingange des Kolbens eine Umsetzung der gesamten zugeführten Wärme in mechanische Arbeit stattfinden.

Soll aber der Anfangszustand wieder erreicht werden, um den Arbeitsvorgang wiederum zu beginnen und dadurch „Arbeit“ fortlaufend zu erzeugen, so muß eine Wärmeentziehung erfolgen, die für die Arbeitsleistung verloren ist.

Daher wird der Teil der Wärme in Arbeit umgesetzt, der verbleibt, wenn wir von der dem Arbeitskörper zugeführten Wärmemenge die ihm hernach wieder entzogene abziehen.

Der zweite Hauptsatz

lehrt demnach:

Beim Übergang der Wärme von einem warmen zum kalten Körper kann mechanische Arbeit geleistet werden. Dabei wird eine Wärmemenge verbraucht, die der erzeugten Arbeit entspricht.

Der zweite Hauptsatz wurde in seinem ersten Teil von Carnot¹⁾, im zweiten Teil von Clausius²⁾ aufgestellt.

¹⁾ Carnot wurde 1796 zu Paris geboren und starb 1832 daselbst. 1824 veröffentlichte er ein kleines Buch: „Reflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance.“

In dieser Abhandlung über die „Bewegende Kraft des Feuers“, die allerdings noch von der Vorstellung der damaligen Zeit über den „Wärmestoff“ beherrscht wird, bespricht Carnot die Wärmekraftmaschinen der damaligen Zeit und sagt über deren Wesen: „... überall, wo ein Temperaturunterschied besteht, kann die Erzeugung von bewegender Kraft stattfinden.“

Dann macht er aber den Fehler, daß er ausdrücklich behauptet, es finde beim Übergang von dem warmen zum kalten Körper kein Verbrauch von Wärme statt. (Siehe auch Band 37 von Ostwalds „Klassiker der exakten Wissenschaften“).

²⁾ R. Clausius, geb. 1822, Prof. in Zürich, Würzburg u. Bonn, gest. 1888.

Klausius untersucht die Umsetzung vom Stande der Wissenschaft aus, wie er durch Rob. Meyers „Gesetz von der Erhaltung der Energie“ gekennzeichnet wird.

Er bestätigt dabei den Ausspruch Carnots von der Bedingung des Vorhandenseins eines Temperaturgefälles, weist aber dann nach, daß bei der

Die Kreisprozesse für Wärmekraftmaschinen.

Die in Arbeit umsetzbare Wärme ist also immer gleich dem Unterschied zwischen der dem Arbeitskörper zugeführten und der ihm wieder entzogenen Wärme. Die Güte eines Kreisprozesses ist also davon abhängig, welcher Anteil der dem Arbeitskörper zugeführten Wärme in mechanische Arbeit umgesetzt wird und kann ausgedrückt werden durch den

$$\text{Wärmewirkungsgrad} = \frac{\text{in Arbeit umgesetzte Wärme}}{\text{zugeführte Wärme}}.$$

Wenn wir die Maschine, in der der Arbeitsvorgang erfolgt, unberücksichtigt lassen, wenn wir also annehmen, daß zwei Wärmequellen vorhanden sind, und von der Quelle höherer Temperatur einem Arbeitskörper eine bestimmte Wärmemenge zugeführt wird, dieser Arbeitskörper einen Kreisprozeß durchmacht und die ihm entzogene Wärme durch eine reibungslose, wärmedichte Maschine in mechanische Arbeit umgesetzt wird, so können wir fragen:

Welcher von allen möglichen Kreisprozessen liefert unter sonst gleichen Umständen den besten Wärmewirkungsgrad?

Die Untersuchung erstreckt sich dabei zweckmäßig auf die Kreisprozesse, die sich durch die Umstände unterscheiden, unter denen der Arbeitskörper die Wärme aufnimmt und abgibt. Das kann nach dem vorher Gesagten erfolgen:

1. bei unveränderlicher Temperatur,
2. „ unveränderlichem Rauminhalt,
3. „ „ Druck.

Die anderen Zustandsänderungen sollen bei allen drei Kreisprozessen adiabatisch verlaufen.

1. Der Kreisprozeß, bei dem die Wärmezufuhr und -abfuhr bei unveränderlicher Temperatur erfolgen.

Dieser Prozeß wurde zuerst von Carnot beschrieben in Anlehnung an die Arbeitsweise der Wasserdampfmaschine der damaligen Zeit. Bei dem Carnot'schen Kreisprozeß macht der Arbeitskörper zwei Zustandsänderungen bei gleichbleibender Temperatur (isothermisch) und zwei bei gleichbleibender Entropie (adiabatisch) durch (s. Fig. 6).

Umsetzung eine der erzeugten Arbeit gleichwertige Wärmemenge verbraucht wird. (Siehe auch Band 99 von Ostwalds „Klassiker der exakten Wissenschaften“).

Klausius faßt den zweiten Hauptsatz in die Worte: „Wärme geht nicht von selbst von einem kälteren zu einem wärmeren Körper über, d. h. ohne daß bleibende Formveränderungen an anderen Körpern eintreten.“

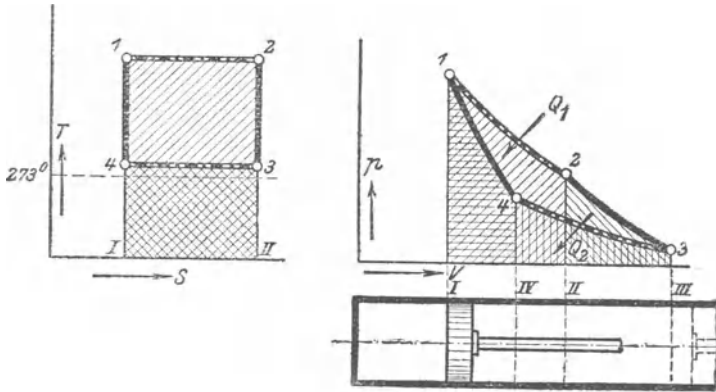


Fig. 6.

Zustandsänderung	<i>TS</i> -Diagramm. Zugeführte Wärme	<i>PV</i> -Diagramm. Erzeugte Arbeit
1. Wärmezufuhr bei gleichbleibender Temperatur. Alle Wärme wird zur Vergrößerung des Rauminhaltes verbraucht, daher in Arbeit umgesetzt, während die Temperatur unverändert bleibt.	$+ Q_1 = I 1 2 II \quad \text{///}$	$+ I 1 2 II \quad \text{///}$
2. Ausdehnung ohne Wärmezufuhr- oder -ableitung. Da Arbeit geleistet wird, ohne daß Wärme zugeführt wird, so sinken Temperatur und Druck.	—	$+ II 2 3 III \quad \text{///}$
3. Verdichtung bei gleichbleibender Temperatur. Es muß daher Wärme abgeleitet werden. Die Verdichtung und Wärmeableitung wird so lange fortgesetzt, daß bei der nun folgenden	$- Q_2 = I 4 3 II \quad \text{///}$	$- IV 4 3 III \quad \text{////}$
4. Verdichtung ohne Wärmeabfuhr (adiabatisch) der Anfangszustand wieder erreicht wird.	—	$- I 1 4 IV \quad \text{///}$

Kreisprozeß: Wärme $Q_1 - Q_2 = 1-2-3-4 \equiv$ Arbeit $1-2-3-4$

Der Wärmewirkungsgrad ist:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}.$$

Erwärmt man einen Körper von 0° einmal auf T_1° , ein anderes Mal auf T_2° , so sind die erforderlichen Wärmemengen:

$$Q_2 = G \cdot c \cdot T_2$$

$Q_1 = G \cdot c \cdot T_1$; dividiert man die Ausdrücke, so ergibt sich:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{G \cdot c \cdot T_2}{G \cdot c \cdot T_1} = \frac{T_2}{T_1},$$

daher ist auch:

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Wir sehen vor allen Dingen: Je größer der Temperaturunterschied ist zwischen denen der Kreisprozeß verläuft, desto größer ist der Wärmewirkungsgrad, der sich mit kleiner werdendem Wert $\frac{T_2}{T_1}$ immer mehr dem Werte 1 (dem Ideal) nähert; desto größer ist also auch der Anteil der dem Arbeitskörper zugeführten Wärme, welcher in Arbeit umgesetzt wird.

Wenn wir wieder einen Vergleich mit einer anderen Energieform ziehen, so wird ein und dasselbe Gewicht um so größere Wirkung hervorbringen, je größer der Höhenunterschied ist, den es durchfällt. Dementsprechend hat dasselbe Wärmegewicht eine dem Temperaturunterschied entsprechende Wirkung. Aus dem Wärmediagramm ist auch ersichtlich, daß der Wert von S nach durchlaufenem Kreisprozeß den anfänglichen Wert wieder erreicht hat. Die algebraische Summe der Entropien des Kreisprozesses ist also gleich Null. Auch bei den nachfolgend beschriebenen Verfahren ist immer

$$\sum \frac{Q}{T} = \sum S = 0$$

gleichgültig, auf welchem Wege der Anfangszustand wieder erreicht wird.

2. Der Kreisprozeß, bei dem Wärmezufuhr und -abfuhr bei unveränderlichem Rauminhalt erfolgen (s. Fig. 7).

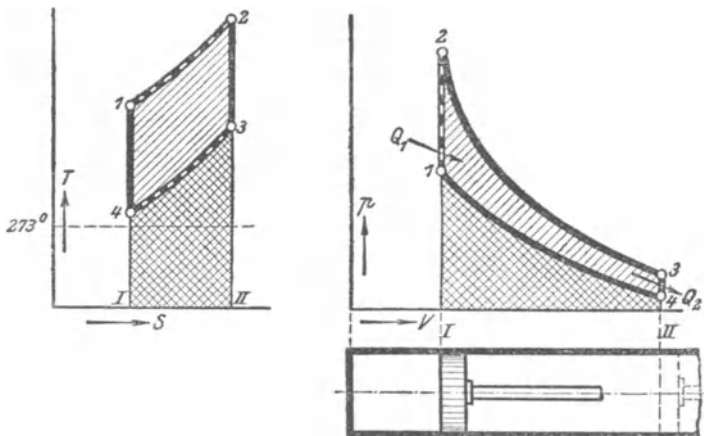


Fig. 7.

Zustandsänderung	<i>TS</i> -Diagramm. Zugeführte Wärme	<i>PV</i> -Diagramm. Erzeugte Arbeit
1. Wärmezufuhr bei unveränderlichem Rauminhalt.	$+Q_1 = \text{I 1 2 II} \quad \text{///}$	—
2. Ausdehnung ohne Wärmezufuhr oder -abfuhr.	—	$+ \text{I 2 3 II} \quad \text{///}$
3. Wärmeabfuhr bei unveränderlichem Rauminhalt.	$-Q_2 = \text{I 4 3 II} \quad \text{///}$	—
4. Verdichtung ohne Wärmezufuhr oder -abfuhr.	—	$- \text{I 1 4 II} \quad \text{///}$

Kreisprozeß: Wärme $Q_1 - Q_2 = 1-2-3-4 \equiv$ Arbeit $1-2-3-4$.

Der Wärmewirkungsgrad ist wieder:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1};$$

$$Q_2 = G \cdot c_v (T_3 - T_4)$$

$$Q_1 = G \cdot c_v (T_2 - T_1)$$

$$\eta = 1 - \frac{G \cdot c_v (T_3 - T_4)}{G \cdot c_v (T_2 - T_1)}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_1}$$

Da T_3 und T_4 bzw. T_2 und T_1 Temperaturen von Zustandsänderungen bei unveränderlichem Rauminhalt sind, so ist:

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{p_3}{p_4}; \text{ also } T_3 = T_4 \cdot \frac{p_3}{p_4}$$

und

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2}{p_1}; \text{ also } T_2 = T_1 \cdot \frac{p_2}{p_1};$$

mithin ist:

$$\eta = 1 - \frac{T_4 \left(\frac{p_3}{p_4} - 1 \right)}{T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right)}$$

Nach dem über die adiabatische Zustandsänderung Gesagten ist aber:

$$p_3 = \left(\frac{V_2}{V_3} \right)^\kappa \cdot p_2 \text{ und}$$

$$p_4 = \left(\frac{V_1}{V_4} \right)^\kappa \cdot p_1; \text{ also}$$

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{\left(\frac{V_2}{V_3} \right)^\kappa \cdot p_2}{\left(\frac{V_1}{V_4} \right)^\kappa \cdot p_1}$$

$$\text{Da nun } V_2 = V_1$$

$$V_4 = V_3$$

so ist auch

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2}{p_1}, \text{ und es wird daher:}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_4}{T_1}$$

Da T_4 und T_1 auf einer Adiabate liegen, so ist auch:

$$\eta = 1 - \frac{T_4}{T_1} = 1 - \left(\frac{V_1}{V_4} \right)^{\kappa-1} = 1 - \left(\frac{p_4}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Der Wärmewirkungsgrad ist also von der Höhe der Verdichtung abhängig, er nimmt zu mit steigender Verdichtung.

3. Der Kreisprozeß, bei welchem Wärmezufuhr und -abfuhr bei unveränderlichem Druck erfolgen (s. Fig. 8).

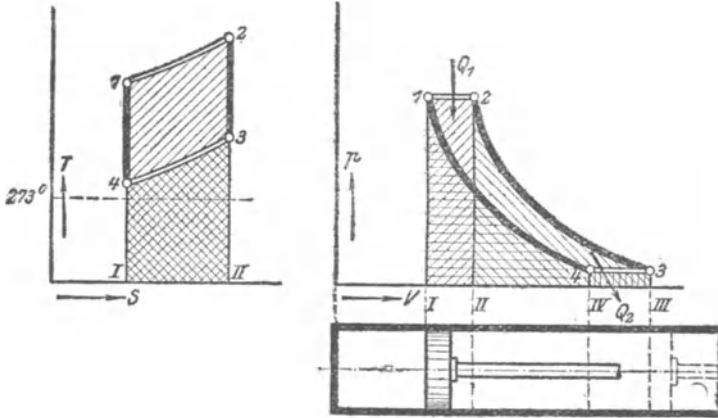


Fig. 8.

Zustandsänderung	<i>TS</i> -Diagramm. Zugeführte Wärme	<i>PV</i> -Diagramm. Erzeugte Arbeit
1. Wärmezufuhr bei unveränderlichem Druck.	+ $Q_1 = 1\ 1\ 2\ II$	+ 1 2 III I
2. Ausdehnung ohne Wärmezufuhr- oder -ableitung.	—	+ 2 3 III II
3. Wärmeableitung bei unveränderlichem Druck.	— $Q_2 = 1\ 4\ 3\ II$	— 4 3 III IV
4. Verdichtung auf den Anfangszustand ohne Wärmezufuhr- oder -ableitung.	—	— 1 4 IV I

Kreisprozeß: Wärme $Q_1 - Q_2 = 1-2-3-4 \equiv$ Arbeit 1-2-3-4.

Der Wärmewirkungsgrad ist:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1};$$

es ist hier:

$$Q_2 = G \cdot c_p (T_3 - T_4)$$

$$Q_1 = G \cdot c_p (T_2 - T_1); \text{ daher:}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_1} \text{ oder wie unter 2. entwickelt:}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_4}{T_1}.$$

Da T_4 und T_1 auf einer Adiabate liegen,

so ist auch:

$$\eta = 1 - \left(\frac{V_1}{V_4}\right)^{\kappa-1} = 1 - \left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}.$$

Wir sehen, daß der Ausdruck für den Wirkungsgrad gleich dem des Gleichraumverfahrens ist.

4. Der Kreisprozeß nach Diesel. Bei diesem Arbeitsverfahren erfolgt die Wärmezufuhr bei unveränderlichem Druck, während die Wärmeabfuhr bei gleichbleibendem Rauminhalt erfolgt (s. Fig. 9).

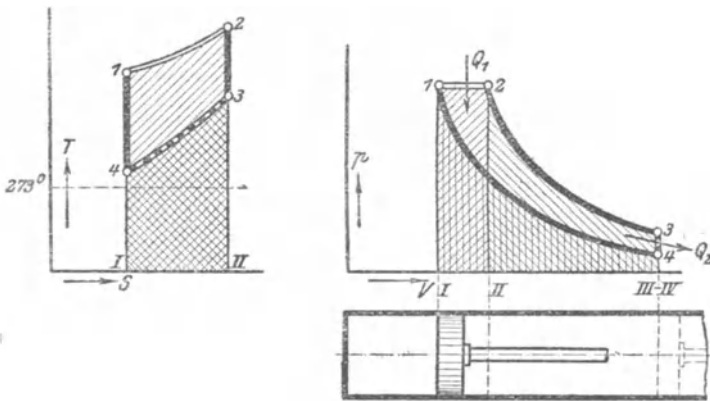


Fig. 9.

Zustandsänderung	<i>TS</i> -Diagramm. Zugeführte Wärme	<i>PV</i> -Diagramm. Erzeugte Arbeit
1. Wärmezufuhr bei unveränderlichem Druck.	+ $Q_1 = 1\ 1\ 2\ II$	+ $1\ 2\ III\ I$
2. Ausdehnung ohne Wärmezufuhr- oder -ableitung.	—	+ $2\ 3\ III\ II$
3. Wärmeableitung bei unveränderlichem Rauminhalt.	— $Q_2 = I\ 4\ 3\ II$	—
4. Verdichtung auf den Anfangszustand ohne Wärmezufuhr- oder -ableitung.	—	— $1\ 4\ IV\ I$

Kreisprozeß: Wärme $Q_1 - Q_2 = 1-2-3-4 \equiv$ Arbeit $1-2-3-4$.

Der Wärmewirkungsgrad ist:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1};$$

$$Q_2 = G \cdot c_v (T_3 - T_4)$$

$$Q_1 = G \cdot c_p (T_2 - T_1)$$

$$\eta = 1 - \frac{c_v}{c_p} \cdot \frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_1};$$

T_3 und T_4 sind nun Temperaturen einer Zustandsänderung bei unveränderlichem Rauminhalt, T_2 und T_1 bei unveränderlichem Drucke, daher ist:

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{p_3}{p_4}; \text{ also } T_3 = \frac{p_3}{p_4} \cdot T_4$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{V_2}{V_1}; \text{ also } T_2 = \frac{V_2}{V_1} \cdot T_1.$$

Werden diese Werte eingesetzt, so wird:

$$\eta = 1 - \frac{c_v}{c_p} \cdot \frac{T_4 \left(\frac{p_3}{p_4} - 1 \right)}{T_1 \left(\frac{V_2}{V_1} - 1 \right)}.$$

Nach den Gesetzen der adiabatischen Zustandsänderung ist:

$$\frac{T_4}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_4} \right)^{\kappa - 1}; \text{ ferner}$$

$$p_3 \cdot V_3^\kappa = p_2 \cdot V_2^\kappa; \text{ also } p_3 = \frac{p_2 \cdot V_2^\kappa}{V_3^\kappa}.$$

$$p_4 \cdot V_4^\kappa = p_1 \cdot V_1^\kappa; \text{ also } p_4 = \frac{p_1 \cdot V_1^\kappa}{V_4^\kappa}.$$

Mithin ist:

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2 \cdot V_2^\kappa \cdot V_4^\kappa}{V_3^\kappa \cdot p_1 \cdot V_1^\kappa}; \text{ und da}$$

$$V_3 = V_4$$

$$p_1 = p_2$$

$$\frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^\kappa.$$

Der Ausdruck für den Wirkungsgrad geht daher über in:

$$\eta = 1 - \frac{c_v}{c_p} \cdot \left(\frac{V_1}{V_4} \right)^{\kappa - 1} \cdot \frac{\left(\frac{V_2}{V_1} \right)^\kappa - 1}{\frac{V_2}{V_1} - 1} = 1 - \left(\frac{V_1}{V_4} \right)^{\kappa - 1} \cdot \frac{\left(\frac{V_2}{V_1} \right)^\kappa - 1}{\kappa \cdot \left(\frac{V_2}{V_1} - 1 \right)}.$$

V_4 ist der Anfangsraum der Verdichtung, V_1 der Endraum derselben, $\frac{V_4}{V_1}$ ist somit das Verdichtungsverhältnis, welches mit ε bezeichnet wird.

V_2 ist der Raum, den der Arbeitskörper nach der Wärmezufuhr einnimmt, oder bis zu welchem voller Druck im Zylinder herrscht. $\frac{V_2}{V_1}$ nennt man das Volldruckverhältnis und bezeichnet es mit ε_1 .

Bei Anwendung dieser Bezeichnungen ergibt sich die einfachere Form:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\varepsilon_1^{\kappa} - 1}{\kappa(\varepsilon_1 - 1)}.$$

5. Vergleich der einzelnen Arbeitsverfahren.

Wir haben gesehen, daß die Wärme, die einem Gas zugeführt wird, verbraucht werden kann zur Erwärmung des Gases (Erhöhung der Temperatur), dann aber auch zur Vergrößerung des Rauminhaltes. Wird die Erwärmung = 0 (Isotherme), so wird alle zugeführte Wärme zur Vergrößerung des Rauminhaltes verbraucht, also in Arbeit umgesetzt. Für Wärmekraftmaschinen ist also das Carnot-Verfahren anzustreben, und zwar zwischen Temperaturen, die möglichst weit voneinander liegen.

Das Verfahren der Dampfmaschine kommt dem von Carnot ziemlich nahe, denn die Wärmezufuhr im Kessel findet bei gleichbleibender Temperatur statt, desgleichen die Wärmeabfuhr im Kondensator.

Trotzdem brachte die Entwicklung der Wärmekraftmaschinen das Gleichraumverfahren, welches ungünstiger ist als das von Carnot. Aber auch das Gleichraumverfahren konnte sich in der Ausführung nur ein bestimmtes Gebiet sichern, denn bald erstand allen Wärmekraftmaschinen auf den verschiedensten Gebieten ein Mitbewerber in der Maschine mit dem Diesel-Verfahren, dessen Wirkungsgrad theoretisch wieder unter dem des Gleichraumverfahrens steht.

Wir können hier die zunächst befremdende Tatsache feststellen, daß die Entwicklung der Wärmekraftmaschinen den umgekehrten Weg ging, den die Theorie wies. Die theoretischen Arbeitsverfahren wurden mit jeder Entwicklungsstufe ungünstiger. Welchen Grund hat diese merkwürdige Entwicklung? Es ist der Unterschied zwischen der Güte des Arbeitsverfahrens an sich und der Durchführung desselben. Das beste Arbeitsverfahren wird unbrauchbar, wenn es nicht in die Tat umgesetzt werden kann.

Durch Betrachtung der Arbeitsweise der Dampfmaschine, durch Festlegung des Ideals einer solchen gelangte Carnot zur Aufstellung seines Arbeitsverfahrens. Aber trotzdem die Wärmezufuhr und -abfuhr

in der Dampfmaschine bei gleichbleibender Temperatur erfolgen, versagen in der Durchführung die beiden adiabatischen Zustandsänderungen vollkommen.

Abgesehen davon, daß der Arbeitskörper — Wasserdampf — sich nicht für Wärmekraftmaschinen eignet, wie schon Carnot nachwies — da die innere Verdampfungswärme für die Arbeitsleistung verloren geht —, gelangt die Vergrößerung des Temperatur- bzw. Druckgefälles bald an seine praktisch noch durchführbare Grenze. Die ständige Drucksteigerung des Dampfes, durch welche die Entwicklung der Dampfmaschine gekennzeichnet wird, hatte die Erhöhung des Temperaturgefälles zum Zweck. Und als die obere Grenze für das Material und den Bau erreicht war, als man den Druck nach oben hin nicht mehr weiter steigern konnte, versuchte man die Streckung des Druckgefälles nach unten, die bessere Ausnutzung der Kondensation. Ja, man verließ die bewährte und gut durchgebildete Kolbenmaschine und entwickelte mit viel Mühe und Kosten die Dampfturbine, welche eine bessere Ausnutzung der Luftleere und dadurch die Möglichkeit größeren Druckgefälles brachte.

Der Erfolg ist dann auch der, daß trotz des an und für sich guten Arbeitsverfahrens die Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Wärme in der Dampfmaschine sehr gering ist. Eine rund hundertjährige Entwicklung, ein ungeheurer Aufwand an Fleiß und Unverdrossenheit hatte das Ergebnis, daß von 100 WE, die aufgewendet werden, anfangs nur 3, schließlich ungefähr 10 nutzbar gemacht werden. So wurden die Vorteile eines an sich guten Arbeitsverfahrens hinfällig durch die Unmöglichkeit eines hohen Temperaturgefälles, die Ungeeignetheit des Arbeitskörpers und schwere, unüberwindbare Hindernisse bei der Durchführung. In den Feuerungen der Dampfkessel geht ein großer Teil der durch Verbrennung entwickelten Wärme für seine Bestimmung verloren. Bei hohen Beanspruchungen kann dieser Verlust bis 50 v. H. des Heizwertes des Brennstoffes betragen.

Man versuchte daher bald andere Wärmekraftmaschinen und gelangte zu guten Ergebnissen in dem Maße, wie unter Mitwirkung der Dampfmaschine die Materialherstellung Fortschritte machte. Der Fortschritt konnte nur erreicht werden in einem Arbeitsverfahren, bei dessen Durchführung als Arbeitskörper Luft diente und unter Ausschaltung des Kessels die Verbrennung in der Maschine selbst vor sich ging. Dadurch war gleichzeitig die Möglichkeit eines höheren Druckgefälles gegeben. Dies Bestreben brachte die Gleichraum- oder Verpuffungsmaschine, die anfangs mit gasförmigem, dann auch mit flüssigem Brennstoff betrieben wurde.

Theoretisch steht das Gleichraumverfahren dem der Dampfmaschine nach, aber die Durchführung ist aus den vorhin genannten Gründen

ungleich günstiger. Luft als Arbeitskörper, Erhöhung des Temperaturgefalles brachten den Wirkungsgrad der Durchführung des Gleichraumverfahrens auf 20 v. H.

Dieser Wirkungsgrad ist:

$$\eta = 1 - \frac{T_4}{T_1} = 1 - \left(\frac{V_1}{V_4}\right)^{\kappa-1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

d. h. abhängig von dem Verdichtungsverhältnis. Je höher also die Verdichtung getrieben wird, desto günstiger wird der Wirkungsgrad.

Nun wird bei diesen Maschinen mit der Verbrennungsluft gleichzeitig der Brennstoff angesaugt, der vor dem Eintritt in den Arbeitszylinder vergast wird, so daß bei der Verdichtung ein Gemisch von Luft und Brennstoff im Zylinder ist. Die Entzündung erfolgt dann durch besondere Einwirkung zur bestimmten Zeit. Wenn man dem mathematischen Ausdruck zufolge die Verdichtung steigert, so gelangt man an eine Grenze, bei der die Verdichtungswärme die Selbstzündung des Luft-Gas-Gemisches zur Folge hat. Diese Grenze liegt bei 5—8 at. Auch hier kann der Wirkungsgrad demnach nicht beliebig verbessert werden.

Dies gelingt erst dadurch, daß die Luft allein verdichtet und in diese hoch verdichtete Luft der Brennstoff eingeführt wird. Diesen Fortschritt brachte das Diesel-Verfahren. Aus dem Vergleich der Ausdrücke für den Wirkungsgrad des Gleichraumverfahrens und dem von Diesel, nämlich der Gleichungen:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad \text{und} \quad \eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\varepsilon_1^{\kappa} - 1}{\kappa (\varepsilon_1 - 1)}$$

ist ersichtlich, daß bei gleichem Verdichtungsverhältnis das Gleichraumverfahren günstiger ist, denn es ist immer

$$\frac{\varepsilon_1^{\kappa} - 1}{\kappa (\varepsilon_1 - 1)} > 1.$$

Aber die Möglichkeit, im Diesel-Verfahren das Verdichtungsverhältnis erheblich zu steigern, hat bei den Maschinen dieses Verfahrens eine weitere Verbesserung der tatsächlichen Ausnutzung der Wärme gebracht. Die Diesel-Maschinen arbeiten mit einer Verdichtung bis zu 35 at und erreichen dabei Wirkungsgrade von rund 30 v. H. Das ist der beste Wirkungsgrad, welcher bisher in Wärmekraftmaschinen erreicht wurde.

In der Theorie folgen also die Wärmekraftmaschinen der Güte nach:

1. Verfahren gleicher Temperatur (Carnot, Dampfmaschine von Watt),
2. Verfahren gleichen Raumes (Otto, Verpuffungsmaschine),
3. Verfahren gleichen Druckes (Diesel, Diesel-Maschine).

In der Durchführung dieser Verfahren ist die Reihenfolge umgekehrt, nämlich:

1. Diesel-Maschine,
2. Verpuffungsmaschine.
3. Dampfmaschine.

Dieser Gang der Entwicklung ließe demnach eine weitere Verbesserung erwarten durch Steigerung des Verdichtungsdruckes im Diesel-Verfahren. Aber auch hier gibt es eine praktische Grenze. Mit zunehmendem Verdichtungsdruck wächst nämlich die innere Reibung der Maschine, besonders die Zylinderreibung, so daß die Reibungsverluste den wärmetechnisch erreichten Vorteil bald wieder ausgleichen.

Ein neuer wesentlicher Fortschritt wird daher von der Ölturbine zu erwarten sein. Dieser Fortschritt wird aber erst nach Lösung der vielen Schwierigkeiten erreicht werden, die dem Bau der Ölturbine noch entgegenstehen.

III. Wärmeerzeugung.

Die chemischen Grundbegriffe. Für die Erzeugung der Wärme für Wärmekraftmaschinen kommt die Verbrennung in Frage. Sie ist ein chemischer Vorgang, zu dessen Verständnis die Kenntnis der chemischen Grundbegriffe unerlässlich ist.

Die Veränderungen, denen man Körper unterwerfen kann, sind entweder derart, daß

1. nur die äußeren Eigenschaften geändert werden: Aggregatzustand, Dichte, Rauminhalt. Mit diesen Änderungen beschäftigt sich die Physik. Dann aber kann
2. der Stoff eines Körpers verändert werden. Mit diesen Veränderungen beschäftigt sich die Chemie.

Wird z. B. Wasser unter 0° abgekühlt, so gefriert es, durch Erwärmung wird es wieder flüssig, durch weitere Erwärmung dampfförmig: dies sind physikalische Änderungen.

Bringt man aber Wasser mit Kalziumkarbid zusammen, so entstehen ganz neue Körper: gelöschter Kalk und Azetylen. Es ist dies eine chemische Änderung, da der Stoff geändert wurde.

Grundstoffe. Wenn man einen elektrischen Strom durch Wasser leitet, so wird letzteres zersetzt, und man kann zwei Gasarten auffangen: Sauerstoff und Wasserstoff, deren Eigenschaften in jeder Beziehung von denen des Wassers abweichen. Das Wasser besteht also aus mehreren anderen Körpern. Alle Versuche, Sauerstoff oder Wasser-

stoff in andere Körper zu zerlegen, sind ergebnislos. Daher nennt man diese Stoffe Grundstoffe (Elemente).

Die Grundstoffe werden mit Buchstaben bezeichnet.

Verbindungen. Verbinden sich zwei oder mehr Grundstoffe miteinander, so entsteht die chemische Verbindung, ein neuer Körper, der ganz andere Eigenschaften haben kann als die Grundstoffe, aus denen er entstanden ist; z. B. Sauerstoff unterhält die Verbrennung; Wasserstoff brennt sehr lebhaft; die Verbindung beider (Wasser) brennt nicht, sondern löscht Feuer. Chlor wirkt tödlich, in Verbindung mit Natrium ist es jedoch als Kochsalz für den menschlichen Organismus unentbehrlich.

Die chemische Verbindung darf nicht verwechselt werden mit dem Gemenge (Gemisch). Sauerstoff und Wasserstoff in Verbindung geben Wasser, im Gemenge Knallgas; Sauerstoff und Stickstoff verbinden sich zu Salpetersäure, im Gemenge bilden sie die atmosphärische Luft.

Atomgewicht. Die Grundstoffe verbinden sich nur in ganz bestimmten Gewichtsmengen oder einem Vielfachen davon. Diese Gewichtsmengen sind die kleinsten Teile der Grundstoffe (Atome) und werden auf das Gewicht von Wasserstoff bezogen. Das Atomgewicht eines Grundstoffes gibt also an, wieviel mal so schwer dieses Atom ist als 1 Atom Wasserstoff.

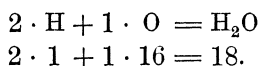
Wertigkeit. Unter Wertigkeit versteht man die atombindende Kraft bezogen auf Wasserstoff. Die Wertigkeit wird mit römischen Zahlen angegeben.

Die für diese Betrachtungen wichtigsten Grundstoffe sind:

	Atomgewicht	Wertigkeit
Wasserstoff . . . H	1	I
Sauerstoff . . . O	16	II
Kohlenstoff . . . C	12	IV
Stickstoff . . . N	14	III

d. h. Sauerstoff verbindet sich in Gewichtsteilen = 16; 2×16 ; 3×16 usw. und kann 2 Atome = 2×1 Gewichtsteile Wasserstoff binden. 1 Atom Kohlenstoff wiegt 12mal soviel als 1 Atom Wasserstoff und kann 4 Atome Wasserstoff binden. Daher bindet 1 Atom Kohlenstoff auch 2 Atome = 2×16 Gewichtsteile Sauerstoff.

Molekulargewicht von Verbindungen. Nach dem bisher Gesagten würde die Verbindung von H und O nach folgender Gleichung vor sich gehen:



Das Verbindungsgewicht von Wasser ist also 18.

In ähnlicher Weise ergibt sich für Kohlensäure:

$$\begin{aligned} 1 \cdot C + 2 \cdot O &= CO_2 \\ 1 \cdot 12 + 2 \cdot 16 &= 44. \end{aligned}$$

Daraus läßt sich auch die Frage beantworten: Wieviel kg O sind erforderlich, um mit 1 kg C Kohlensäure zu bilden?

CO₂ hat das Verbindungsgewicht $12 + 2 \cdot 16 = 44$. Mithin binden 12 Gewichtsteile Kohlenstoff 32 Gewichtsteile Sauerstoff, und zur Bindung von 1 kg C sind mithin $\frac{32}{12} = \frac{8}{3}$ kg O erforderlich.

Verbrennung. Bei allen chemischen Veränderungen spielt die Wärme eine bedeutende Rolle. Man kann durch sehr hohe Temperaturen Wasserdampf in seine Grundstoffe, Sauerstoff und Wasserstoff, zerlegen, H und O entwickeln aber auch bei ihrer Vereinigung eine bedeutende Wärme (Knallgas). Alle Vereinigungen, bei denen Stoffe mit O Verbindungen eingehen, sind mit Wärmeentwicklung verbunden. Diese Vereinigung nennt man Verbrennung, gleichgültig ob diese

1. ohne Flambildung vor sich geht, also langsam erfolgt (Oxydieren von Metallen, Verwitterung der Kohle);
2. mit Flambildung oder Erglühen der Stoffe (brennendes Holz oder Kohle); oder
3. so plötzlich erfolgt, daß man von einer Verpuffung (Explosion) spricht.

Der zur Verbrennung erforderliche Sauerstoff wird bei Verbrennungskraftmaschinen der Luft entzogen. Von einer genügenden Luftzufuhr in dem Verbrennungsraum hängt also die gute Arbeitsweise der Maschine ganz wesentlich ab.

Die zur Verbrennung eines bestimmten Brennstoffes erforderliche Luftmenge läßt sich aus seiner Zusammensetzung bestimmen. Die flüssigen Brennstoffe z. B. bestehen überwiegend aus Kohlenstoff und Wasserstoff. Nehmen wir ein Verhältnis C : H = 90 : 10 an, so entstehen bei vollkommener Verbrennung durch Luft N + CO₂ + H₂O als Verbrennungsprodukte auf folgende Weise:



Also werden gebraucht:

für 1 kg C

$$\frac{32}{12} = \frac{8}{3} \text{ kg O}$$

für 0,9 kg C

$$\frac{8}{3} \cdot 0,9 = 2,4 \text{ kg O}$$

für 1 kg H

$$\frac{16}{2} = 8 \text{ kg O}$$

für 0,1 kg H

$$8 \cdot 0,1 = 0,8 \text{ kg O}$$

Mithin werden zur Verbrennung von 1 kg Brennstoff gebraucht:

$$0,9 \cdot \frac{8}{3} + 0,1 \cdot 8 = 3,2 \text{ kg O oder}$$

$$\frac{100}{21} \cdot 3,2 = 15,24 \text{ kg Luft, entsprechend:}$$

$$\frac{15,24}{1,293} = 11,8 \text{ m}^3 \text{ Luft.}$$

Dabei entstehen bei dieser Verbrennung

$$0,9 \cdot \frac{44}{12} = 3,3 \text{ kg CO}_2 \text{ und}$$

$$0,1 \cdot \frac{18}{2} = 0,9 \text{ kg H}_2\text{O.}$$

Allgemein läßt sich der theoretische Sauerstoff- oder Luftbedarf von 1 kg Brennstoff, in welchem

C kg Kohlenstoff,

H kg Wasserstoff,

S kg Schwefel,

O kg Sauerstoff

enthalten sind, bestimmen durch:

$$\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H + S - O \text{ kg Sauerstoff, entsprechend}$$

$$\frac{100}{21} \left(\frac{8}{3} C + 8 H + S - O \right) \text{ kg Luft oder}$$

$$\frac{100}{1,293 \cdot 21} \left(\frac{8}{3} C + 8 H + S - O \right) \text{ m}^3 \text{ Luft.}$$

Die Entstehung der Brennstoffe. Wie wird bei diesen Vorgängen das Gesetz von der Erhaltung der Energie erfüllt? Wenn bei der Verbrennung Wärme entsteht, so muß nach dem Gesetz von der Erhaltung der Energie eine andere Energie verbraucht worden sein; dies ist die Kraft, mit der die Grundstoffe einander zustreben: die chemische Energie. Die Entstehung dieser Energie bedingt aber wieder den Aufwand einer anderen. Es wird z. B. Wärme oder Elektrizität verbraucht um Verbindungen zu trennen, während umgekehrt wieder bei der Verbindung von Grundstoffen Wärme oder Elektrizität erzeugt wird.

Wenn wir nun heutzutage Kohlenarten, Öle, Holz usw., alles Verbindungen, welche Kohlenstoff enthalten, verbrennen; wenn wir mit anderen Worten Wärme erzeugen durch Vereinigung von Sauerstoff der Luft mit Kohlenstoff; wenn wir also die chemische Energie verbrauchen, um Wärme zu erzeugen, so fragen wir: Wie entstand die chemische Energie, wie weit können wir den Ursprung dieser ge-

waltigen Energiequelle, der der Mensch den gegenwärtigen Stand der Kultur verdankt, zurückverfolgen?

Es muß eine Zeit gegeben haben, da die Hülle der Erde nicht wie jetzt aus 79 v. H. N, 21 v. H. O und etwas CO_2 bestand, sondern in anderer Reihenfolge aus sehr viel Kohlensäure, aus Stickstoff und wenig Sauerstoff. In dieser Luft konnten weder Mensch noch Tier leben, denn diese Lebewesen brauchen zum Leben Sauerstoff, sie atmen Sauerstoff ein und atmen Kohlensäure aus. Anders verhält es sich mit den Pflanzen. Diese gebrauchen zu ihrem Aufbau Kohlenstoff, den sie durch die Blätter mit der Kohlensäure aus der Luft aufnehmen. Durch Einwirkung des Sonnenlichtes und der Wärme trennen sie den Kohlenstoff und Sauerstoff und stoßen den Sauerstoff ab.

In der Steinkohlenzeit, in der die Gashülle der Erde die oben erwähnte Zusammensetzung hatte, verbanden sich Kohlensäure und Metalle, und aus dieser Verbindung entstanden die gewaltigen Kalklager. Dabei entwickelte sich aber durch den reichen Vorrat an Kohlensäure eine üppige Pflanzenwelt, es entstanden Wälder, von denen wir uns heute kaum eine Vorstellung machen können. Die Sonnenwärme trennte durch die Pflanzen unaufhörlich Kohlenstoff und Sauerstoff, der Kohlenstoff blieb in den Pflanzen, der Sauerstoff trat in die Gashülle der Erde, in der nach und nach der Kohlensäuregehalt sank, während der Sauerstoffgehalt gleichzeitig stieg. So war die Vorbedingung für das Leben von Mensch und Tier gegeben.

Sobald Pflanzen absterben, verfaulen oder verwesen, bilden sie mit dem Sauerstoff der Luft Kohlensäure zurück unter Wärmeentwicklung: der Vorgang kehrt um. Zur Steinkohlenzeit war aber zunächst der Sauerstoffvorrat gering, so daß die Rückbildung nicht vor sich gehen konnte und der Kohlenstoff zurückblieb. Dadurch und durch späteren Luftabschluß, der bei Umbildungen der Erdoberfläche durch Verschüttungen hergestellt wurde, entstanden die vorweltlichen (fossilen) Brennstofflager. Hier lagert ein ungeheurer Vorrat an Sonnenwärme und harrt der Wiedererstehung.

In den Brennstoffen ist demnach Sonnenwärme aufgespeichert, mit anderen Worten: Die Energieform Wärme ist in chemische Energie umgewandelt, indem Kohlenstoff und Sauerstoff getrennt wurden. Bei der Verbrennung bilden wir also Wärme zurück, die der Sonne entnommen und als chemische Energie gelagert war. Bringen wir Brennstoffe zur Entzündung und führen Sauerstoff zu, so setzen wir chemische Energie in Wärme um und diese wieder in den Maschinen in mechanische Arbeit.

Über die Entstehung der Erdöle bestehen eine Anzahl Theorien, die im Grunde diesen C-H-Verbindungen einen ähnlichen Ursprung

geben. So werden die Erdöle zurückgeführt auf die Überreste vorweltlicher Seetiere (Engler); weiter sollen sie vegetabilischen Ursprungs sein, und schließlich nimmt man an, daß sie durch Einwirkung von Wasserdampf auf Kohlensäure-Verbindungen entstanden sind (Mendelejeff).

Alle diese Annahmen werden bekräftigt dadurch, daß es möglich ist, die in den Ölen enthaltenen CH-Verbindungen auf diesen Wegen künstlich nachzubilden.

Die festen Brennstoffe liefern, wie nachfolgend noch erwähnt wird, bei der trockenen Destillation Teere, aus denen wieder Öle gewonnen werden, die sich mit den Destillationsprodukten des Erdöles in eine Parallele bringen lassen und auch so wie diese dann in Verbrennungskraftmaschinen als Treibmittel benutzt werden. Diese Tatsache zeigt, daß über die Entstehung und Ausnutzung der Öle dieselben Betrachtungen und Erklärungen wie über die festen Brennstoffe anwendbar sind.

IV. Die flüssigen Brennstoffe.

Als Treibmittel¹⁾ in Ölmaschinen gelangen zur Verwendung:

1. Erdöl,
2. Braunkohlenteeröl,
3. Schieferteeröl,
4. Steinkohlenteeröl,
5. pflanzliche Öle,
6. tierische Öle.

Erdöl.

Die Bezeichnung Erdöl (gleichbedeutend mit Naphtha), Steinöl (oleum petrae) = Petroleum oder Petrol, soll für das Rohöl gebraucht werden, wie es aus der Erde kommt. Das Leuchtöl oder Lampenpetroleum (in Rußland „Kerosin“), ein Destillationsprodukt des Rohöls, als Steinöl oder Petroleum zu bezeichnen, kam in einer Zeit auf, als das Erdöl hauptsächlich zur Verwendung als Leuchtöl gewonnen wurde.

¹⁾ Die Bezeichnung Treiböl für Öle, die zum Betriebe von Verbrennungskraftmaschinen gebraucht werden, wird von Kutzbach (Z. d. V. d. J. 1907) vorgeschlagen.—Dr. Constam und Dr. Schläpfer (Z. d. V. d. J. 1913) schlagen für diese Öle auch in Übereinstimmung mit „Kraftgas“ die Bezeichnung „Kraftöl“ vor.

Die Erdölausbeute der Welt betrug im Jahre 1915¹⁾:

	Millionen Tonnen	v. H. der ges. Erzeugung
Vereinigte Staaten von Nordamerika	37,48	65,85
Rußland	9,35	16,06
Mexiko	4,38	7,71
Niederländisch-Indien	1,71	2,90
Rumänien	1,67	2,82
Britisch-Indien	0,98	1,73
Galizien	0,57	0,98
Japan	0,41	0,73
Peru	0,33	0,58
Deutschland	0,14	0,23
Andere Länder	0,27	0,41
	57,29	100,00

Das Erdöl wird gewonnen, indem die Erdrinde über dem Erdöllager durchbohrt wird. Das Bohrloch wird dann durch geeignete Schieber abgesperrt. Durch Rohrleitungen wird das Erdöl als ein Gemenge von CH-Verbindungen, die teils gasförmig, flüssig und fest sind, in große Behälter geleitet. Hier treten die gasförmigen Bestandteile zum Teil aus oder werden abgeleitet, während sich die festen und damit auch Schlamm und sonstige Beimengungen absetzen. Das Öl wird dann einer Destillation unterworfen, wobei die für bestimmte Verwendungszwecke geeigneten Destillationsprodukte nach ihrer Siedetemperatur voneinander geschieden werden.

Danach unterscheidet man als Hauptgruppen:

1. Leichtöl	{	Petroleumäther	40—70°
		Benzin	80—100°
		Gasolin	120°
		Ligroin	150°
2. Leuchtöl	{	Lampenpetroleum	150—300°
		Solaröl	
		Kerosin	
		Brennöl	
3. Gasöl			300°
4. Schwere Öle.	{	Schmieröl	über 300°
		Heizmasut	

¹⁾ Northrop, The United States Geological Survey. — S. auch: „Technik und Wirtschaft“ 1917, Heft 2 und 3. — Jos. Mendel, Petroleumwirtschaft und Weltkrieg.

5. Rückstände: Erdölparaffin, Asphalt, Pech, Gudron.

Die Destillationsgrenzen lassen sich aus der Bezeichnung des Öles nicht genau angeben, zumal die einzelnen Destillationsprodukte unter allen möglichen Bezeichnungen in den Handel kommen. In bezug auf Verzollung und polizeilicher Vorschrift wegen Feuergefahr wird neben der Bezeichnung jedesmal das spezifische Gewicht, der Flammpunkt usw. angegeben.

Von den oben aufgeführten Destillationsprodukten des Erdöls kommt für Diesel-Maschinen das Gasöl in Frage. Dasselbe hat seinen Namen daher, weil es früher hauptsächlich zur Karburierung von Wassergas in Gasanstalten verwendet oder durch Zersetzung in glühenden Retorten zu Ölgas verarbeitet wurde.

Braunkohlenteeröl.

Die Braunkohle wird in Deutschland hauptsächlich im Thüringer Braunkohlenbezirk gewonnen. Bei der trockenen Destillation, die im Schwelzylinder vorgenommen wird, entstehen:

1. Schwelgase, die zum Heizen des Schwelzylinders und zur Kraft- und Lichterzeugung benutzt werden;
2. Koks, Grude genannt, der in Grudeöfen als Brennmaterial gebraucht wird;
3. Braunkohlenteer.

Dieser wird destilliert, und es werden der Reihe nach abgeschieden:

1. Braunkohlenbenzin;
2. Solaröl;
3. Braunkohlenteeröl;
4. Paraffinöl;
5. Braunkohlenteerpech.

Das Paraffinöl ist der Rückstand der Paraffinfabrikation. Aus dem Paraffinöl wird nämlich durch Abkühlung Paraffin ausgeschieden, und das zurückbleibende paraffinarme Öl wird als Gasöl benutzt, eignet sich aber auch gut zur Verwendung in Ölmotoren. Es muß jedoch unbedingt auf Paraffin und Schwefel untersucht werden.

Schieferteeröl.

Dasselbe wird aus ölhaltigem Schiefer oder durch Destillation der Kreide gewonnen. Die Ausbeute ist natürlich nach Güte und Menge sehr verschieden. Diese Art der Ölgewinnung ist für unsere Betrachtung natürlich von geringer Bedeutung. Jedoch soll das Schieferteeröl hier der Vollständigkeit wegen erwähnt werden, da es sich zum Betriebe von Ölmotoren verwenden läßt.

Der Schieferteer gibt bei der Destillation:
Öle, Paraffin und Pech.

Steinkohlenteeröl.

Das Steinkohlenteeröl wird bei der Destillation des in Kokereien und Leuchtgasanstalten gewonnenen Steinkohlenteers überdestilliert. Es ist ein Gemisch von Kohlenwasserstoffen der Benzolreihe, worauf später nochmals hingewiesen wird.

Bei der Destillation des Steinkohlenteers entstehen der Reihe nach:

1. Leichtöl. Rohbenzol, Toluol, Xylol, Naphtalin . . . bis 170 °,
2. Mittelöl. Karbolöl „ 230 °,
3. Schweröle. Kreosotöl „ 270 °,
4. Anthrazenöl „ 320 °,
5. Pech.

Gemische von 2, 3 und 4 werden als Treiböle für Diesel-Maschinen gebraucht. Da ihre Zündfähigkeit für die zur Verfügung stehende Temperatur jedoch nicht ausreicht, so wird die Zündung im Zylinder durch ein besonderes Zündöl (Gasöl) eingeleitet.

Bei kalter Witterung scheidet das Steinkohlenteeröl vielfach Naphthalin und Anthrazen aus, welche als weiße und gelbliche Flocken Rohrleitungen und Ventile verstopfen können. Durch Anwärmen und Umrühren des Öles lösen sich diese Ausscheidungen wieder.

Wegen seiner schweren Entzündbarkeit wird Steinkohlenteeröl für Schiffsölmaschinen bisher wenig gebraucht, doch ist es kaum zweifelhaft, daß der Verwendung des Steinkohlenteeröls auf diesem Gebiete eine große Zukunft bevorsteht. Gerade in Deutschland werden die Preiserhöhung des Erdöls, Transport und Zollkosten und nicht zuletzt die Abhängigkeit vom Auslande die Einführung des Steinkohlenteeröls beschleunigen und das Verfahren zu seiner Verwendung verbessern.

Durch die im Steinkohlenteeröl befindlichen Phenole wird die Haut angegriffen, ja es können Vergiftungen hervorgerufen werden; naturgemäß leiden die Augen am meisten. Daher soll man nach der Arbeit die Hände sofort reinigen, mit beschmutzten Händen aber auf keinen Fall die Augen reiben. Als Heilmittel für solche Verletzungen wird kohlen-saures Natron empfohlen.

Als Packungsmaterial für Teeröl hat sich in Leim getränkte Pappe bewährt; ungeeignet sind Gummi und alle sonstigen in Kohlenwasserstoffen löslichen Materialien.

Pflanzliche Öle.

Die aus Pflanzen gewonnenen Öle sind allgemein für den Antrieb von Ölmaschinen von untergeordneter Bedeutung; für die Kolonien ver-

dienen sie jedoch berücksichtigt zu werden. Durch Versuche sind eine ganze Reihe von Ölen als brauchbar befunden worden, so z. B.: Sesamöl, Rizinusöl, Erdnußöl, Kokosnußöl, Palmöl.

V. Die Untersuchung der flüssigen Brennstoffe.

Für die Untersuchung eines Öles ist es von Wichtigkeit, bei der Entnahme der Probe eine Mischung aller Ölschichten zu bekommen. Man muß also einzelne Proben in verschiedener Höhe des Ölbehälters entnehmen und diese wieder mischen. Andernfalls bekommt man nämlich entweder nur die dünnflüssigen oder die dicken Bestandteile des Öles, was in jedem Falle ein falsches Bild gibt.

Heizwert.

Die Wärmemenge in WE, welche 1 kg eines Brennstoffes bei der Verbindung mit Sauerstoff entwickelt, bezeichnet man mit Heizwert. Die Bestimmung des Heizwertes erfolgt aus der Zusammensetzung der Brennstoffe, da eine Verbindung von Elementen einen Heizwert hat, welcher der Summe der Heizwerte ihrer Bestandteile entspricht. Genaue Festsetzung der Heizwerte der einzelnen Grundstoffe und Berücksichtigung der zur Atombindung aufgewendeten Energie würde die Grundlage einer genauen Berechnung sein. Ferner wird der Gesamtgehalt eines Grundstoffes nur dann in Rechnung einzusetzen sein, wenn er nicht schon an Sauerstoff gebunden ist. So nimmt beispielsweise nur noch der freie Wasserstoff an der Verbrennung teil, nicht mehr der im Wasser des Brennstoffs enthaltene, so daß der nutzbare Wasserstoffgehalt sich zu $H - \frac{O}{8}$ ergibt, wenn O der Sauerstoffgehalt des Brennstoffes ist.

Ferner verbraucht das Wasser des Brennstoffes bei der Verbrennung Wärme, da es bei der Verbrennung verdampft; der Verbrauch wird zu 600 Wärmeeinheiten angenommen.

Sind in 1 kg Brennstoff

$$\begin{aligned} 0,88 &= \text{C kg Kohlenstoff,} \\ 0,10 &= \text{H kg Wasserstoff,} \\ 0,008 &= \text{O kg Sauerstoff,} \\ 0,003 &= \text{S kg Schwefel,} \\ 0,009 &= \text{W kg Wasser} \end{aligned}$$

enthalten, so errechnet sich der Heizwert in Wärmeeinheiten nach der Verbandsformel:

$$H = 8100 C + 29\,000 \left(H - \frac{0}{8} \right) + 2500 S - 600 W.$$

$$H = 8100 \cdot 0,88 + 29\,000 \left(0,1 - \frac{0,008}{8} \right) + 2500 \cdot 0,003 - 600 \cdot 0,009.$$

$$H = 10\,001,1 \text{ WE.}$$

Der Heizwert läßt sich aus dem spezifischen Gewicht mit genügender Genauigkeit errechnen. Nach Kropf und Schermann erhält man den Heizwert in BTU. aus dem spezifischen Gewicht in Graden nach Baumé durch:

$$H = \frac{140}{130 + B} \text{ BTU.}$$

Auf deutsche Werte umgerechnet wäre das:

$$H = 6600 + \frac{3111}{s} \text{ WE.}$$

Genauer rechnet man, wie durch eine Reihe von Versuchen (s. z. B. S. 46) festgestellt wurde, mit:

$$H = 6600 + \frac{3000}{s} \text{ WE.}$$

Also: Je höher das spezifische Gewicht, desto niedriger der Heizwert.

Für gewöhnlich wird der Heizwert eines Brennstoffes durch den Versuch festgestellt. Für die zum Betriebe von Ölmaschinen in Frage kommenden Brennstoffe bedient man sich dazu der kalorimetrischen Bombe von Berthelot (Mahler), welche in Fig. 10 dargestellt ist. Ein starkwandiges Stahlgefäß, welches außen vernickelt und innen emailliert ist, taucht in ein Wasserbad. Im Innern der Bombe wird ein Platin- oder auch Tonschälchen zur Aufnahme des zu untersuchenden Brennstoffes aufgehängt. Der übrige Raum der Bombe wird mit Sauerstoff (20 at) angefüllt. Die Entzündung des Brennstoffes erfolgt beim Durchschmelzen eines dünnen Eisendrahtes, der von einer Stromquelle von 8—10 Volt und 2 Amp. zum Erglühen gebracht wird. Der Brennstoff verbrennt und gibt dabei die entstehende Wärme an das Wasser des Kalorimeters ab, welches durch ein Rührwerk ständig bewegt wird, und dessen Temperatur man an einem Thermometer mit $\frac{1^\circ}{100}$ Genauigkeit durch Lupe abliest. Aus der Erwärmung des Wassers wird die entwickelte Wärme errechnet, wobei natürlich zu berücksichtigen ist, daß Bombe, Thermometer, Rührwerk und Gefäß auch Wärme aufgenommen haben. Der Wasserwert dieser Teile ist in Rechnung zu setzen.

Bei dem Verbrennungsvorgang ist in der Bombe durch den chemisch gebundenen Wasserstoff und das dem Brennstoff anhaftende Wasser eine bestimmte Menge Wasserdampf entstanden. Die Erzeugungswärme dieses Wasserdampfes, welcher nach dem Versuch wieder zu Wasser von $20\text{--}30^\circ$ abgekühlt ist, ist an das Wasser des Kalorimeters wieder

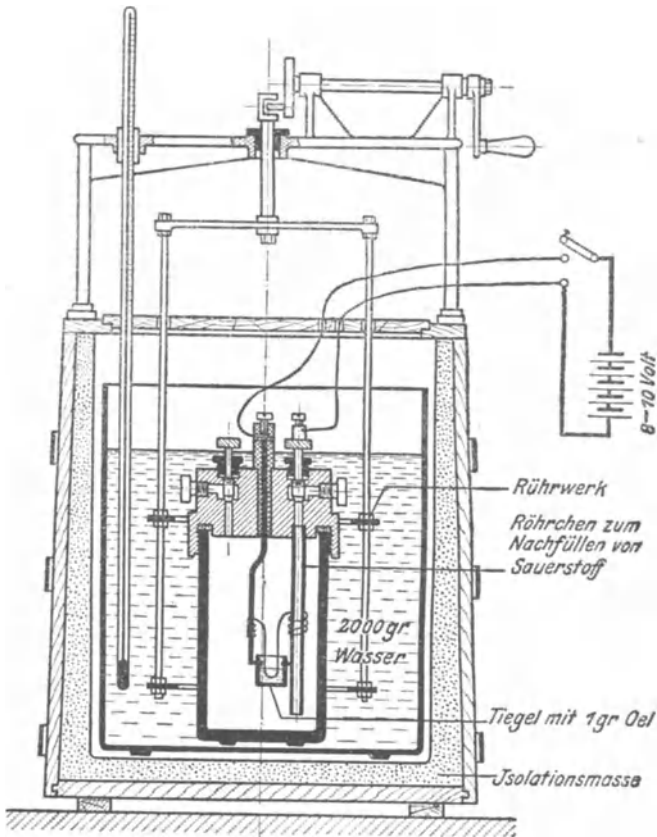


Fig. 10.

abgegeben und mitgemessen, während sie in der Maschine am Arbeitsvorgang nicht teilnimmt, da das Wasser als Wasserdampf entweicht. Bei Festsetzung des Heizwertes mittels der kalorimetrischen Bombe wird also jedesmal ein um die Verdampfungswärme des sich bildenden Wassers zu hohes Ergebnis in bezug auf die Ausnutzung des Brennstoffes in der Maschine gefunden. Man spricht deshalb von dem „oberen Heizwert“, der in der Bombe festgestellt wird, und dem „unteren oder nutzbaren Heizwert“, der gefunden wird, indem man

von dem oberen Heizwert die Verdampfungswärme des in der Bombe gefundenen Verbrennungswassers abzieht.

Die Untersuchung eines Treiböles hatté folgendes Ergebnis: Es wurden 1,000 g Treiböl verbrannt, außerdem verbrannte der Eisendraht mit, welcher 0,032 g wog und einen Heizwert von 1600 WE hatte.

Das Wassergefaß enthielt 2000 g Wasser. Da aber mit dem Wasser bei der Verbrennung auch die Bombe, das Gefäß, Rührwerk, Thermometer usw. erwärmt werden, ist der Wasserwert dieser Teile, d. h. das Wassergewicht, welches durch dieselbe Wärmezufuhr die gleiche Temperaturerhöhung erfährt, durch Rechnung oder Versuch ermittelt. Der Wasserwert für das benutzte Instrument betrug 387 g, so daß in Wirklichkeit $2000 + 387 = 2387$ g Wasser erwärmt wurden.

Nachdem die Temperaturen aller Teile des Apparates ausgeglichen waren, betrug die Temperatur $21,12^\circ$. Nach der Zündung stieg die Temperatur auf $25,60^\circ$, so daß die bei der Verbrennung erzeugte Wärme

$$2387 \cdot (25,6 - 21,12) = 10\,693,76 \text{ WE}$$

betrug. Davon entstanden durch Verbrennung des Eisendrahtes

$$0,032 \cdot 1600 = 51,2 \text{ WE,}$$

so daß der obere Heizwert des Öles

$$H_o = 10\,693,76 - 51,2 = 10\,642,56 \text{ WE}$$

betrug.

Die in der Bombe verbliebenen Dämpfe wurden durch Chlorcalcium hindurch abgelassen und darauf das in der Bombe befindliche Wasser verdampft. Der Wasserdampf wurde mit einer Pumpvorrichtung ebenfalls durch Chlorcalcium abgeleitet. Chlorcalcium nimmt Wasser auf, es hatte, wie durch Abwiegen vor und nach dem Versuch festgestellt wurde, 0,883 g Wasser aufgenommen, dessen Verdampfungswärme rund:

$$0,883 \cdot 600 = 529,8 \text{ WE}$$

beträgt. Der untere Heizwert des Öles ist also:

$$H_u = 10\,642,56 - 529,8 = 10\,112,76 \text{ WE.}$$

Das spezifische Gewicht des Öles betrug 0,85, so daß sich hieraus der Heizwert auch ergibt zu:

$$6600 + \frac{3000}{0,85} = 10\,129 \text{ WE.}$$

Stockpunkt.

(Kältepunkt, Erstarrungspunkt.)

Man bezeichnet damit die Temperatur, bei der das Öl erstarrt, also seine Flüssigkeit verliert. Durch die im Öl erstarrten Teile wird ein Verstopfen von Rohrleitungen und Ventilen hervorgerufen, und die Möglichkeit, das Öl durch Pumpen zu fördern, hört selbstverständlich

auf. Häufig ist der Paraffingehalt des Öles die Ursache, daß das Öl bei ungefähr 0° plötzlich erstarrt. Bei Teerölen ist es meistens Anthrazen und Naphtalin, welche bei Kälte kleine, gelbe bzw. weiße Kristalle bilden. Auch Pflanzenöle, wie Palmöl, Olivenöl usw. erstarren leicht. Es soll auch hier darauf hingewiesen werden, daß ein zu hoher Wassergehalt des Öles zum Einfrieren führen kann. In allen diesen Fällen wird durch Erwärmung bzw. Umrühren des Öles die Betriebsfähigkeit wieder hergestellt. Daher sollte man dort, wo die Möglichkeit großer Abkühlung des Öles vorliegt, Anwärmevorrichtungen vorsehen.

Die Ermittlung des Stockpunktes erfolgt nach Holde¹⁾ in der Weise (s. Fig. 11), daß das zu untersuchende Öl in ein Probiergläschen mit einer der geforderten Temperatur entsprechenden Kältemischung getaucht und mit einem geeigneten Thermometer gemessen wird. Die Kältemischung befindet sich in einem Emaillegefäß, welches wiederum in einem mit gestoßenem Eis gefüllten Behälter steht. Während der Abkühlung, die mindestens 1 Stunde lang dauern soll, wird das Gläschen ab und zu angehoben und sofort darauf geneigt. Die Temperatur, bei der das Fließen des Öles beim Neigen aufhört, ist der Stockpunkt.

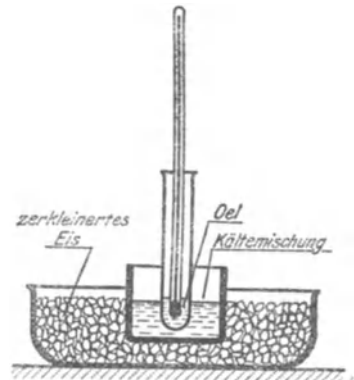


Fig. 11.

Als Lösungen für verschiedene Temperaturen werden von Holde angegeben:

- 0° Eis,
- 5° in 100 T. Wasser 13 T. Kalisalpeter + 3,3 T. Kochsalz,
- 10° „ 100 „ „ 22,5 „ Chlorkalium,
- 15° „ 100 „ „ 25 „ Salmiak.

Ein einfaches Verfahren ist folgendes:

Man gibt das zu untersuchende Öl in ein Probierglas, steckt ein Thermometer hinein und hält das Glas vor ausströmende Preßluft. Das Glas kann auch mit einem feuchten Lappen umwickelt werden. Auf diese Weise erhält man — 8 bis — 10° . Ist das Öl bei dieser Temperatur noch fließend, so ist es für diesen Fall als brauchbar anzusehen. Unbrauchbare Öle, welche Wasser, Paraffin usw. enthalten, würden um 0° herum schon erstarren.

¹⁾ Prof. Dr. D. Holde, Untersuchung der Kohlenwasserstofföle und Fette. Berlin, Verlag von Julius Springer.

Flammpunkt.

Der Flammpunkt ist die Temperatur, bei der das Öl so viel Gas entwickelt, daß beim Nähern einer offenen Flamme die Entzündung erfolgt.

Der Flammpunkt ist also auch das Maß für die Feuergefährlichkeit eines Öles. Die Verfahren zur Feststellung des Flammpunktes sind sehr verschieden und liefern daher auch stark voneinander abweichende Ergebnisse. Es ist daher zur Beurteilung unbedingt erforderlich, bei Zahlenangaben zu untersuchen, ob das angewandte Verfahren für die zu untersuchende Ölsorte und die vorliegenden Verhältnisse genau genug und brauchbar ist.

Die am häufigsten, besonders in Deutschland gebrauchten und als maßgebend angewandten Apparate zur Bestimmung des Flammpunktes sind die von Abel und Pensky-Martens. Da der Apparat von Abel für Öle mit einem bis zu 50° zu erwartenden Flammpunkt gebraucht wird, der Apparat von Pensky für Öle mit einem Flammpunkt von über 50° , also auch für Treiböle der Ölmaschinen, so soll letzterer genauer beschrieben werden.

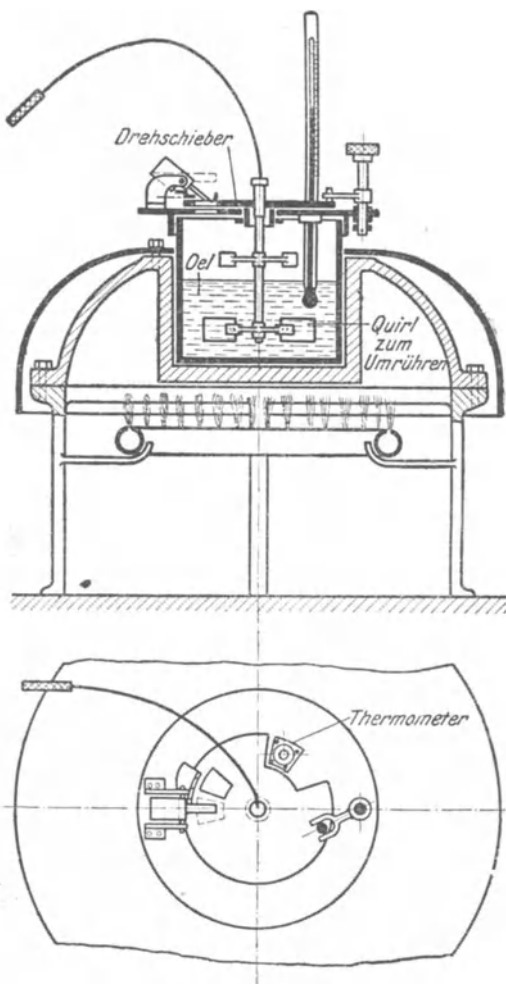


Fig. 12.

Das zu untersuchende Öl wird bis zu einer bestimmten Marke in ein Gefäß gefüllt. Dieses Gefäß wird in einen heizbaren metallenen Heizmantel gesetzt. Als Isolation dient die zwischen Heizmantel und der äußeren halbkugelförmigen Umhüllung befindliche Luftschicht (s. Fig. 12). Das Ölgefäß ist oben mit einem Deckel verschlossen,

durch welchen ein Thermometer und ein Rührwerk in das Innere des Gefäßes geleitet sind. Außerdem hat der Deckel eine Öffnung, die von einem Drehschieber geschlossen wird. Beim Drehen dieses Schiebers wird die Öffnung freigegeben und gleichzeitig mit derselben Bewegung eine kleine Flamme in das Ölgefäß gesenkt.

Das zu untersuchende Öl muß natürlich vollkommen wasserfrei sein, da etwa entstehende Wasserdämpfe die Erreichung eines brauchbaren Ergebnisses unmöglich machen. Besondere Sorgfalt ist auf die Reinigung des Gefäßes zu verwenden. Wird dasselbe mit einer leicht flüchtigen Flüssigkeit (Benzin, Äther usw.) ausgewischt, so ist hernach mit Fließpapier nachzureiben und dann noch etwa vorhandene Spuren von Dämpfen mit trockenem Luftstrom auszutreiben. Bei der Erwärmung des Öles ist von Grad zu Grad mit dem gemeinsamen Griff die Deckelöffnung freizulegen und das Flämmchen einzutauchen. Bei einer bestimmten Temperatur werden aus dem Öl so viel Öldämpfe entweichen, daß beim Nähern des Flämmchens eine Entflammung erfolgt. Die Temperatur, bei der dies eintritt, ist der Flammpunkt.

Ein anderes Verfahren zur Bestimmung des Flammpunktes ist das von Brenken (s. Fig. 13). Die Entzündung erfolgt durch eine kleine Flamme, welche für einige Sekunden nicht näher als 12 mm an die Oberfläche des Öles gebracht wird. Der Nachteil dieser Methode, daß z. B. das Flämmchen von oben mit der Hand dem Öle genähert wird, wodurch leicht Willkürlichkeiten und Ungenauigkeiten vorkommen, ist durch eine Abänderung nach der Versuchsanordnung von Marcussen beseitigt. Bei dieser schwenkt man das Flämmchen zwangsläufig in stets gleicher Höhe über der Ölprobe.

Es ist leicht verständlich, daß diese Verfahren im offenen Tiegel immer höhere Zahlen ergeben als die Feststellung im geschlossenen Behälter, da die sich bildenden Öldämpfe aus dem offenen Tiegel zum Teil entweichen. Sichere Ergebnisse in bezug auf Feuersgefahr geben also immer die Untersuchungen nach Pensky-Martens. Der Apparat von Pensky-Martens läßt schon ganz geringe Beimengungen von Benzin usw. erkennen, für die das Verfahren im offenen Tiegel kaum Veränderungen im Flammpunkt zeigt.

Gerhards, Ölmaschinen.

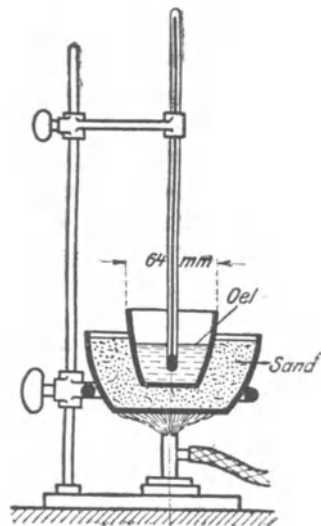


Fig. 13.

So ergaben z. B. Untersuchungen:

	Pensky-Martens	off. Tiegel	Unterschied
Diesel-Motoren-Treiböl (Erdöl)	65	87	+ 22
„ „	105	120	+ 15
„ „	75	103	+ 28
„ „	75	107	+ 32
„ „	83	105	+ 22
„ (Braunkohlen- teeröl)	82	87	+ 5

Brennpunkt.

Nach dem Aufflammen der Öldämpfe erlischt die Flamme wieder, die Verbrennung des Öles ist dadurch noch nicht eingeleitet. Die Temperatur, bei der die Verbrennung des Öles weitergeht, ist der Brennpunkt. Er liegt bei den meisten Ölsorten 20 bis 30° höher als der Flammpunkt, oft sogar 50° höher. Man darf jedoch nicht vergessen, daß in großen Behältern bei Temperaturen, die dem Flammpunkt des Öles entsprechen, derart große Mengen von Öldämpfen entstehen, daß durch deren Entflammung Wärmemengen auftreten, die das Weiterbrennen des Öles bewirken. Maßgebend für die Feuergefährlichkeit ist also immer der Flammpunkt.

Zündpunkt.

Man versteht darunter die Temperatur, bei der zuerst Selbstzündung bei Atmosphärendruck eintritt. Erst neuerdings sind die Umstände und Bedingungen zur Selbstzündung von Brennstoffen zum Gegenstand eingehender Forschungen gemacht worden¹⁾. Anregung gab natürlich die Entwicklung der Verbrennungskraftmaschinen, als man unter Vermeidung von Zündern usw. zur Selbstzündung durch Verdichtungswärme überging (Diesel-Verfahren).

Die Kenntnis des Zündpunktes ist aber natürlich auch für alle Fälle von Selbstzündung, wie sie in der Praxis bei Kohlenbunkern, gebrauchter Wischbaumwolle und besonders bei Schmierölen für HD-Luftpumpen usw. vorkommen, von der allergrößten Wichtigkeit.

Die genaue Erforschung der Zündpunkte unter verschiedenen Verhältnissen für die in Frage kommenden Brennstoffe ist erst eingeleitet.

Dr. Holm hat die Zündpunkte verschiedener Brennstoffe folgendermaßen festgestellt: In einem Heräusschen Röhrenofen stand ein glasierter

¹⁾ Zeitschrift für angewandte Chemie 1913, Nr. 37, 273. — Dr. Holm, Über Entzündungstemperaturen (Zündpunkte).

Z. d. V. d. J. 1913, S. 1578. — Dr. Constam und Schläpfer, Über Treiböle.

Porzellantiegeldeckel umgekehrt auf einem Porzellanrohr. Der Deckel ließ die Lötstelle eines Thermoelementes frei, welches die in dem Erhitzungsraum herrschende Temperatur an einem Galvanometer anzeigte. Unter ständiger Erwärmung wurden von 10 zu 10° Tropfen des zu untersuchenden Öles auf den Porzellantiegel fallen gelassen, bis bei einer bestimmten Temperatur ein Aufflammen erfolgte. So ergab sich z. B. der Zündpunkt

für Petroleum	zu 380 °,
„ Gasöl	„ 350 °,
„ Teeröl	„ 580 °,
„ Schmieröl für Kompressoren	„ 410 °.

Siedepunkt.

Man bezeichnet damit bekanntlich die Temperatur, bei der eine Flüssigkeit anfängt zu sieden. Die Wichtigkeit der Kenntnis des Siedepunktes wird klar, wenn man bedenkt, daß die für unsere Zwecke zur

Verwendung kommenden Brennstoffe aus der fraktionierten Destillation hervorgehen. Die Grenzen des Siedepunktes nach unten und oben lassen daher einen sicheren Schluß auf die Güte des in Frage kommenden Öles zu, denn es können einesteils Mischungen mit leichter siedenden Bestandteilen vorkommen, wodurch Flammpunkt

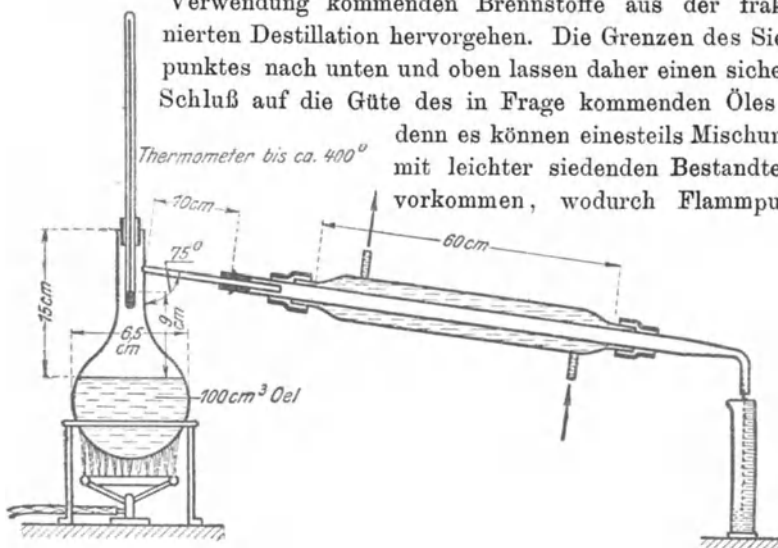


Fig. 14.

spezifisches Gewicht usw. beeinflusst werden, andernteils können auch Beimengungen vorhanden sein, die höher sieden.

Die Destillation erfolgt nach dem Verfahren von Engler-Ubbelohde im Normalapparat nach den Beschlüssen des Dritten Internationalen Petroleumkongresses 1907 (s. Fig. 14). Der Siedepunkt ist diejenige Temperatur, bei welcher der erste Tropfen vom Kühlerende fällt.

Im Betriebe erprobte Treiböle zeigten bei der Destillation folgende Zusammensetzung:

Treiböl	Siede- punkt	Es gingen über in T. v. H.				
		bis 200°	200 bis 250°	250 bis 300°	300 bis 350°	über 350°
Erdöl.	195	4	28	38	24	6
„	193	2	12	40	32	14
„	197	—	20	46	28	6
Braunkohlenteeröl . .	204	—	20	40	24	16

Verkokungsrückstände.

Wird ein Treiböl unvollkommen verbrannt, so entsteht ein schwarzer Rückstand, der sich im Betriebe bei unvollkommener Verbrennung im Zylinder in den Ecken, Ventilen, Auspuffrohren usw. als schwarze Schmiere absetzt. Diese Schmiere wird hart und setzt die Kolbenringe fest, so daß diese am Federn gehindert werden. Hierauf sind in vielen Fällen die Brüche von Kolbenringen zurückzuführen. Desgleichen leiden die Ventildichtungsflächen, die Düsenöffnungen der Brennstoffventile verschmutzen, so daß ein großer Verkokungsrückstand zu häufigen Betriebsstörungen führen kann. Jedenfalls muß bei Verwendung eines solchen Öles der Arbeitsraum des Zylinders mit Kolben und Ventilen häufig untersucht und gereinigt werden.

Der Ölkoks läßt sich zwar nie ganz vermeiden, bei guten Ölen ist er ein Zeichen dafür, daß die Verbrennung im Zylinder mangelhaft gewesen ist, bei sorgfältiger Überwachung des Betriebes kann aber auch ein ungeeignetes Öl den Rückstand verursachen. Treiböle werden daher auf Koksbildung untersucht, indem eine bestimmte Gewichtsmenge (10 ÷ 20 g) des Öles in einem Platin- oder Porzellantiegel so lange erhitzt wird, bis keine Dämpfe mehr entweichen. Der zurückbleibende Koks betrug nach diesem Verfahren bei den durch Destillation zerlegten Ölen (s. S. 52), die sich im Betriebe bewährt hatten, 0,2 bis 1,2 v. H.

Der Verkokungsrückstand wird in einigen Versuchsanstalten auch so ermittelt, daß das Öl in einem Tiegel mit einem Deckel, welcher in der Mitte ein Loch hat, zum Brennen gebracht wird. Erlischt das aus dem Loch aufsteigende Flämmchen, so wird der Rückstand gewogen. Nach diesem Verfahren ergaben die Ölsorten 0,02 bis 1,0 v. H. Koks-rückstand.

Bei der Bedeutung, die der Koks-rückstand für den Betrieb von Ölmaschinen hat, wäre es wünschenswert, auch für diese Untersuchung genaue und allgemein gültige Festsetzungen zu treffen.

Unverbrenliches.

Wird dieser Rückstand in dem nunmehr offenen Tiegel weiter mit stärkerer Flamme verbrannt, so bleibt zum Schluß eine unverbrennliche Asche übrig. Diese Asche ist für den Betrieb sehr störend und gefährlich, denn sie zerstört die Glätte der Laufflächen und Kolbenringe und setzt sich in Ventildichtungsflächen usw. Auf unverbrennliche Bestandteile müssen die Treiböle daher unbedingt geprüft werden. Die vorher untersuchten Öle hatten einen Aschengehalt von 0 bis 0,05 v. H.

Mechanische Verunreinigungen.

Treiböle müssen natürlich frei von allen Verunreinigungen sein, da diese je nach ihrer Art die Verbrennung und den Betrieb stören können. Es handelt sich dabei um Sand, Rostblätter aus Behältern und Schmutz aller Art.

Die Verunreinigungen sind bei hellen Ölen meist schon mit bloßem Auge zu erkennen, auf jeden Fall lassen sie sich aber nachweisen, indem man eine Ölprobe mit Benzol oder einem anderen Mittel verdünnt und die Probe etwas stehen läßt. Während sich alle dickflüssigen Bestandteile des Öles lösen, bleiben die mechanischen Verunreinigungen als Bodensatz bestehen. Durch Filtrieren können die Beimengungen auch genau festgestellt werden.

Säuregehalt.

Die Ermittlung des Säuregehalts oder das Vorhandensein von Säure überhaupt kann durch eine Lackmusprobe erfolgen. Man verdünnt etwas Öl mit Benzin und gibt etwas alkoholische Lackmuslösung hinzu, wird diese beim Umschütteln rot gefärbt, so ist in dem Öl Säure vorhanden. Die Untersuchung kann natürlich auch mit Lackmuspapier erfolgen.

Die genaue Untersuchung auf Säure erfolgt in der Weise, daß man 10 bis 20 cm³ des zu untersuchenden Öles mit der doppelten Menge Alkohol verdünnt und dann Alkaliblauf als Indikator gegen Lauge hinzugebt. Hierauf titriert man mit einer Natron- oder Kalilauge $\frac{1}{10}$ normal und stellt den Verbrauch von Lauge bis zur Rotfärbung des Indikators fest. Diese Lauge wurde zur Neutralisierung der in dem Öl vorhandenen Säure verbraucht.

Die Normallösung enthält soviel Gramm eines Körpers in 1 l Wasser oder Alkohol gelöst, als bei einwertigen Verbindungen dem Molekulargewicht M entspricht, bei n-wertigen $\frac{M}{n}$.

Eine Lösung normal (N) ent-

hält also in 1 l $\underbrace{39 + 16 + 1}_{56 \text{ g KOH}}$ oder $\underbrace{23 + 16 + 1}_{40 \text{ g NaOH}}$

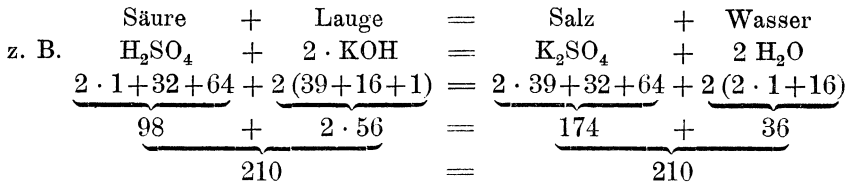
Eine Lösung $\frac{1}{10}$ normal

$\left(\frac{1}{10} \text{ N}\right)$ enthält „ 1 l 5,6 g KOH „ 4,0 g NaOH

Eine Lösung $\frac{1}{10}$ normal

$\left(\frac{1}{10} \text{ N}\right)$ enthält „ 1 cm³ 0,0056 g KOH „ 0,004 g NaOH

Die Umsetzung zwischen Säure und Lauge geht nun folgendermaßen vor sich:



2 Moleküle Lauge binden also 1 Molekül Schwefelsäure

1 „ „ „ $\frac{1}{2}$ „ „

mithin:

56 Gewichtsteile KOH binden $\frac{98}{2}$ Gewichtsteile H₂SO₄

56 „ KOH „ $\frac{80}{2} = 40$ Gewichtsteile SO₃
(Schwefelsäure-Anhydrit
(SO₃ = 32 + 48 = 80))

oder: 40 „ NaOH „ 40 Gewichtsteile SO₃

1 cm³ Lauge $\frac{1}{10}$ normal mit 0,0056 g KOH oder 0,004 g NaOH wird also zur Bindung von 0,004 g SO₃ erforderlich sein.

Wenn z. B. 5 cm³ Lauge verbraucht werden, so waren in den 10 cm³ Öl $0,004 \times 5 = 0,02$ g Säure als SO₃ enthalten. Das wären in Gewichtsteilen v. H. bei einem spezifischen Gewicht des Öles von 0,85:

$$\frac{0,02}{10 \cdot 0,85} \cdot 100 = 0,235 \text{ v. H. SO}_3$$

Vielfach wird auch die Säurezahl von Ölen angegeben. Darunter versteht man die Menge KOH in mg, die zur Neutralisierung von 1 g Öl erforderlich ist.

Nach dem oben Gesagten binden:

$$\begin{array}{r} 56 \text{ mg KOH} \qquad 40 \text{ mg SO}_3 \\ \frac{56}{4} = 14 \text{ mg KOH} \quad 10 \text{ mg SO}_3 \end{array}$$

Sind also in 1 g = 1000 mg Öl 10 mg SO₃ oder 1 v. H. Säure enthalten, so entspricht dieser Säuregehalt der Säurezahl 14.

Schwefelgehalt.

Der Schwefel findet sich als Beimengung in vielen Erdölen und Teerölen. Meistens macht sich seine Anwesenheit schon durch den Geruch bemerkbar. Besonders die amerikanischen Erdöle und hier wiederum die mexikanischen haben einen bedeutenden Schwefelgehalt (bis zu 5 v. H.), außerdem die Braunkohlenteeröle (bis zu 2 v. H.). Der Schwefel verbrennt während des Arbeitsvorganges im Zylinder teilweise zu wasserfreier Schwefelsäure. Solange diese wasserfrei bleibt ist sie unschädlich. Sobald aber der bei der Verbrennung entstehende Wasserdampf unter 100° abkühlt — es entsteht, wie auf S. 37 gezeigt, bei der Verbrennung von 1 kg Brennstoff ungefähr 1 kg Wasserdampf —, bildet sich sofort Schwefelsäure, welche die Metalle angreift. Als Mittel gegen diese Anfressung wurde von Dr. Gräfe¹⁾ Verbleiung der Auspuffrohre oder Verkleidung mit Tonrohrstücken vorgeschlagen.

Der Schwefel läßt sich nach Prof. Dr. Holde in der Weise feststellen, daß 1 bis 2 g Öl mit metallischem Natrium geglüht werden. Der Glührückstand wird in Wasser gelöst. Wenn Schwefel im Öl war, so erzeugt diese wässrige Lösung auf einer Silbermünze einen braunen bis schwarzen Fleck.

Zur genauen Bestimmung des Schwefelgehalts wird durch chemische Einwirkung Schwefelsäure dargestellt, und der Schwefel dann durch Zusatz von Bariumchlorid (BaCl₂) als schwefelsaures Barium (BaSO₄) gefällt und gewogen. Die Schwefelsäure kann dargestellt werden, indem man ein Gemisch von 4 g Soda (Na₂CO₃) und 4 g Salpeter (NaNO₃) schmilzt und 0,5 ÷ 1 g Öl hinzugibt²⁾.

Wassergehalt.

Wasserfreie Treiböle wird man im Handel nie finden. Für die Verwendbarkeit des Öles muß nur darauf geachtet werden, daß der Wassergehalt nicht zu hoch wird. Denn abgesehen davon, daß Wasserbeimengungen das

¹⁾ „Der Ölmotor“ 1913, Nr. 2. Dr. Graefe, Einfluß des Schwefels in flüssigen Brennstoffen.

²⁾ Prof. Dr. D. Holde, Untersuchung der Kohlenwasserstofföle und Fette. Berlin, Verlag von Julius Springer.

Gewicht erhöhen und über den Brennstoffvorrat täuschen, drücken sie ganz erheblich den Heizwert. Außerdem sei an dieser Stelle nochmals auf die Gefahr des Einfrierens von Rohrleitungen usw. hingewiesen.

Das Vorhandensein von Wasser kann man nachweisen, indem man das Öl mit einem Farbstoff behandelt, der wohl Wasser, aber nicht Öl

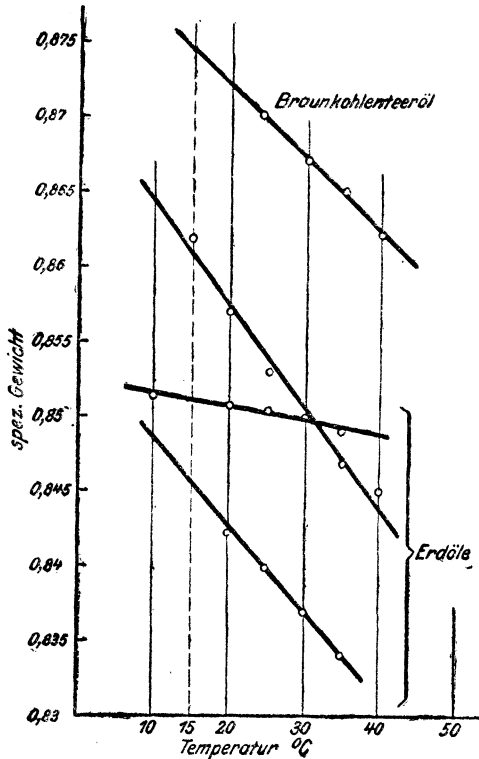


Fig. 15.

Die Destillation erfolgt im Ölbad. Nachdem 80 ÷ 90 cm³ übergegangen sind, kann man die Menge des Wassers in der Vorlage ablesen.

Das spezifische Gewicht.

Dasselbe gibt an, wieviel mal so schwer Öl von 15° ist als der gleiche Raumteil Wasser von 4°. Das spezifische Gewicht läßt wichtige Rückschlüsse auf andere Eigenschaften des Öles zu.

Die Bestimmung des spezifischen Gewichtes erfolgt am einfachsten mit Hilfe eines Aräometers. Dabei muß die Temperatur des Öles genau festgestellt werden. Die Änderung des spezifischen Gewichtes mit der Temperatur und damit die Wichtigkeit der Temperaturangabe ist in dem Schaubild 15 gezeigt.

färbt. Zu diesem Zwecke eignen sich z. B. alle Anilinfarbstoffe. Das Verfahren ist jedoch nur da anwendbar, wo es sich um größere Beimengungen handelt.

Das Vorhandensein von Wasser kann auch schon roh festgestellt werden, indem man Öl in einem Probierglas erhitzt. Spritzen und Stoßen des Öles lassen auf Wasserbeimengungen schließen.

Ferner kann man dem Öl Verbindungen beimengen, welche bei Anwesenheit von Wasser Gas entwickeln (Natriumsuperoxyd, Calciumkarbid usw.). Die aufsteigenden Gasbläschen zeigen dann die Anwesenheit von Wasser.

Nach Hofmann-Markusson destilliert man zur Bestimmung des Wassergehaltes 100 g Öl mit 100 g Xylol unter Hinzugabe von Bimssteinstückchen.

Zusammenfassung.

Die vielen Veröffentlichungen über die Beurteilung der Brauchbarkeit eines Öles für Ölmaschinen¹⁾ gehen meistens von verschiedenen Gesichtspunkten aus und sagen doch im Grunde mehr oder weniger dasselbe. Aus der Tatsache, daß der Heizwert sich aus der Zusammensetzung oder dem spezifischen Gewicht des Brennstoffes errechnen läßt, geht schon hervor, daß man mit der Hervorhebung bestimmter Eigenschaften ihr sonstiges Verhalten ebenfalls kennzeichnet. Wenn man also ein Untersuchungsergebnis zur Beurteilung des Brennstoffes heranzieht, so kann man aus diesem Ergebnis schon auf andere Eigenschaften schließen. Da z. B. Wasserstoff der leichteste Grundstoff ist und einen sehr hohen Heizwert besitzt, Kohlenstoff hingegen 12 mal so schwer als Wasserstoff ist, so kann man schließen: ein niedriges spezifisches Gewicht ist ein Zeichen für einen hohen Wasserstoffgehalt und damit hohen Heizwert des Brennstoffes.

In den Mitteilungen über Forschungsarbeiten 1908, Heft 55 (s. Z. d. V. d. I. 1907, S. 618) teilt Dr. Rieppel zum ersten Male mit, daß der

¹⁾ S. u. a.:

- Kutzbach, Die flüssigen Brennstoffe und ihre Ausnutzung in der Verbrennungskraftmaschine, mit besonderer Berücksichtigung des Diesel-Motors. Z. d. V. d. J. 1907, S. 523.
- Dr. Rieppel, Versuche über Verwendung von Teerölen zum Betrieb des Diesel-Motors. Z. d. V. d. J. 1907, S. 613.
- Dr. Graefe, Die Bewertung von Diesel-Motor-Ölen. „Der Ölmotor“ 1912, Nr. 11, S. 449. — Über den Einfluß des Schwefels in flüssigen Brennstoffen beim Motorenbetrieb. „Der Ölmotor“ 1912, Nr. 2, S. 83.
- Dr. Aufhäuser, Die chemischen Grundlagen für die Beurteilung der Diesel-Motoren-Treibmittel. „Öl- und Gasmotor“ 1913, S. 120. — Brennstoff und Verbrennungsvorgang. Z. d. V. d. J. 1917, S. 266.
- Dr. H. Schlüter, Treiböle für Verbrennungskraftmaschinen und ihre Prüfung. „Der Ölmotor“ 1913, Nr. 5, S. 365.
- Dr. Constam und Dr. Schläpfer, Über Treiböle. Z. d. V. d. J. 1913, Nr. 38—43.
- Dr. Ing. A. Sommer, Die neuere Entwicklung der Erdöltechnik. „Der Ölmotor“ 1915, Nr. 7, S. 231.
- Dr. Loebell, Die flüssigen Brennstoffe, mit besonderer Berücksichtigung der Teer-Destillationsprodukte. „Der Ölmotor“ 1912, Nr. 1, S. 31.
- Dr. L. Schmitz, Die Gewinnung inländischer Treiböle aus Braunkohlen- und Steinkohlenteer. „Der Ölmotor“ 1912, Nr. 11, S. 467.
- Drexler, Zur Frage der Schweröl- (Teer-, Teeröl-) Ausnutzung in Verbrennungsmotoren. „Der Ölmotor“ 1913, S. 125, 309, 433 und 563.
- Dr. L. Schmitz, Die flüssigen Brennstoffe, ihre Gewinnung, Eigenschaften und Untersuchung. Berlin 1912, Verlag von Julius Springer.
- Prof. Dr. D. Holde, Untersuchung der Kohlenwasserstofföle und Fette. Berlin 1913, Verlag von Julius Springer.

Wasserstoffgehalt der Elementaranalyse der flüssigen Brennstoffe für die Beurteilung von besonderer Wichtigkeit ist, und daß die Zündung um so sicherer erfolgt, je mehr das Öl zur Gasbildung neigt. Als Grenze zwischen brauchbaren und unbrauchbaren Ölen stellt Rieppel ein Atomverhältnis von 1:1,39 auf; brauchbar sind danach Öle mit einem Verhältnis 1,54 — 2,0, unbrauchbar solche mit 0,91 — 1,26 (Zahlen der untersuchten Öle).

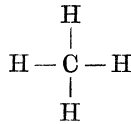
Bei einem Erdöl von der Zusammensetzung 87 v. H. C und 11 v. H. H hätte man ein Atomverhältnis von:

$$\begin{aligned} \text{H} &: \frac{\text{C}}{12} \\ 11 &: \frac{87}{12} \\ 11 &: 7,25 \\ 1,52 &: 1. \end{aligned}$$

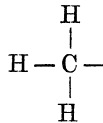
Das Öl wäre demnach für den Betrieb geeignet.

Die Verbindungen des Kohlenstoffs mit dem Wasserstoff werden nun nach dem molekularen Aufbau in zwei große Gruppen geteilt.

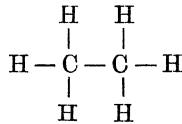
Die einfachste Verbindung der ersten Gruppe, das Methan CH_4 (Sumpfgas, Grubengas), stellt man in ihrem Aufbau folgendermaßen dar:



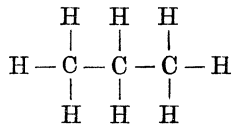
Sind nicht alle Wertigkeiten des C ausgenutzt, so ergibt sich Methyl:



Zwei Methylmoleküle können sich also wieder vereinigen zu Äthan C_2H_6 :

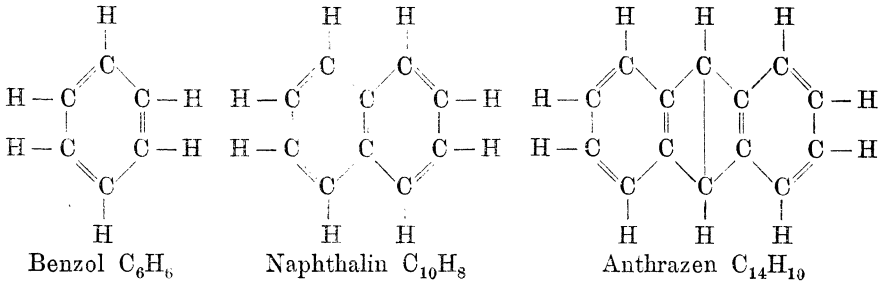


und so entstehen weiterhin Propan C_3H_8 :



Butan C_4H_{10} , Pentan C_5H_{12} usw., mithin Verbindungen von C und H von der allgemeinen Formel C_nH_{2n+2} , deren Bindung sich als Kette darstellt. Dies sind die kettenförmig gebundenen, aliphatischen, Fettkohlenwasserstoffe.

Die andere Gruppe leitet sich vom Benzol C_6H_6 ab, dessen Aufbau ringförmig (zyklisch) ist:



Nun haben die Kohlenwasserstoffe mit kettenförmiger Bindung, aus denen größtenteils alle Erdölprodukte bestehen, besonders in den höheren Gliedern bedeutend mehr Wasserstoff als die ringförmig gebundenen, die Hauptbestandteile des Steinkohlenteers; hieraus erklärt sich die bessere Brauchbarkeit der Erdölprodukte gegenüber dem Steinkohlenteer. Die CH-Verbindungen mit kettenförmiger Bindung setzen dem Zerfall des Moleküls bei der Verbrennung geringeren Widerstand entgegen als die ringförmig gebundenen, und daher neigen erstere, also die Erdöle, eher zur Gasbildung als die Steinkohlenteeröle. Den Verlauf der Gasbildung hat Rieppel für einzelne Ölsorten untersucht. Bei Wärmezufuhr stiegen Temperatur und Druck des Öles regelmäßig, bis bei ungefähr 400—500° die Druckkurve senkrecht ansteigt, während die Temperatur des Öles nicht mehr zunimmt. Alle zugeführte Wärme wird also von diesem Punkte an zur Gasbildung verbraucht. Je niedriger nun diese Temperatur ist, desto brauchbarer ist das Öl für die Verwendung in Ölmaschinen.

Die Rieppelschen Untersuchungen sind deswegen besonders wertvoll, weil es zum großen Teil Folgerungen und Erfahrungen des Betriebes sind. So wurde z. B., um den Einfluß des Paraffins auf die Brauchbarkeit des Braunkohlenteeröls zu erproben, dem letzteren 2,5—15,2 v. H. Weichparaffinmasse beigemischt, ohne daß sich während des Betriebes Schwierigkeiten einstellten. Ferner wurden Steinkohlenteeröle in Mischung mit Paraffinöl, Solaröl usw. probiert und dabei Mischungen von brauchbaren Ölen mit 40 v. H. Steinkohlenteeröl als brauchbar befunden. Benzol dagegen war wegen der starken Explosionen, Ruß- und Funkenbildung unbrauchbar.

Eingehende Untersuchungen von Treibölen haben Dr. Constam und Dr. Schläpfer in der Prüfungsanstalt für Brennstoffe der Eidg. Techn. Hochschule in Zürich durchgeführt (s. Z. d. V. d. I. 1913, Nr. 38—40). Sie bezeichnen Erdöldestillate und Braunkohlenteeröle von über 10 v. H. Wasserstoffgehalt als allgemein anwendbar, sofern keine mechanischen Beimengungen vorhanden sind. Wegen des Unterschiedes der flüssigen Brennstoffe im chemischen Aufbau und des dadurch bedingten unterschiedlichen Verhaltens in der Maschine teilen sie die Treiböle in zwei Gruppen: in solche, deren Moleküle kettenförmige Bindung haben (Erdöle, Braunkohlenteeröle und Pflanzenöle), und solche, die aus Körpern mit ringförmiger Bindung bestehen (Steinkohlenteeröle).

Da die in Frage kommenden Erdöldestillate alle ein spezifisches Gewicht kleiner als 1, Steinkohlenteeröle größer als 1 haben, so läßt sich die Ölsorte in zweifelhaften Fällen einfach dadurch feststellen, daß das Öl mit Wasser zusammengebracht wird. Steinkohlenteeröl sinkt zu Boden, Erdöle schwimmen auf dem Wasser. Meistens erkennt man das Steinkohlenteeröl aber schon am Geruch. Ferner ist Gasöl der Erdöldestillation in Benzin löslich, Steinkohlenteeröl nicht.

Jedenfalls zeigt das bisher über die Treibmittel und ihre Untersuchung Gesagte, daß der Name und die Handelsbezeichnung eines Öles nicht auf bestimmte Eigenschaften schließen lassen, und daß selbst die Bezeichnung Diesel-Motoren-Treiböl usw. nicht sagt, daß das Öl für den vorliegenden Fall brauchbar ist. Da jede Ölsorte andere Eigenschaften hat, so ist auch das Verhalten des Öles in der Maschine verschieden, und die Lieferungsbedingungen müssen sich daher nach den jeweiligen Betriebsverhältnissen richten.

Die Beurteilung der Brauchbarkeit eines Öles kann nur nach einer Untersuchung erfolgen. Für Schiffsbetriebe müssen dabei folgende Gesichtspunkte maßgebend sein:

Da für die Verwendung an Bord die Gewährleistung der Sicherheit der Besatzung und des Schiffes erste Bedingung ist, so muß in erster Linie die Höhe des Flammpunktes als Maß der Feuergefährlichkeit für die Brauchbarkeit des Öles entscheidend sein. $65 \div 70^{\circ}$ sollte man als untere noch zulässige Grenze annehmen. Die Höhe des Flammpunktes ist aber auch für den Betrieb der Maschine von Wert, da die Steuerung des Brennstoffventils immer wieder für das zur Verwendung gelangende Öl so eingestellt werden muß, daß der Verlauf der Verbrennung sich dem theoretischen Verfahren nähert. Öle mit hohem Flammpunkt und träger Vergasung werden eine andere Einstellung der Steuerung erforderlich machen als leicht vergasbare Öle mit niedrigem Flammpunkt; ebenso wie ein zu schweres Öl sich in einer Maschine bestimmter Bauart nicht mehr verarbeiten läßt, so wird auch ein zu leichtes Öl

durch heftige Entzündungen mit nachfolgender starker Drucksteigerung schädliche Stöße und Erschütterungen der Maschine verursachen.

Nun kann aber bei Mischungen sehr verschiedener Öle der Flammpunkt nach oben oder unten je nach der Probe ausfallen, über die eigentliche Zusammensetzung des Öles gibt erst die Siedeanalyse Aufschluß; deshalb sollte man auch diese vornehmen.

Der Wert der Kenntnis des Erstarrungspunktes, ebenso des Verkokungsrückstandes, Asche- und Wassergehaltes gerade wieder für Schiffsbetriebe geht aus dem oben Gesagten hervor. Das spezifische Gewicht ist für die Gewichtsrechnung erforderlich, während der Heizwert hauptsächlich wirtschaftlichen Wert hat. Schwefel- und Säuregehalt sind für die Schonung der Maschine in den zulässigen Grenzen zu halten.

Die zulässigen Grenzen für alle diese Angaben werden natürlich durch die Erfahrung festgelegt, wie überhaupt letzten Endes das Verhalten bei der Erprobung in der Maschine über die Brauchbarkeit des Treiböles entscheidet. Da nun die oben angegebenen Untersuchungsverfahren verhältnismäßig einfach durchführbar sind und bis auf die Bestimmung des Heizwertes und der Elementaranalyse — für die die Kenntnis ihrer Beziehung zum spezifischen Gewicht genügt — an Bord ausgeführt werden können, so sollte man die Betriebsleiter der Schiffsmaschinen-Anlagen durch Mitgabe von Einrichtungen in den Stand setzen, diese Untersuchung an Bord auszuführen. Die Ausgaben für diese Einrichtungen sind im Vergleich zu ihrem Nutzen sehr gering. In jedem Falle sollte man aber von jedem neu gekauften Treiböl eine Probe aufbewahren, um sie bei Unklarheiten oder Überraschungen und neuen Erfahrungen hinterher in einer Untersuchungsanstalt genauer untersuchen lassen zu können.

Auf einen Punkt soll hier zum Schluß noch hingewiesen werden. Die Verwendung von Treiböl an Bord hat jetzt noch sehr unter dem Vorurteil zu leiden. Man hält die Kohle noch vielfach für sicherer als Öl. Wir wollen daran erinnern, daß die Kohle ein Naturprodukt ist, welches, sobald es aus der Grube kommt, sofort die langsame Verbrennung und Zersetzung beginnt. Die dabei auftretende Wärme und die Entgasung führen sehr häufig zu Bunkerbränden und Kohlenstaubexplosionen, die Schiff und Besatzung in Gefahr bringen, und selbst durch gewissenhafteste Temperaturmessung und Lüftung nicht immer vermieden werden können, wie die Erfahrung genugsam lehrt. Das Treiböl aber ist ein aus der Destillation hervorgegangener Brennstoff mit unveränderlichen und genau bestimmbaren Eigenschaften; Feuergefahr tritt erst mit der Erreichung einer Temperatur ein, die dem Flammpunkt entspricht, und auch dann erst in Gegenwart von offenem

Licht. Dazu aber läßt sich das Treiböl, da der Vorrat für den gleichen Fahrbereich höchstens ein Viertel des Kohlegewichtes ist, viel sicherer lagern, bei Kriegsschiffen beispielsweise wie die Munitionskammern. Betriebsleiter mit Erfahrungen mit beiden Brennstoffen werden lieber die Verantwortung für Öl als für Kohle übernehmen. Auf die vielen Vorzüge, welche flüssige Brennstoffe den festen gegenüber für den Schiffsbetrieb haben, ist in anderen Veröffentlichungen genügend hingewiesen; sie sind allgemein anerkannt und brauchen hier nicht wiederholt zu werden. Die Anwendung der einfachen Untersuchungsmethoden wird aber das Vorurteil beseitigen, so daß das Treiböl bald seinen bösen Ruf verlieren wird.

VI. Schmierung und Schmieröl für Schiffsölmotoren.

Über die Reibung und Schmierung der Ölmotoren kann allgemein folgendes gesagt werden:

Die Reibung ist ein Widerstand, der durch die Unebenheit der sich reibenden Flächen entsteht. Da diese Unebenheiten bei verschiedenen Baustoffen verschieden sind, so gibt es für alle Baustoffe eine ihnen eigene Reibungszahl, die neben dem Normaldruck die Größe des Reibungswiderstandes bestimmt. Ferner geht daraus hervor, daß die Reibung zwischen zwei gleichen Baustoffen wegen der Übereinstimmung der Unebenheiten größer ist, als wenn bei gleichem Normaldruck verschiedene Baustoffe aufeinander reiben; aus diesem Grunde werden besondere Laufflächen durch Lagerschalen usw. gebildet.

Die Metalle, aus denen die Laufflächen hergestellt werden, sollen vor allen Dingen glatt sein. Daher wähle man Legierungen (Lagermetall, Weißmetall), die während des Betriebes die Unebenheiten der Lagerzapfen ausfüllen, verzinnen, und so durch glatte Reibflächen den Reibungswiderstand verringern. Der Zusatz von Graphit zum Schmiermittel wirkt auf dieselbe Weise.

Die Reibung ist ein Arbeitsverlust, da sie als Widerstand von der Maschine überwunden werden muß.

Wie wird dieser Verlust herabgemindert?

Die unmittelbare Berührung der Laufflächen erzeugt einen Widerstand, die sogenannte trockene Reibung, die abhängt vom Normaldruck und der Reibungszahl der Baustoffe, aber unabhängig ist von der Geschwindigkeit. Die trockene Reibung wird nun übergeführt in Flüssigkeitsreibung, indem man zwischen den sich reibenden Flächen eine Schmier-schicht bildet (Öl, Fett, Wasser, Luft). Diese geschmierte Reibung

ist im Gegensatz zu der trockenen Reibung auch von der Geschwindigkeit der sich reibenden Flächen abhängig¹⁾.

Bei einem bestimmten Lagerdruck ist die Möglichkeit eine solche Schmierschicht zu bilden abhängig von der Zähflüssigkeit des Schmiermittels, denn je dünnflüssiger dies ist, desto leichter wird es zwischen den Laufflächen fortgedrückt, so daß trockene Reibung entsteht; andernteils wird ein zu dickflüssiges Öl in dünner Schicht leicht abreißen oder überhaupt nicht als zusammenhängende Schicht zwischen die Lagerflächen gedrückt werden können. Daraus geht hervor, daß streng genommen jedes Lager Öl von bestimmter Beschaffenheit verlangt.

Da Ölmaschinen durchweg mit hohem Lagerdruck arbeiten, so wendet man meistens Druckschmierung an, bei der das Schmieröl den Lagern unter Druck zugeführt wird²⁾. Das Öl wird im Kreislauf durch die Maschine gepumpt und gelangt mehrmals durch die Lager.

Das von den Lagern ablaufende Öl sammelt sich in einem Behälter, von dem aus es durch die Ölpumpe abgesaugt wird. Die Pumpe drückt es durch Filter, welche in Parallelschaltung angeordnet sind, so daß sie während des Betriebes ausgewechselt werden können. Vor und hinter dem Filter muß ein Manometer angebracht sein, um Verstopfungen der Filter am Druckunterschied erkennen zu können. Die Druckleitung ist mit einem Überdruckventil versehen. Von den Filtern aus gelangt das Öl in Oberflächenkühler, in denen es mit Seewasser zurückgekühlt wird. Alsdann tritt es in die Wellenlager, durch die Welle in die Kurbellager, von dort in die Kolbenbolzenlager und fließt bei den einzelnen Schmierstellen wieder ab, um den Kreislauf neu zu beginnen.

Das Durchpressen des Öles durch die Lager und das Zerreiben desselben in feiner Schicht in den Lagern setzt seine Schmierfähigkeit allmählich herab. Es bildet sich in dem Öl ein dicker Satz, der von Zeit zu Zeit aus dem Sammelkasten abgelassen und durch reines Öl ersetzt werden muß. Hiermit soll man nicht zu lange warten, denn diese dicke Emulsion läßt sich schwer durch die Lager drücken und macht die Lager sehr schnell blind, d. h. die Laufflächen bekommen ein mattgraues Aussehen, ein Zeichen dafür, daß das Lagermetall abnutzt. Der dabei entstehende Metallstaub verursacht eine weitere Verschmutzung des Öles. Es muß der viel verbreiteten Ansicht entgegengetreten werden, als habe die Druckschmierung mit der wiederholten Benutzung des Öles lediglich den Zweck der Ölersparnis. Besonders

¹⁾ S. auch: Prof. Ubbelohde, „Petroleum“ VII, 1912: Zur Theorie der Reibung geschmierter Maschinenteile.

²⁾ Über die Erzeugung von Öldruck durch besondere Formgebung der Lager und Schmiernuten s.: „Jahrbuch der Schiffsbau-technischen Gesellschaft“, 1917, Prof. G ü m b e l, Einfluß der Schmierung auf die Konstruktion.

bei neuen Lagern soll man häufig reines Öl zusetzen, damit die Lager den sogenannten Lagerspiegel bekommen und die Reibungsverluste in den Lagern möglichst gering werden. Allzu große Sparsamkeit in der ersten Betriebszeit rächt sich immer durch nachfolgenden höheren Schmierölverbrauch. Ferner darf die Druckschmierung nicht zu Sorglosigkeit in bezug auf Lagerwartung verleiten, denn gerade hier können Lagerstörungen die ernstesten Folgen haben. Der Öldruck ist fraglos ein Zeichen für die Wirksamkeit der Schmierung, es darf aber nicht übersehen werden, daß verstopfte Filter oder Lager, bei denen die Schmiernuten durch zu starke Erwärmung dichtgeschoben sind, zunächst gerade eine Drucksteigerung in der Ölleitung verursachen, während zu lose Lager und zu warmes Öl andererseits den Öldruck herabsetzen. Der erforderliche Druck richtet sich selbstverständlich nach der Art der ganzen Anlage, er schwankt ungefähr zwischen 1 bis 2 at und wird auf dem Manometer durch roten Strich vermerkt.

Seewasser im Schmieröl wird gefährlich. Es kann durch Kühlwasser der Maschine oder durch Undichtigkeit der Ölkühler in die Maschine gelangen. Beim Durchströmen der Schmierstellen bildet es mit dem Schmieröl eine dicke Emulsion, wodurch ein höherer Schmierölverbrauch entsteht. Da es anfangs noch als Wasser durch die Lager- und Wellenbohrungen tritt, so bildet es hier sehr bald Roststellen, die vor allen Dingen in den Wellenbohrungen sehr hartnäckig sind und kaum wieder gänzlich beseitigt werden können. Der Rost wird immer wieder das Öl verschmutzen und so blinde Lager und hohen Ölverbrauch verursachen. Daher ist auf Anwesenheit von Seewasser im Öl besonders zu achten und gegebenenfalls möglichst sofort Abhilfe zu schaffen.

Bei jedem Durchgang durch die Lager erwärmt sich das Öl, und da es mit steigender Temperatur dünnflüssiger wird, muß es, um beim nächsten Durchfluß die zur Schmierung erforderliche Zähflüssigkeit zu besitzen, nach jedem Kreislauf gekühlt werden. Als Maß der Zähflüssigkeit dient der Vergleich des Fließvermögens von Wasser von 20 °, der in einem Flüssigkeitsmesser (Viskosimeter) von Engler vorgenommen wird (s. Fig. 16). Dabei wird festgestellt, wieviel mal solange 200 cm³ Öl von bestimmter Temperatur gebrauchen um aus einer Öffnung auszufießen als Wasser von 20 °. Die Veränderlichkeit des Fließvermögens mit der Temperatur bei einigen im Betriebe bewährten Ölsorten ist im Schaubild 17 dargestellt.

Dasselbe Schmieröl wird aber noch zu verschiedenen anderen Zwecken verwandt und muß auch hier ganz bestimmte Eigenschaften haben, um seinen Zweck ohne Betriebsstörungen zu erfüllen.

Wo die Arbeitskolben der Maschine mit Öl gekühlt werden, wird dem Kreislauf durch die Lager der des Kühlöles für die Arbeitskolben

parallel geschaltet. Während Kühlwasser für die Kolben besondere Kühler, Förderpumpen usw. erfordert, kann bei Verwendung von Schmieröl als Kühlmittel durch Parallelschaltung der beiden Kreisläufe derselbe Kühler usw. benutzt werden. Die Erwärmung des Öles in den Kolbenkühlräumen ist dabei erheblich höher als die des Öles in den Lagern. Die Temperatur des Öles kann hier so erheblich werden, daß Koksabscheidungen stattfinden, welche die Rohrleitungen verstopfen, das Schmieröl verunreinigen und vor allen Dingen eine Kruste an den Kühlflächen des Kolbenbodens bilden, da dort die Koksbildung vor sich geht. Diese Koks-schicht verhindert dann den Wärmedurchtritt und hat Überhitzung und Verbrennung des Kolbenbodens zur Folge. Dieselben Erscheinungen können selbstverständlich auftreten, wenn das Schmieröl aus der Kurbelwanne gegen die heißen Zylinder oder Kolben spritzt und dort in dünner Schicht anhaftet.

Das Schmieröl für die Arbeitszylinder und die Luftpumpenzylinder ist erklärlicherweise noch höheren Temperaturen und damit noch mehr der Gefahr zu reichlicher Koksabscheidung ausgesetzt. In den Zylindern bildet der Koks mit dem Öl eine Schmiere, die sich hinter die Kolbenringe setzt, hier hart wird und bald zum Bruch von Kolbenringen führt.

Ferner sind die zahlreichen Störungen an den Luftpumpenventilen hierauf zurückzuführen. Das Öl bildet an den Führungen dieser Ventile oder an den Dichtungsflächen Krusten, die ein Hängenbleiben oder Undichtwerden der Ventile zur Folge haben. Die Verwendung des Öles zum Kühlen von Kolben und Schmieren der Arbeitszylinder und Luftpumpenzylinder verlangt demnach, daß der Verkokungsrückstand des Öles nicht zu hoch ist. Die Feststellung des Verkokungsrückstandes erfolgt auf die gleiche Weise wie beim Treiböl auf S. 52 beschrieben. Nach diesem Verfahren wurde der Verkokungsrückstand von bewährten Schmierölen zu 1,5 ÷ 3,5 v. H. festgestellt. Das oben beschriebene Verfahren ist fraglos roh und großer Willkür unterworfen. Es wäre wünschenswert, daß bei der Wichtigkeit der Kenntnis des Verkokungs-

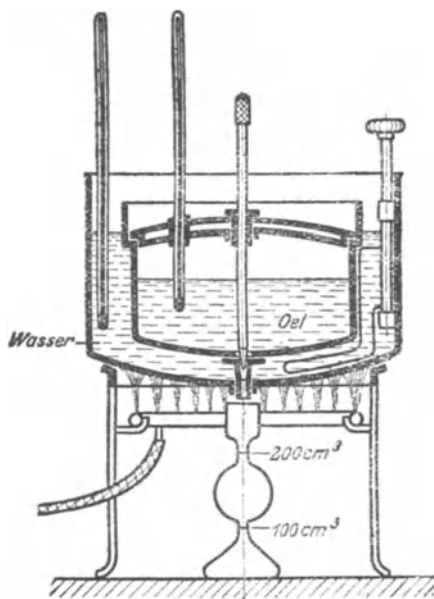


Fig. 16.

rückstandes bei Schmierölen das Verfahren einheitlich und fest geregelt würde.

Die Zylinderschmierung erfordert auch ein Öl, dessen Flammpunkt so hoch liegt, daß das Öl nicht zu schnell verbrennt, denn dadurch würden die Zylinderflächen trocken werden. Im Arbeitszylinder verbrennt fraglos ein Teil des Schmieröls bei der Verbrennung des Treiböls mit. Das Schmieröl erzeugt durch unvollkommene Verbrennung den üblen Geruch in den Auspuffgasen¹⁾.

Im Luftpumpenzylinder entstehen ebenfalls sehr hohe Temperaturen durch die Verdichtung der Luft. Wird der Zylinder zu reichlich ge-

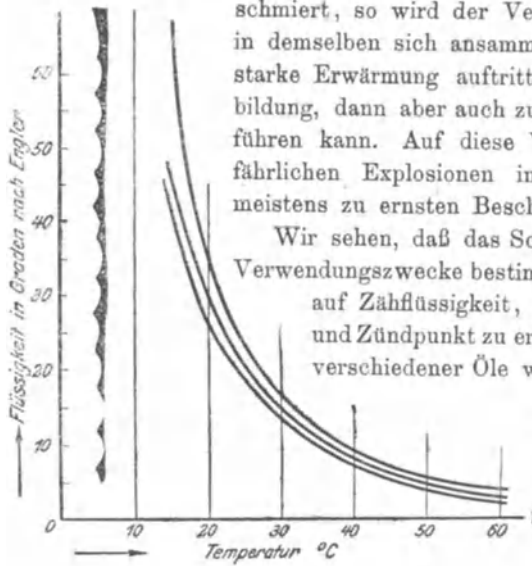


Fig. 17.

schmiert, so wird der Verdichtungsraum durch das in demselben sich ansammelnde Öl so klein, daß zu starke Erwärmung auftritt, die zunächst zu Koks-bildung, dann aber auch zur Selbstzündung des Öles führen kann. Auf diese Weise entstehen die gefährlichen Explosionen in den Luftpumpen, die meistens zu ernstest Beschädigungen führen.

Wir sehen, daß das Schmieröl für die einzelnen Verwendungszwecke bestimmte Forderungen in bezug auf Zähflüssigkeit, Koksgehalt, Flammpunkt und Zündpunkt zu erfüllen hat. Bei Anwendung verschiedener Öle würde eine Verwechslung

der Ölsorten immer ernste Betriebsstörungen zur Folge haben. Außerdem wird durch Verwendung mehrerer Ölsorten der Betrieb stets verwickelt. Daher verwendet man bei Ölmaschinen ein Ein-

heitsöl, welches alle oben erkannten Bedingungen erfüllt. Dasselbe Öl wird dann also zur Lagerschmierung und Kolbenkühlung benutzt, daneben aber auch zur Schmierung der Arbeitszylinder. Für die Schmierung der Zylinder ist selbstverständlich der wiederholte Gebrauch desselben Öles ausgeschlossen, sondern das Öl wird durch kleine Preßkolben, denen das Öl durch Tropfgefäße zugemessen wird, zu den einzelnen Schmierstellen der Zylinder gedrückt. Mit dieser Einrichtung können die Zylinder bei längerem Stillstand der Maschine konserviert werden. Bei der Einmündung in den Zylinder sind die Schmierrohre

¹⁾ S. auch: „Der Ölmotor“, 1912/13, S. 505, Dr. F. Schwarz und Dr. H. Schlüter, Über Motorzylinderschmieröle.

durch Rückschlagventile gegen den Eintritt der heißen Gase vom Zylinder her geschützt. Diese Rückschlagventile sind von Zeit zu Zeit nachzusehen, da sie leicht festbrennen.

Einheitliche Festsetzungen über die von Schmierölen zu fordernden Eigenschaften gibt es nicht; die Bedingungen richten sich auch immer nach den besonderen Betriebsverhältnissen. Als brauchbar haben sich Öle erwiesen, deren Zähflüssigkeit in dem Schaubild 17 dargestellt ist. Die Werte sind im Apparat von Engler ermittelt. Das Öl trat im Betriebe mit 25° in den Kreislauf ein, verließ die Lager mit 40° , die Kolben mit 50° . Der Flammpunkt bewährter Öle lag immer über 200° , so daß dies als untere Grenze zu gelten hätte. Der Verkokungsrückstand betrug 1,5 bis 3,5 v. H. Das spezifische Gewicht dieser Öle bei verschiedener Temperatur ist im Schaubild 18 dargestellt. Die Selbstzündungstemperatur eines Kompressorschmieröls hat Dr. Holm zu 410° festgestellt¹⁾. Es ist selbstverständlich, daß das Öl frei sein muß von mechanischen Verunreinigungen und Säure.

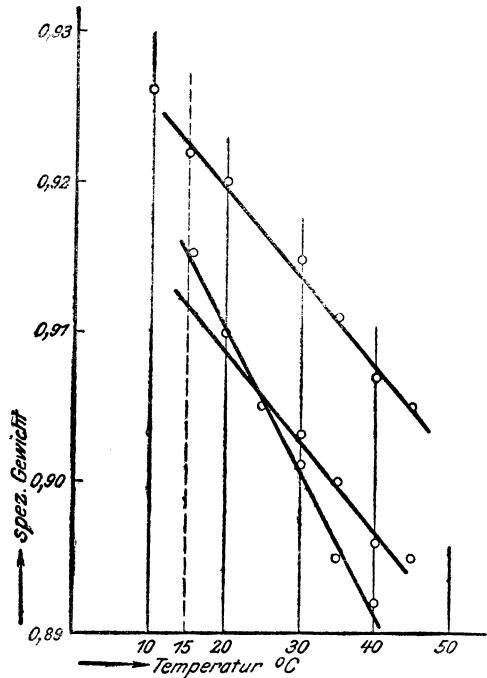


Fig. 18.

Als Schmieröle für Ölmaschinen kommen die schwereren Destillate des Erdöls in Frage. Auch vom Schmieröl gilt dasselbe wie vom Treiböl: man soll das Öl vor dem Gebrauch auf die oben behandelten Eigenschaften untersuchen, um sich vor Überraschungen zu schützen. Das letzte Urteil gibt jedoch auch hier der Versuch im Betrieb.

VII. Einteilung der Verbrennungskraftmaschinen.

Zur Verbrennung flüssiger Brennstoffe sind drei Bedingungen zu erfüllen:

1. Beschaffung der Verbrennungsluft,
2. Vergasung des Brennstoffes und Mischung mit der Luft,
3. Entzündung des Brennstoff-Luft-Gemisches.

¹⁾ „Zeitschrift für angewandte Chemie“ 1913, Nr. 37.

Die Erfüllung dieser drei Bedingungen erfordert eine bestimmte Bauweise der Ölmaschine. Während die Beschaffung der Luft bei allen Maschinenarten gleich erfolgen kann, ist die Vergasung und Entzündung von der Beschaffenheit des verwendeten Brennstoffes abhängig.

Beschaffung der Verbrennungsluft. Die Verbrennungsluft kann entweder vom Arbeitszylinder selbst angesaugt werden, oder sie wird von einer besonderen Pumpe dem Arbeitszylinder zugeführt. Im ersten Falle sind für einen Arbeitsvorgang auf derselben Kolbenseite vier Hübe erforderlich (Viertakt), im anderen Falle nur zwei (Zweitakt).

Alle Verbrennungsmaschinen, gleichgültig ob sie mit irgendeinem Gas oder irgendeinem erst zu vergasenden Öl als Brennstoff betrieben werden, arbeiten nach einem dieser beiden Verfahren.

Vergasung. Die flüssigen Brennstoffe vergasen je nach ihrer Zusammensetzung: Benzin schon bei gewöhnlicher Temperatur, Benzol schwerer und nur unter Mitwirkung von Wärme; noch stärker muß diese Erwärmung beim Petroleum sein. Diese Brennstoffe können aber alle in der Weise vergast werden, daß sie durch den Luftstrom der angesaugten Verbrennungsluft aus einer düsenförmigen Öffnung mitgerissen werden, in dieser Luft gegebenenfalls durch Mitwirkung von Wärme vergasen und sich mit der Luft vermischen, so daß ein fertiges Luft-Brennstoff-Gemisch in die Arbeitszylinder (beim Viertakt) oder die Ladepumpe (Zweitakt) gelangt. Die Ölnebel und Öldämpfe, welche beim Eintritt des Gemisches in den Zylinder noch in dem Gemisch sind, vergasen bei der Verdichtung des Gemisches durch die „Verdichtungswärme.“

Schwerere Öle jedoch als die vorher genannten lassen sich auf diese Weise nicht mehr vergasen, sie erfordern zu ihrer Vergasung stärkere Mittel. Nach dem Diesel-Verfahren werden diese Brennstoffe mit Preßluft durch einen Widerstand (Zerstäuber) gedrückt, in welchem sie in feine einzelne Strahlen zerlegt und zerrissen werden, so daß sie als Ölstaub in den Arbeitszylinder gelangen. In letzterem ist die Verbrennungsluft, welche getrennt vom Brennstoff angesaugt und verdichtet wird, durch die Verdichtung so stark erhitzt, daß die eintretenden Ölteilchen vergasen und sich dann mit der Luft mischen.

Zündung. Die Entzündung des Brennstoff-Luft-Gemisches erfolgt in der Weise, daß bei den Maschinen, welche das fertige Gemisch ansaugen (also Gas-, Benzin-, Benzol-, Petroleummaschinen usw.), dieses Gemisch von dem Arbeitskolben verdichtet wird und bei Totlage des Kolbens durch einen elektrischen Funken, der durch einen Zünder im Zylinder erzeugt wird, zur Entzündung gelangt. Die Verbrennung erfolgt dann so schnell, daß man diese Maschinen Explosions- oder Verpuffungsmaschinen nennt; noch geeigneter ist der Name Gleichraummaschine, da dem Arbeitskörper die Wärme bei gleichbleibendem Rauminhalt zugeführt wird.

Da die Entzündung erst im Totpunkt erfolgen soll, so darf die Verdichtung des Brennstoff-Luft-Gemisches eine durch die Selbstzündung bestimmte Grenze nicht überschreiten. Im Vergleich mit dem Diesel-Verfahren ist der Verdichtungsdruck gering; daher bezeichnet man diese Maschinen auch mit Niederdruckmaschinen.

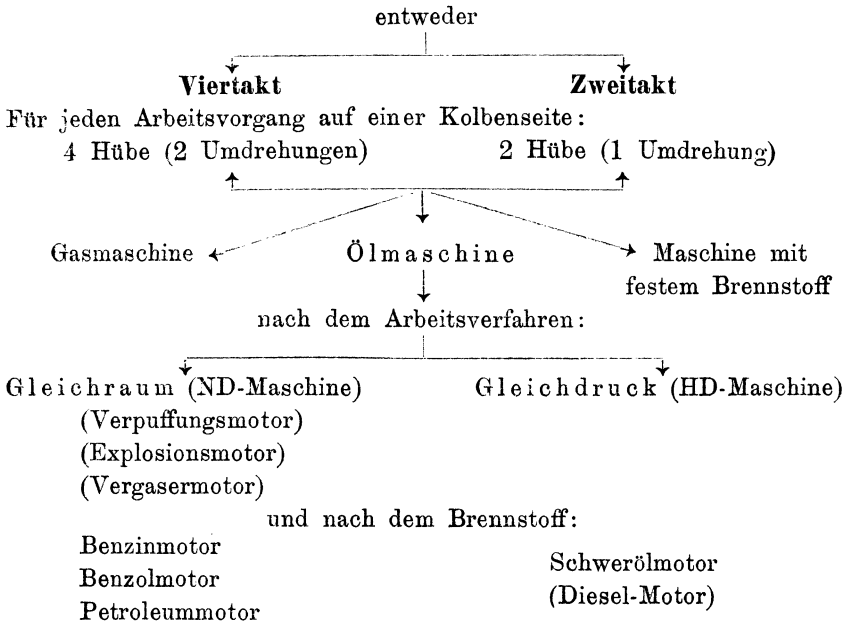
Die Zündung bei Ölmaschinen nach dem Diesel-Verfahren erfolgt durch Selbstzündung. Das Ansaugen und Verdichten reiner Luft ermöglicht höhere Verdichtungsdrücke. In der Totpunktstellung des Kolbens wird Brennstoff eingespritzt, vergast, mit Luft gemischt, und dieses Gemisch entzündet sich infolge der hohen Verdichtungstemperatur. Die Verbrennung wird dann so unterhalten, daß mit der Raumvergrößerung durch den fortschreitenden Kolben der Druck im Zylinder für die Öffnungsdauer des Brennstoffventils gleich bleibt. Daher nennt man diese Maschinen auch Gleichdruckmaschinen oder wegen ihres hohen Verdichtungsdruckes Hochdruckmaschinen.

Aus dem bisher Gesagten ergibt sich dann folgende Übersicht in bezug auf Einteilung und Wirkungsweise der Ölmaschinen:

Verbrennungskraftmaschinen.

(Maschinen mit innerer Verbrennung.)

Liegend, schrägliegend, stehend (Hammer- oder Bockmaschine), V-Stellung. Einzylindrig, zweizylindrig (Zwilling- oder Tandem-Bauart), mehrzylindrig:



1	2	3	4	5	6
Hub	Viertakt		Hub	Zweitakt	
	Gleichraummaschine (Verpuffungsmotor)	Gleichdruckmaschine (Diesel-Motor)		Gleichraummaschine (Verpuffungsmotor)	Gleichdruckmaschine (Diesel-Motor)
1. Ansaugen	Durch Ansaugventil (Einlaßventil) wird Gemisch von Luft und Brennstoff durch einen Ver- gaser vom Arbeitszylinder angesaugt und auf 5—8 at (ND) 30—35 at (HD) verdichtet		1. Ladung und Verdichtung	Durch Spülventile oder Spülschlitze wird mit Spülpumpe (Ladepumpe) wie Viertakt wie Viertakt in den Arbeitszylinder gedrückt und auf wie Viertakt wie Viertakt wie Viertakt wie Viertakt	
2. Verdichtung	Brennstoff-Luft-Ge- misch durch Zünder zur Verpuffung ge- bracht, spritzt, Vergasung, Mischung mit Luft, Selbstzündung, Verbrennung bei gleichem Raum, gleichem Druck, da das ganze Gemisch plötzlich verbrennt, wäh- rend Kolben den Ver- brennungsraum ver- größert.		2. Arbeitslei- tung durch Wärmezufuhr und Ausdeh- nung	wie Viertakt wie Viertakt wie Viertakt wie Viertakt	
3. Arbeitslei- tung durch Wärmezufuhr und Ausdeh- nung	Ausdehnung Durch Auslaßventil (Auspuffventil) werden die Verbrennungsrückstände vom Arbeitskolben herausgedrückt.		Auslaß und Spülung	wie Viertakt wie Viertakt wie Viertakt wie Viertakt	wie Viertakt wie Viertakt wie Viertakt wie Viertakt
4. Auslaß			4		
1	2	3	4	5	6

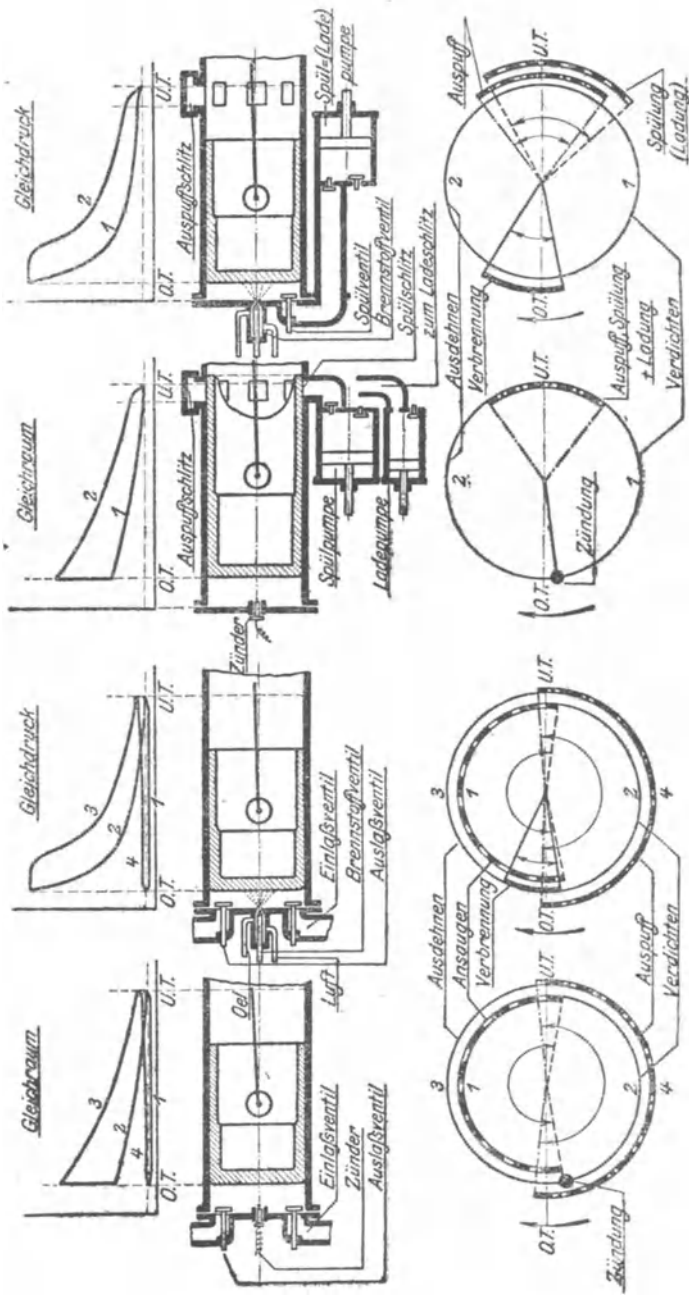


Fig. 19.

Diese Übersicht über die Ölmaschinen gibt die für die einzelnen Maschinenarten maßgebenden Kennzeichen in bezug auf Arbeitsverfahren und Bau. Daß abweichend hiervon besondere Maschinen bestehen, die sich nicht ohne weiteres hier einfügen lassen, kann die hier aufgestellten allgemeinen Gesichtspunkte nicht stören; diese Maschinenarten bilden eben Ausnahmen.

Durch den Vergleich der Spalten 2 mit 3 oder auch 5 mit 6 ergeben sich auch unter Beachtung der zugehörigen Arbeitsdiagramme, schematischen Darstellungen und Kurbeldiagramme die für Gleichraum- und Gleichdruckmaschinen unterscheidenden Merkmale. Es sei dabei darauf hingewiesen, daß die Gleichraummaschinen Vergaser und Zünder erfordern, während die Gleichdruckmaschinen dafür das Brennstoffventil haben.

Vergleicht man Spalte 2 mit 5 oder 3 mit 6, so ergeben sich die Unterschiede zwischen Viertakt- und Zweitaktmaschinen. Viertaktmaschinen haben allgemein Einsauge- und Auspuffventil im Zylinderdeckel, während bei Zweitaktmaschinen stets Auspuffschlitze bei der unteren Totpunktlage des Kolbens angebracht sind; die Spülung erfolgt durch Schlitze bei der unteren Totpunktlage oder durch Spülventile. Stets ist bei Zweitaktmaschinen eine Spülpumpe (bzw. Ladepumpe) erforderlich. Das Auspuffrohr liegt bei Viertaktmaschinen am Zylinderkopf, bei Zweitaktmaschinen am unteren Teil des Zylinders.

Die Vergasung. Die Vergasung der leichten Brennstoffe erfolgt, wie schon hervorgehoben, in einem Vergaser, welcher wieder der Beschaffenheit des Brennstoffes entsprechend gebaut sein muß.

Es soll nun die Wirkungsweise der Vergaser allgemein beschrieben und schematisch dargestellt werden, wozu wieder erwähnt werden muß, daß die Ausführung derselben durch Sonderherstellung immer auch besondere Bauarten hervorbringt. Die beim Bau und für die Wirkungsweise maßgebenden Gesichtspunkte sind jedoch immer die gleichen.

a) Benzinvergaser (Fig. 20). Benzin vergast schon bei gewöhnlicher Temperatur. Die Herstellung des Gemisches erfolgt in der Weise, daß das Benzin durch eine Düse in den von der Maschine angesaugten Luftstrom geführt wird. Die Saugwirkung des Luftstromes an der Düsenöffnung läßt den Brennstoff austreten, derselbe vergast, und es bildet sich das Gemisch.

Um die Höhe des Brennstoffes in der Düse immer gleich zu halten, ist vor dem Vergaser ein Schwimmer angebracht, der ein Nadelventil in der Zuleitung einstellt. Der Brennstoff wird vor dem Eintritt in die Düse durch ein Sieb geleitet.

Die Leistung des Motors ist natürlich von der Zusammensetzung des Gemisches abhängig. Die Regelung der Gangart des Motors muß

also durch Einstellung des Vergasers erfolgen. Der Brennstoffgehalt des Gemisches, also allgemein die Güte desselben, kann nicht nur durch den Absperrhahn, sondern feiner durch Änderung der Saugwirkung der angesaugten Luft eingestellt werden. Wenn man nämlich einen Teil der Verbrennungsluft nicht an der Düse vorbeiziehen läßt, so wird bei gleicher Gemischmenge die Güte desselben verändert. Die Teilung der Luft in Hauptluft und Nebenluft (Regulierluft) erfolgt durch kleine Öffnungen mit Schieber. Will man jedoch die Menge des Gemisches ändern, so benutzt man dazu eine im Ansaugkanal angebrachte Drosselklappe, die mit der Hand oder vom Regler eingestellt wird.

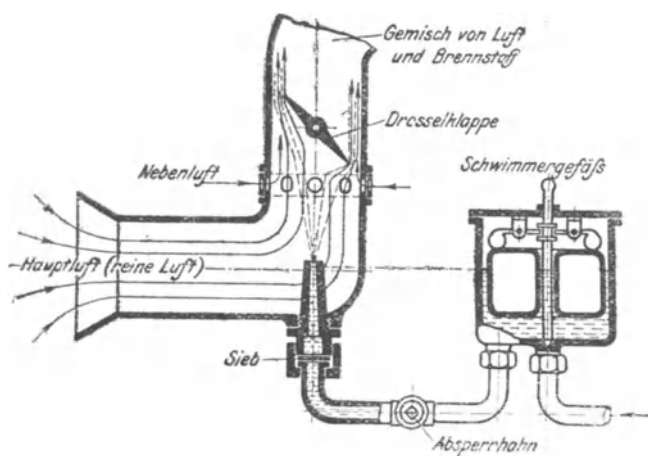


Fig. 20.

Diese Bauteile findet man bei den meisten Vergasern. Dazu gibt es noch Hilfsvergaser, die beim Anfahren mit geschlossener Drosselklappe etwas Gemisch oberhalb der Drosselklappe einführen. Ferner ist bei vielen Ausführungen der Tatsache Rechnung getragen, daß die Saugwirkung des Luftstromes schneller steigt als die Kolbengeschwindigkeit. Die Folge davon ist, daß bei der Höchstleistung das Gemisch zu brennstoffreich wird und die Verbrennung unvollkommen, dadurch wieder tritt Rauchbildung ein und Verschmutzen der Zünder. Die Regelung des Gemisches erfolgt dann vielfach selbsttätig durch verstellbare Düsen, indem die Öffnung derselben verringert wird. Dabei sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, daß die Düsenöffnung eine festgesetzte Weite hat, eine Vergrößerung derselben ist gefährlich, da sie stets eine Überlastung des Motors zur Folge hat.

Benzolvergaser. Die Vergasung des Benzols oder auch der Mischung Benzolspiritus erfordert zunächst die gleichen Einrichtungen

des Vergasers, jedoch muß die Vergasung durch Wärme unterstützt werden. Diese Wärme kann man den Auspuffgasen oder auch dem abfließenden Zylinderkühlwasser entnehmen, was jedoch nur während des Betriebes möglich ist. Man half sich bisher in der Weise, daß man zunächst mit Benzin anfuhr und dann nach Erwärmung des Motors auf Benzol umstellte. Bei der Wichtigkeit der Benzolverwertung für die deutsche Volkswirtschaft hat man der Verwendung des Benzols in Benzolmotoren besondere Teilnahme entgegengebracht. Im Frühjahr 1914 kam ein Preisausschreiben des preußischen Kriegsministeriums zum Austrag¹⁾, welches die Beschaffung eines brauchbaren Benzolvergasers bezweckte, und zwar eines solchen, der das Anfahren von Motoren lediglich mit Benzol ermöglicht. Das Ausschreiben erfüllte seinen Zweck voll. Die Erwärmung erfolgt dabei in der Weise, daß die Verbrennungsluft von dem Auspuffrohr erwärmt wird und außerdem ein Wärmemantel vorgesehen ist, der das gebrauchte und erwärmte Kühlwasser um den Vergaser herumführt. Vielfach werden auch in dem Vergaserraum Körper eingebaut, an deren Oberfläche sich die nicht sofort vergasteten Benzolteilchen absetzen und dann vergasen können. Dies hat hauptsächlich Wert beim Anfahren, weil dann die Wärmequellen noch fehlen.

Petroleumvergaser. Bei Benzin, Benzol, Benzolspiritus genügt zur Vergasung eine von der Maschine selbst abgegebene Wärme; die Maschinen mit diesen Brennstoffen können also ohne fremde Wärmequelle anfahren. Bei Petroleum ist dies nicht mehr möglich, denn die Eigenart des Brennstoffes erfordert eine vorherige Erwärmung des Vergasers und vielfach der Maschine selbst. Die Abhängigkeit des Betriebes von einer fremden Wärmequelle ist ein empfindlicher Nachteil, besonders wenn es sich um größere Maschinen handelt. Zur Erwärmung kommen Lampen aller Art, erwärmte Luft usw. in Frage. Diese Wärmequellen müssen während des Betriebes bisweilen angestellt bleiben, doch genügt in den meisten Fällen dann die Wärme der Abgase oder des gebrauchten Kühlwassers zur Unterhaltung der Vergasung, und die fremde Wärmequelle ist nur zum Anfahren erforderlich.

Vergasung an heißen Flächen. Die schweren Öle können auch in der Weise vergast werden, daß man sie gegen heiße Flächen spritzt. Ein solches Verfahren ist beim Glühhaubenmotor in Anwendung. Die Fläche wird durch die Verbrennung des Brennstoffes heiß erhalten, muß aber durch eine fremde Wärmequelle vor dem Anfahren angeheizt werden (s. Fig. 21).

¹⁾ S. „Der Ölmotor“ 1914, Nr. 1, S. 34.

Vergasung der schweren Öle nach dem Diesel-Verfahren. Die nächste Steigerung der Mittel zur Vergasung stellt die Gemischbereitung der nach dem Diesel-Verfahren verbrannten Öle dar. Zur Vergasung dieser Öle, deren Siedepunkt bei ungefähr 200° liegt, genügen die bisher beschriebenen Verfahren nicht mehr. Die Vergasung wird in der Weise bewirkt, daß der Brennstoff durch eine Brennstoffpumpe in das Gehäuse des Brennstoffeinspritzventils gepumpt wird, wo die Ladung sich oberhalb des Ventilkegels (Dichtungsfläche der Brennstoffnadel) in einen Zerstäuber lagert (Fig. 22). Durch ein

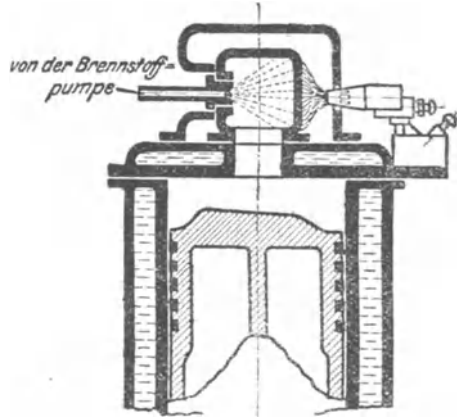


Fig. 21.

zweites Rohr wird Preßluft in das Gehäuse befördert, welche den übrigen Teil des Gehäuses ausfüllt und daher Druckwirkung auf den Brennstoff hat. Sobald die Nadel öffnet, d. h. angehoben wird, tritt Strömung ein, da die Preßluft, welche mit 40—70 at drückt, den Verdichtungsdruck im Arbeitszylinder von 30—35 at überwindet. Die Folge davon ist, daß der Brennstoff durch den Zerstäuber gepreßt und hier in viele einzelne Strahlen geteilt und schließlich in feinste Teile zerrissen wird. Durch eine Düsenplatte, die den Strömungsquerschnitt festlegt, tritt dieser Ölnebel in den Verdichtungsraum des Zylinders, wo die Vergasung der Ölteilchen infolge der hohen Verdichtungswärme vollständig wird. Die Mischung mit der Verbrennungsluft, die getrennt angesaugt und verdichtet wird, erfolgt ebenfalls im Verdichtungsraum.

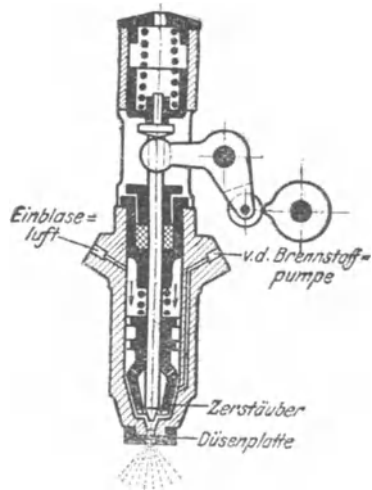


Fig. 22.

Die Einrichtung des Zerstäubers ist sehr mannigfach, so daß eine erschöpfende Darstellung zu weit führen würde.

Steinkohlenteeröl. Die Verarbeitung von Steinkohlenteeröl stellt die letzte Stufe in dieser Entwicklung dar. Steinkohlenteeröl läßt sich mit Sicherheit nur nach dem Diesel-Verfahren verarbeiten,

wenn entweder die Verdichtung hoch genug getrieben wird oder die Vergasung im Zylinder durch die bei der Verbrennung von Gasölen entstehende Wärme unterstützt wird. Die Einrichtungen im letzten Falle sind zunächst dieselben wie die vorher beim Gasöl beschriebenen; während aber die Brennstoffpumpe Steinkohlenteeröl fördert, wird von einer kleinen Pumpe jedesmal eine geringe Menge Gasöl als Zündöl gleichzeitig mit eingepumpt. Beim Öffnen des Brennstoffventils wird dieser Zündtropfen zuerst vergasen und verbrennen, und durch die hierbei auftretende Wärme wird die endgültige Vergasung des als Treiböl dienenden Steinkohlenteeröls durchgeführt. Das nebenstehende, an einer laufenden Maschine genommene Schaubild zeigt die Verbrennungslinie (Fig. 23). Man erkennt deutlich den glatten Verlauf der Verbrennung des Zündtropfens, dann die zuerst zögernde und dann immer noch schwerfällige Verbrennung des Steinkohlenteeröls. Immerhin ist

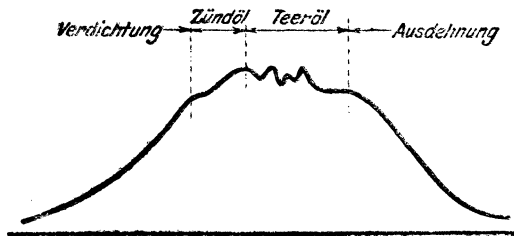


Fig. 23.

aber auf diese Weise die Verbrennung des für die deutsche Industrie so wichtigen Brennstoffes durchführbar, und hat, wie später gezeigt werden wird, gute Ergebnisse. Die Menge des Zündöls ist so zu bemessen, daß die durch seine Verbrennung er-

zeugte Leistung geringer als die Leerlaufsarbeit der Maschine ist; wenn das Steinkohlenteeröl abgestellt wird, muß die Maschine also nach einer gewissen Zeit stehen bleiben. Das Anfahren der Maschine erfolgt ebenfalls mit Zündöl.

Die Zündung. Unter Beachtung dessen, was über die Zündung schon vorher gesagt ist, ergibt sich folgende Übersicht, bei der immer nur der Grundgedanke ausgeführt wird.

a) Elektrische Zünder. Wir sagten schon, daß die Maschinen, welche ein fertiges Brennstoff-Luft-Gemisch ansaugen und verdichten, zur Entzündung des Gemisches besondere Zünder brauchen. Diese Zünder sind so eingerichtet, daß sie im geeigneten Augenblick im Arbeitsraum des Zylinders einen elektrischen Funken erzeugen, der die Verpuffung des Gemisches einleitet. Je nach der Erzeugung des Funkens unterscheidet man Abreißzünder, bei denen ein Öffnungsfunke entsteht, und Zündkerzen, an denen beim Schließen des Stromkreises eine Funkenstrecke überbrückt wird.

Abreißzünder (Fig. 24). Von einer Stromquelle aus, die entweder ein elektrischer Sammler oder eine von der Maschine selbst

angetriebene magnet-elektrische Maschine ist, wird ein Stromkreis gespeist. Beim Anfahren ist der elektrische Sammler eingeschaltet, während des Betriebes der Maschine die Dynamomaschine. Wird der Stromkreis durch einen Schalter unterbrochen, so entsteht an dieser Stelle durch die Selbstinduktion ein Öffnungsfunke. Wird die Unterbrechungsstelle in den Arbeitsraum des Zylinders gelegt, so ist die Zündmöglichkeit gegeben, sobald von außen her der Stromkreis unterbrochen wird. Diese Unterbrechung wird von der Maschine selbst so rechtzeitig vorgenommen, daß das Gemisch bei der Totpunktstellung des Kolbens entzündet ist. Die Schaltung wird gewöhnlich so ausgeführt, daß die Maschine selbst als Rückleitung dient. Auf diese Weise gebraucht man von der Stromquelle aus nur eine Leitung und eine isolierte Durchführung am Zylinder.

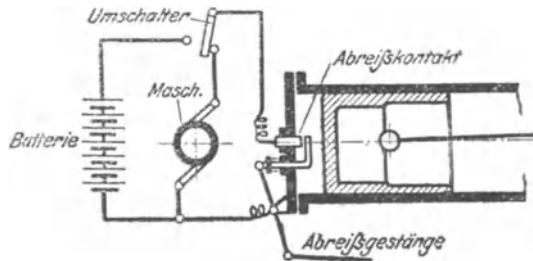


Fig. 24.

Kerzenzündung (Fig. 25). Der Stromkreis des Schaltschemas zeigt zwei Unterbrechungen. Die eine der beiden befindet sich im Arbeitsraum des Zylinders und ist so bemessen, daß sie von der in der Stromquelle herrschenden Spannung überbrückt wird, d. h., daß an dieser Stelle ein Funken überspringt. Diese Funkenbildung erfolgt, sobald die zweite Unterbrechung, welche außerhalb des Zylinders liegt, geschlossen wird. Diese Verbindung bestimmt also den Zündzeitpunkt.

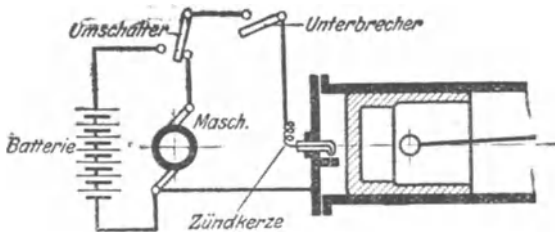


Fig. 25.

Bei mehrzylindrigen Maschinen ist die zweite Unterbrechung zu einem Stromverteiler der gemeinsamen Stromquelle eingerichtet, der einmal die Zündfolge der Zylinder bestimmt, dann aber auch noch durch Verdrehung seiner Stellung in bezug auf seinen Antrieb von der Kurbelwelle aus die Möglichkeit bietet, für alle Zylinder den Zündzeitpunkt gleichzeitig zu verstellen.

b) **Zündung an heißen Flächen.** Beim Glühhaubenmotor entzündet sich das Gemisch, welches in dem Zylinder entstanden ist, an

der glühenden Fläche der Haube. Die Temperatur dieser Fläche hat also einen wesentlichen Einfluß auf die Gemischbildung und Zündung. Um den richtigen Zündzeitpunkt zu erreichen, muß der Brennstoff, seiner Vergasbarkeit und der Temperatur der Glühhaube entsprechend, früher oder später eingespritzt werden. Die Temperatur der Glühhaube richtet sich nach der Häufigkeit der in der Maschine erfolgenden Zündungen, ist also bei hohen Umdrehungen höher als bei geringer Umdrehungszahl, bei Zweitaktmaschinen höher als bei Viertaktmaschinen gleicher Umdrehungszahl. Eine Reguliermöglichkeit der Temperatur ist noch gegeben durch einen einstellbaren Windschutz oder Wassereinspritzung, ferner durch Inbetriebnahme der Heizflamme, welche auch zum Anfahren benutzt wird.

c) Selbstzündung. Zur Erreichung der Selbstzündung ist eine dem verwendeten Brennstoff entsprechende Verdichtungstemperatur im Zylinder nötig. Die Zündtemperatur wird bei Diesel-Maschinen bei einem Verdichtungsdruck von ungefähr 20 at erreicht. Die Selbstzündungstemperatur des Brennstoffes wird also auch die niedrigste Umdrehungszahl der Maschine bestimmen. Näheres darüber wird noch später gesagt werden.

VIII. Die Ölmaschine nach dem Diesel-Verfahren.

Entwicklung. Im Vorwort ist schon gesagt, daß es nicht der Zweck dieser Ausführungen ist, Beschreibungen und Besprechungen von Bauarten oder von ausgeführten Anlagen zu geben. Nach der Durchführung einer Übersicht über die Verbrennungskraftmaschinen soll aber das über die Ölmaschine mit dem Diesel-Verfahren Gesagte nochmals zusammengefaßt und erweitert werden.

Den Gang der Entwicklung der Wärmekraftmaschinen zurückblickend, ist es für die heutige Zeit unschwer zu erkennen, in welcher Richtung und durch welche Mittel der Fortschritt zu erreichen war, und welche Änderungen neue Fortschritte bringen werden. Die Erkenntnis des Wesens der Wärmekraftmaschinen zeigt diese Wege. Jeder neue Gedanke wird aber für den Fortschritt erst von Wert, wird zur Erfindung, wenn er in die Tat umgesetzt werden kann. Daher muß jede Erfindung ihre Zeit treffen, denn der Gedanke wird sich nur verwirklichen lassen, wenn die Technik die Mittel zur Verwirklichung bietet.

Schon 1823 hat Carnot den Gang der Entwicklung richtig erkannt und vorausgesagt. Damals schon schlug er nach Besprechung der Arbeitsweise der Dampfmaschine und Aufstellung des nach ihm ge-

nannten Kreisprozesses vor, den Wasserdampf als Arbeitskörper zu verlassen, dafür Luft als solchen zu gebrauchen, diese Luft in Pumpen hoch zu verdichten und ihr durch eine Vorrichtung Brennstoff in kleinen Teilen zuzuführen. Diese Luft sollte dann in einem Zylinder mit Kolben wirken. Er rechnete dabei schon mit Temperaturgefällen von 1000° und erwähnte die Selbstzündung durch Verdichtungswärme der verdichteten Luft. Carnot machte aber auch gleich auf die dabei auftretende große Beanspruchung der Wandungen des Verbrennungsraumes aufmerksam. Die Technik der damaligen Zeit, die es als eine Leistung ansah den Anforderungen des Baues von Wattschen Dampfmaschinen zu genügen, war natürlich nicht in der Lage, solchen Gedanken Gestalt zu geben. Diese Pläne mußten ruhen, bis durch Anwendung der Dampfmaschine die Materialverarbeitung so vervollkommen war, daß diese Gedanken verwirklicht werden konnten. In dem Maße, wie dieser Fortschritt vor sich ging, verbesserte sich auch die Dampfmaschine.

Als neuer Wendepunkt in der Entwicklung ist das Erscheinen der Otto'schen Viertaktmaschine zu betrachten, wie sie 1876 auf der Pariser Weltausstellung gezeigt wurde.

Alle anderen Versuche und Neuerungen waren für den Fortschritt nicht entscheidend, da sie auch vielfach Gedanken verwirklichen wollten, die sich noch nicht durchführen ließen. Aber aus der großen Zahl dieser Gedanken sind wieder einzelne Marksteine an dem Wege der Entwicklung zu dem heutigen Stande. Da alle diese brauchbaren Gedanken zu ihrer Zeit zur Verwirklichung kommen mußten, so darf es nicht wundernehmen, daß das von Rudolf Diesel in die Tat umgesetzte Verfahren in seinen Einzelheiten vorbekannt war. So die Arbeiten Carnots, ferner die Gleichdruckverbrennung (Brayton 1873), die Verdichtung durch den Arbeitskolben (Degrand 1858), der Wassermantel zur Kühlung (Brown 1823), das Viertaktverfahren von Otto (1873) usw. Bemerkenswert sind die Versuche von Söhnlein (1883 bis 1885), der atmosphärische Luft (also nicht mehr Gemisch) auf 8—10 at (also höher als bisher mit Gemisch möglich) verdichtete und den Brennstoff mit Preßluft einspritzte. Capitaine strebte 16 at Verdichtung an, erreichte aber damit noch nicht die Selbstzündungstemperatur. 1887 veröffentlichte Köhler ein Buch, in welchem der Gleichdruckgasmotor mit 20 at Verdichtung vorgeschlagen wird, bei welchem jedoch die Verbrennungsluft für sich im Arbeitszylinder verdichtet wird. Wir sehen, wie das Diesel-Verfahren eine weitere Stufe dieser Entwicklung darstellt.

Die Geschichte der Entwicklung des Diesel-Motors hat Diesel in einem Vortrag auf der Schiffsbautechnischen Versammlung 1912 zu-

sammengefaßt. Der Vortrag ist in erweiterter Form als Buch erschienen bei Julius Springer, Berlin¹⁾.

Diesel hat zunächst Umwege gemacht. Er wollte den Carnotschen Kreisprozeß verwirklichen, der die beste Wärmeausnutzung hat. 1893 nahm er auf diesen Plan, der in einer Schrift „Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors“ niedergelegt war, das D. R. P. 67 207. Es kamen Verträge zustande mit der Maschinenfabrik Augsburg und Krupp in Essen, welche auf gemeinsame Rechnung einen Versuchsmotor in Augsburg bauten, mit welchem Diesel seine Versuche begann. Ein zweites Patent, D. R. P. 82 168 von 1893, schützte aber bald neben der Isotherme jede andere Form der Verbrennungslinie des Diagramms. Es würde zu weit führen, die einzelnen Versuche und Erprobungen auch nur aufzuzählen. Die in dem oben erwähnten Buche ausführlich beschriebenen Wege bis zum endlichen Erfolg zeigen ein Bild unermüdlicher und trotz vieler Fehlschläge und Irrwege unverdrossener Erfindertätigkeit. 1895 endlich wurde der erste Bremsversuch vorgenommen, der eine Ausnutzung an der Welle von 16,6 v. H. ergab; damit waren also alle bisher bekannten Wärmekraftmaschinen übertroffen. Aber erst 1897, nach fast fünfjähriger Arbeitszeit, war die Maschine so weit, daß die Fabrikation und Ausnutzung der Erfindung einsetzen konnte. Diese Maschine setzte 26,2 v. H. der aufgewendeten Wärme in Wellenarbeit um, 34,2 v. H. in Zylinderarbeit.

Das Diesel-Verfahren. Aus diesen Versuchen ging folgendes Arbeitsverfahren hervor:

Der Arbeitskolben der Maschine verdichtet atmosphärische Luft von normalem Druck und Temperatur auf 30—35 at. Dieser Enddruck der Verdichtung ist maßgebend für den Wirkungsgrad des Verfahrens, insofern als letzterer mit dem Verdichtungsdruck steigt (s. auch S. 110). Mit zunehmendem Höchstdruck werden aber auch die Reibungsverluste größer, so daß die obere Grenze des Verdichtungsdruckes erreicht ist, wenn die thermischen Vorteile durch die Reibungsverluste hinfällig werden. Bei dieser Verdichtung entstehen Temperaturen, die über den Selbstzündungstemperaturen der zur Anwendung kommenden Brennstoffe liegen. Nach Durchführung der Verdichtung wird der Brennstoff mit Preßluft, welche höher verdichtet ist als die Verbrennungsluft im Arbeitszylinder, und welche bei der Verdichtung gekühlt und gereinigt wird, in den Zylinder eingespritzt. Dabei wird der Brennstoff durch einen Zerstäuber mit nachfolgender Düsenplatte gedrückt, um ihn

¹⁾ Weitere Beiträge zur Entwicklungsgeschichte siehe: A. Riedler, Diesel-Motoren, Beiträge zur Kenntnis der Hochdruckmotoren. Berlin 1914, Verlag für Fachliteratur G. m. b. H.

möglichst fein zu zerteilen und zur Erreichung einer schnellen und vollkommenen Vergasung mit der erhitzten Verbrennungsluft zu vermischen. Die ersten Brennstoffteilchen, welche zur Vergasung und Entzündung gelangen, unterstützen wieder durch die Verbrennungswärme die Vergasung und Gemischbildung der folgenden oder schwerer vergasbaren Ölteilchen. Schwer vergasbare Brennstoffe (Teeröle usw.) erfordern also entweder eine hohe Verdichtungstemperatur der Verbrennungsluft, oder sie müssen mit leichter vergasbaren Ölen gemischt eingespritzt werden. Durch allmähliches Einspritzen des Brennstoffes entsteht eine Drucklinie, welche je nach der Wärmezufuhr und Kolbengeschwindigkeit als Gleichdrucklinie oder etwas ansteigend oder abfallend verläuft. Wenn das Brennstoffventil schließt, wird das Ausdehnungsvermögen der auf diese Weise erwärmten Luft den Kolben weiter treiben.

Der Verlauf der Verbrennungslinie erklärt sich aus folgender Betrachtung:

Während der Verbrennung wird durch den Kolben, welcher von der Deckeltotlage nach auswärts geht, der Verbrennungsraum vergrößert. Bei der Besprechung der Gesetze über die Zustandsänderungen der Gase haben wir erkannt, daß mit jeder Raumvergrößerung eine Arbeitsleistung verbunden ist und daher auch ein Wärmeaufwand. Wird dem Gas von außen keine Wärme zugeführt, so wird die zur Arbeitsleistung erforderliche Wärme dem Gas entzogen werden. Temperatur und Druck desselben werden sich dann nach den Gesetzen der adiabatischen Zustandsänderung richten, d. h. Druck und Raum stehen in der Beziehung

$$p \cdot V^{\kappa} = \text{unv.}; \text{ also } \frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2^{\kappa}}{V_1^{\kappa}}$$

und ferner ist hierbei

$$\frac{V_1^{\kappa-1}}{V_2^{\kappa-1}} = \frac{T_2}{T_1}$$

d. h. mit größer werdendem Raum fällt die Temperatur. Da beim Diesel-Verfahren die Verdichtung theoretisch ebenfalls adiabatisch verläuft, so würde die Ausdehnungslinie mit der Verdichtungslinie zusammenfallen. Das Arbeitsdiagramm würde keine Fläche aufweisen, und die gewonnene Arbeit wäre gleich Null.

Zur Erzeugung von Arbeit, also Bildung einer Fläche im Arbeitsdiagramm, ist Wärmezufuhr erforderlich, damit bei der Raumvergrößerung die Drucklinie oberhalb der Adiabate liegt. Wird von der Kolbentotlage aus Wärme zugeführt, so können Wärmezufuhr und Raumvergrößerung so zueinander passen, daß eine Drucklinie

$$p \cdot V^{\kappa} = \text{unv.}$$

entsteht, also die Temperatur unverändert bleibt. Raum und Druck stehen dann im umgekehrten Verhältnis

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1},$$

so daß der Druck in dem Maße fällt, wie der Raum zunimmt. Da bei dieser Zustandsänderung die Temperatur unverändert bleibt, so muß bei allen Zustandsänderungen, die im Arbeitsdiagramm oberhalb der Isotherme liegen, die Temperatur steigen.

Die Wärmezufuhr kann nun so geleitet werden, daß mit fortschreitendem Kolben der Druck im Zylinder gleichbleibt; Druck und Raum also die Beziehung

$$p \cdot V^0 = \text{unv.}$$

haben. Dabei wird aber nach dem früher Gesagten die absolute Temperatur des Gases in dem Maße steigen, wie der Rauminhalt wächst, denn es ist nach dem Gesetz von Gay-Lussac

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Der Höchstdruck im Verbrennungsraum darf nun aus praktischen Gründen den Verdichtungsdruck nicht wesentlich übersteigen, da schon der Verdichtungsdruck die Grenze ist, wo die Verluste durch Reibung die thermischen Vorteile einer höheren Verdichtung ausgleichen. Daher wird das Arbeitsdiagramm das beste sein, welches bei gleichem Flächeninhalt den geringsten Höchstdruck hat. Das ist aber bei gleichem Verdichtungsdruck und gleicher Ausnutzung des Ausdehnungsvermögens das Diagramm mit der Gleichdruck-Verbrennungslinie; letztere wird daher angestrebt.

In Wirklichkeit wird sich eine genaue Gleichdrucklinie natürlich nicht erreichen lassen, denn einmal ist die Kolbengeschwindigkeit und damit die Raumvergrößerung zu ungleichmäßig, und zweitens ist die Steuerung des Brennstoffventils bei den meisten Bauarten noch zu roh und nicht der Bewegung des Arbeitskolbens angepaßt. Der Kolben macht bei gleichförmiger Umfangsgeschwindigkeit der Kurbel eine beschleunigte Bewegung, die Raumvergrößerung wird also während der Verbrennung erst langsam, dann immer schneller erfolgen. Da der Einspritzvorgang, die Vergasung und Gemischbildung so rechtzeitig einsetzen, daß die Entzündung und damit Wärmezufuhr im Totpunkt beginnen, so wird die anfänglich langsame Raumvergrößerung eine etwas ansteigende Drucklinie verursachen, während der Druck im zweiten Teile des Verbrennungsvorgangs wieder fällt. So entsteht statt der genauen Gleichdrucklinie eine etwas nach oben gewölbte Drucklinie.

Pumpenkolbens eine bestimmte Bahn beschreibt und deshalb auch das Saugeventil c , welches beim Druckhube auf den Ansatz d der Stange schlägt, zu einer bestimmten Zeit schließen läßt. Der Zeitpunkt des Schließens des Saugeventils hängt also davon ab, ob die Bahn von d hoch oder tief liegt. Da der Kreuzkopfantrieb unveränderlich ist, so kann die Bahn von d durch Verlegung des Drehpunktes a geändert werden. Wird a nach unten verlegt, so rückt d vom Saugeventil ab, letzteres schließt früher, und es gelangt viel Brennstoff zum Brennstoffventil; die entgegengesetzte Wirkung tritt ein, wenn a nach oben verlegt wird. Die Veränderung der Lage von a kann mit der Hand oder durch einen Regler der Maschine erfolgen. Soll die Maschine plötzlich gestoppt werden, etwa durch eine Schnellschlußvorrichtung, oder soll bei mehrzylindrigen Maschinen, bei denen jeder Zylinder seine eigene Brennstoffpumpe hat, ein Zylinder abgeschaltet werden, so kann durch die Vorrichtung e das Saugeventil der betreffenden Pumpe in Offenstellung festgesetzt werden.

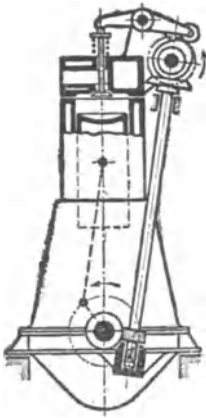


Fig. 27.

Diese Regulierungsart genügt allen Anforderungen. Bei Schiffsmaschinen kann die Umdrehungszahl bis auf 40 v. H. der Höchstdrehzahl herunter eingestellt werden, und zwar in feinsten Stufen, so daß auch die Forderung nach Veränderung der Drehzahl zu navigatorischen Zwecken von der Ölmaschine voll erfüllt wird.

Steuerung. Die Steuerung erfolgt allgemein durch Ventile, und zwar folgendermaßen: Die Kurbelwelle treibt durch Schraubenrad eine Zwischenwelle, welche wiederum eine zweite Welle antreibt, die in Richtung der Kurbelwelle vor den Zylindern liegt. Diese Welle trägt Nockenscheiben, welche beim Umlauf doppelarmige Hebel auf und nieder bewegen. Die Hebel öffnen die Ventile, welche durch Federkraft wieder geschlossen werden, sobald die Hebelrollen von den Nocken ablaufen. Die Nocken sind auf der Nockenwelle so aufgekeilt, daß im Zylinder die früher beschriebene Arbeitsweise gesteuert wird. Bei Viertaktmaschinen macht die Nockenwelle also nur die Hälfte der Umdrehungen der Kurbelwelle, bei Zweitaktmaschinen ist die Übersetzung 1:1. Alle Ventile, mit Ausnahme des Brennstoffventils, schließen von innen nach außen (s. Fig. 27).

Anlassen der Ölmaschine. Das Anlassen der Maschine erfolgt mit Preßluft. Dazu ist an jedem Zylinder ein Ventil vorgesehen, durch welches Preßluft in den Zylinder eingelassen werden kann; die Maschine läuft also als Preßluftmaschine an. Hat der Kolben die zur Erreichung

der Zündtemperatur erforderliche Geschwindigkeit erlangt, so wird der Antrieb des Anlaßventils ausgeschaltet, während das Brennstoffventil gleichzeitig in Tätigkeit tritt. Dies wird auf folgende Weise erreicht: Wie aus Fig. 28 zu ersehen ist, kann die exzentrische Buchse, auf welcher sich die Hebel des Anlaß- und Brennstoffventils drehen, so eingestellt werden, daß einmal nur die Rolle des Anlaßventils in den Bereich des Nockenbetriebes kommt, während die Rolle des Brennstoffventils abgerückt ist, oder umgekehrt. In der Mittellage sind beide Ventile ungesteuert, die Maschine kann bei dieser Hebellage also weder

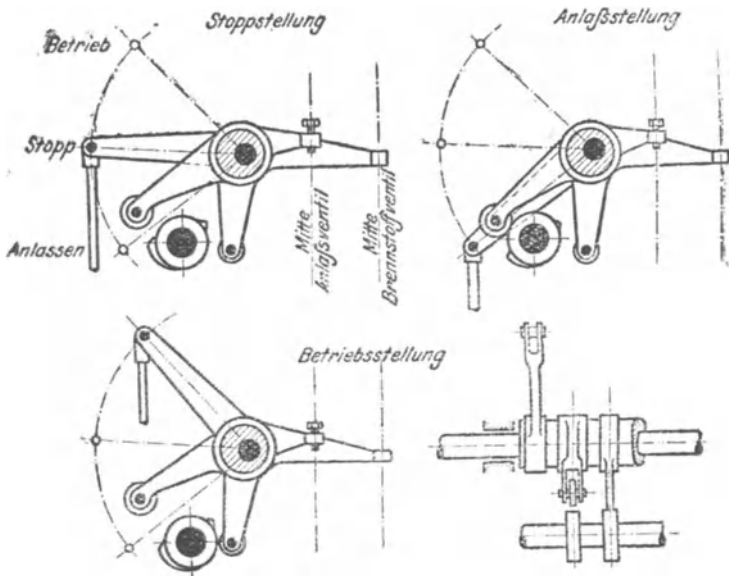


Fig. 28.

mit Preßluft noch mit Brennstoff betrieben werden. So ergeben sich für diesen Manöverhebel die drei Stellungen: Stopp, Anlaß und Betrieb. Das Anlaßventil läßt die Preßluft in den Zylinder eintreten, entsprechend dem Arbeitshube des Betriebes. Bei Viertaktmaschinen öffnet dann beim folgenden Hube das Auslaßventil, und die Preßluft tritt wieder aus. Soll eine Viertaktmaschine im Zweitakt angelassen werden, so sind also für das Anlaßventil zwei um 180° versetzte Nocken auf seiner Nockenscheibe vorzusehen, während das Auslaßventil ebenfalls im Zweitakt gesteuert werden muß. Zum Anfahren der meistens sechs- oder achtzylindrigen Schiffsmaschinen genügt aber bei genügender Eröffnungsdauer des Anlaßventils das Anlassen im Viertakt.

Die Umsteuerung. Die Änderung der Drehrichtung der Maschine ohne Zwischengetriebe muß durch Veränderung des Steuerantriebes

erfolgen. Die Nocken zum Antriebe der Steuerventile eines Zylinders haben in bezug auf die Kurbel eine ganz bestimmte Stellung, die zur Erzeugung eines normalen Arbeitsverlaufes im Zylinder bei einer bestimmten Drehrichtung erforderlich ist. Auf den Kurbelkreis übertragen müßte z. B. in Fig. 29 das Brennstoffventil für den Vorwärtsgang den Öffnungswinkel α haben, für den Rückwärtsgang jedoch den Winkel β , so daß die Umsteuerung des Brennstoffventils eine Veränderung des Antriebes um den Umsteuerwinkel γ bedingt. Die Umsteuerung wird bei einigen Zweitaktbauarten dadurch erreicht, daß der Antrieb der Nockenwelle durch eine Kuppelung verändert wird, so daß während des Umsteuerns die Nockenwelle in bezug auf die Kurbelwelle um

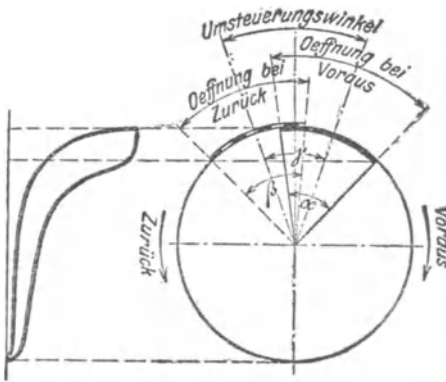


Fig. 29.

diesen Umsteuerwinkel verdreht wird. So wird ein und dieselbe Nockenscheibe für den Vorwärts- und auch für den Rückwärtsgang benutzt. Bei Viertaktmaschinen verfährt man durchweg so, daß die Nockenwelle zwei getrennte Nockensätze trägt, einen für den Vorwärtsgang, den anderen für den Rückwärtsgang, und nun wird beim Umsteuern die Nockenwelle in ihrer Längsrichtung verschoben, so daß einer der

Nockensätze vor den Hebelrollen der Ventile steht. Bei der seitlichen Verschiebung müssen die Hebel der Ventile angehoben werden, oder die Nocken tragen seitlich schräge Anlaufflächen, so daß die Nocken bei der Verschiebung nicht gegen die Hebelrollen stoßen können.

Der Verlauf eines Manövers würde sich demnach folgendermaßen gestalten:

Manöverhebel auf Stopp. Brennstoffventil wird ausgeschaltet. Maschine stoppt.

Umsteuern der Steuerung.

Manöverhebel auf Anlassen. Dadurch werden Anlaßventilhebel in den Bereich der Nocken gebracht. Es werden die Anlaßventile der Zylinder geöffnet, deren Kolben beim Abwärtsgang den beabsichtigten Drehsinn erzeugen. Anlaßluft wird gleichzeitig angestellt und erst wieder abgestellt, wenn

Manöverhebel auf Betrieb. Brennstoffventile werden eingeschaltet, gleichzeitig wird Einblaseluft angestellt.

Durch die Möglichkeit der unmittelbaren Umsteuerung brachte die Ölmaschine nach dem Diesel-Verfahren einen ganz wesentlichen Fortschritt. Erst durch diese Eigenschaft wurden die Verbrennungskraftmaschinen für den Antrieb großer Schiffe brauchbar. Die Manövrierfähigkeit der Ölmaschine ohne Zwischengetriebe oder andere Hilfsmittel hat an Vollkommenheit und Sicherheit die Erwartungen bisher übertroffen.

Allerdings erfordert das Manövrieren mit Ölmaschinen auch von der Schiffsleitung eine gewisse Sachkenntnis. Das oben Gesagte läßt erkennen, daß beim Manövrieren einmal kalte Luft während des Anlassens in die Zylinder strömt und diesen bei der Ausdehnung noch Wärme entzieht, und daß kurz hinterher bei der Verbrennung sehr hohe Temperaturen entstehen. Der häufige und schnelle Wechsel der Temperatur beansprucht sehr das Material des Verbrennungsraumes, so daß die Zahl der Manöver nach Möglichkeit eingeschränkt werden sollte. Das „Heransägen“ an einen Liegeplatz durch fortwährendes Hin- und Herschlagen mit den Schrauben kann keiner Maschine dienlich sein und sollte vor allen Dingen bei Ölmaschinen vermieden werden. Der sachgemäße Gebrauch einer Ölmaschine wird sie aber befähigen, in Notfällen aus dem kalten Zustand auf hohe Leistung zu gehen, Überlastungen aufzunehmen und den höchsten Anforderungen gerecht zu werden.

Überblick. Diese kurze Kennzeichnung der Wirkungsweise der Schiffsölmaschine möge genügen. Die Ausführungen der Bauart sind so mannigfach, daß es unmöglich erscheint, ein vollständiges Bild zu geben. Ausnahmen bestätigen nur die Regel. So sind abweichend von dem Diesel-Verfahren noch andere Verfahren entstanden, die jedoch alle auf das Diesel-Verfahren zurückzuführen sind. Die Bauarten weichen noch mehr voneinander ab.

Die große Verschiedenheit der Bauweise der Schiffsölmaschinen wird dadurch erklärt, daß eine verhältnismäßig sehr junge Industrie noch nicht zu Normalien gelangt sein kann, und daß die Ausgestaltung der Ölmaschine zu dem wirklich Brauchbaren und zu einer endgültigen Form, wie wir dieses bei der Dampfkolbenmaschine kennen, nur durch den Wettbewerb und durch Verfolgung vieler Wege gelangen kann. Außerdem ergeben die Forderungen für bestimmte Anwendungsgebiete, also der Verschiedenheit der Schiffe und ihrer Ausnutzung, von selbst verschiedene Bauweisen.

Daß die meisten Baufirmen zunächst den äußeren Aufbau der Ölmaschine dem Dampfmaschinenbau entnehmen, ist leicht verständlich und für die Erziehung und Gewöhnung des Bedienungspersonals von Vorteil. Die gute Zugänglichkeit und Übersichtlichkeit der offenen

Bauart von Kolbendampfmaschinen ist sicher in vielen Fällen dem Ruf der Ölmaschine zugute gekommen. Die geschlossene Bauart mit Druckschmierung ist für schnellaufende Maschinen, die in engen Räumen stehen, oft zwar die einzig mögliche Lösung. Man darf aber nicht vergessen, daß es im Betrieb darauf ankommt, durch rechtzeitiges Erkennen und Eingreifen Störungen zu vermeiden. Dabei ist die Meinung noch sehr verbreitet, die Druckschmierung sei ein Allheilmittel gegen Schäden im Triebwerk. Gerade der Betrieb mit Druckschmierung erfordert Erfahrung und Gewissenhaftigkeit, denn Störungen im Betriebe mit Druckschmierung und bei geschlossener Bauart sind meist weit ernster und folgenschwerer als ein einzelnes heißlaufendes Lager im offenen Betriebe mit Tropf- oder Dochtschmierung. Daher ist es gerade für die Entwicklungszeit geraten, die offene Bauart mit gewohnter Schmierung anzuwenden, wo die Betriebsverhältnisse, Platz und mäßige Umlaufzahl dies eben gestatten; denn der oberflächliche Beurteiler ist zu leicht geneigt, Störungen an einer Ölmaschine dem Verfahren zuzuschreiben, auch wenn sie gar nicht dadurch begründet sind.

Die offene Bauart mit Kreuzkopf bietet beim Bau der Ölmaschine keine Schwierigkeit hinsichtlich der Übertragungsteile und schaltet daher Versager an diesen Teilen zunächst aus. Beim Bau sowohl als beim Betriebe kann daher dem verbrennungstechnischen Teile mehr Sorgfalt zugewandt werden. Dies war eben der richtige Entwicklungsgang, welcher der Ölmaschine eine gute Einführung versprach. Mäßige Umdrehungszahlen von $100 \div 140$ in der Minute, in einigen Fällen auch $150 \div 200$, gaben dabei neben einem guten Schraubenwirkungsgrad die Möglichkeit einer wirksamen Kühlung und eines wirtschaftlichen Betriebes.

Daß anfangs der Viertakt überwog, liegt in der ganzen Entwicklung der Verbrennungskraftmaschinen begründet. Das Viertaktverfahren war für die Vergasermaschinen das allein Brauchbare, denn die Spülung und Ladung der Zylinder erforderten jede für sich eine besondere Pumpe. Der Zweitakt, der in seiner Arbeitsweise der Dampfmaschine entspricht, also bei jeder Umdrehung für jede Kolbenseite einen Arbeitshub hat, wurde versucht, weil Otto Patentschutz für sein Verfahren hatte. Der Zweitakt wurde auch sofort verlassen, als das Viertaktverfahren freigegeben wurde. Vergasermaschinen nach dem Zweitaktverfahren zu bauen war nur für ganz wenige Verwendungsgebiete erstrebenswert, nämlich zur Erreichung äußerster Raumausnutzung und ventilloser Bauart. Sonst wurden nur Viertaktmaschinen gebaut und der Zweitakt wurde vernachlässigt. Es ist daher leicht erklärlich, daß die Diesel-Maschine zunächst ebenfalls als Viertaktmaschine gebaut wurde, denn dieses Verfahren war durch die Vergasermaschine gut entwickelt.

Aber gerade durch die Diesel-Maschine mußte der Zweitakt wieder zu größerer Anwendung kommen, da die Diesel-Maschine mit atmosphärischer Luft nicht nur spült, sondern auch ladet.

Die Aussichten für beide Verfahren ergeben sich durch weiteren Verfolg der Tatsache, daß das Viertaktverfahren bei jeder zweiten Umdrehung einen Arbeitshub hat, der Zweitakt aber bei jeder Umdrehung; aus diesem Grunde sprach man auch in der Anfangszeit der Entwicklung von der Ottoschen Halbwirkung. Bei gleichen Konstruktionsdaten leistet der Zweitakt demnach theoretisch doppelt soviel als der Viertakt. Der Zweitakt wird also immer dort am Platze sein, wo es darauf ankommt, große Leistungen bei beschränktem Raum unterzubringen, und damit gehört ihm theoretisch der Schiffsantrieb, besonders für Kriegsschiffe. Die Ausführung hat aber durch den eben erwähnten Entwicklungsgang, der mit dem Viertakt begann, diesem noch manchen Vorteil gesichert, den der Zweitakt erst langsam ausgleicht. Der wesentlichste Vorteil liegt wieder in dem obenerwähnten Unterschied, daß es nämlich beim Viertakt viel leichter gelingt, die Wandungen des Verbrennungsraumes gegen zu große Erwärmung zu schützen. Die Ableitung der Wärme beim Zweitakt, d. h. die Kühlung, ist die schwierigste Aufgabe des Baues dieser Maschine. Diese Schwierigkeit nimmt zu mit größer werdendem Zylinderdurchmesser, da die Größe des Raumes schneller anwächst als seine zu kühlende Oberfläche. Wir sehen, daß gerade dann, wenn die theoretischen Vorteile zur Ausnutzung kommen sollen, die praktischen Schwierigkeiten wachsen; denn nicht nur mit dem Zylinderdurchmesser, sondern auch mit zunehmender Umdrehungszahl, also mit der Häufigkeit der Wärmezufuhr, gestaltet sich die Kühlung immer schwieriger. Dies gilt nicht zuletzt vom Arbeitskolben, der bei Zweitaktmaschinen schon bei Leistungen gekühlt werden muß, bei denen Viertaktmaschinen noch mit ungekühltem Kolben laufen, und wo schnelllaufende Viertaktmaschinen noch mit Ölkühlung auskommen, müssen die Kolben schnelllaufender Zweitaktmaschinen die wirksamere Wasserkühlung anwenden. Da das Kühlwasser bei hoher Umdrehungszahl aber sehr warm wird, kann Seewasser nicht immer verwendet werden; denn dieses scheidet bei den in Frage kommenden Temperaturen kohlen-sauren und schwefelsauren Kalk, Salz usw. aus. Das Frischwasser aber muß in besonderen Kühlern zurückgekühlt werden. Ein weiterer Nachteil der gewöhnlichen Bauart der Zweitaktmaschine ist der höhere Brennstoffverbrauch für die Pferdekraft. Der Grund dafür liegt in der unreineren Ladeluft, denn die Spül- und Ladevorgänge spielen sich ab, wenn der Kolben im unteren Totpunkt steht; in sehr kurzer Zeit müssen also die Verbrennungsrückstände ausgespült und der Zylinder mit neuer Luftladung versehen

sein. Die unvollkommene Spülung und Ladung gibt der Zweitaktmaschine unreinere Verbrennungsluft, als die Viertaktmaschine sie durch ihr Arbeitsverfahren erhält, und dadurch arbeitet die Viertaktmaschine auch wirtschaftlicher. Bei hoher Umdrehungszahl wird der Unterschied noch größer, da hierbei die Ladung des Zylinders der Zweitaktmaschine noch ungünstiger wird. Die Umdrehungszahl der Zweitaktmaschine sollte daher nicht zu hoch gewählt werden.

Diese Nachteile des Zweitaktverfahrens können aber durch gutes Material und günstige Konstruktion beseitigt werden, und dies ist teilweise schon gelungen. Der Fortschritt hinsichtlich der Materialherstellung und guter Bauformen, die eine wirksame Kühlung gestatten, sind in den letzten Jahren besonders bemerkbar gewesen. Für Schnellläufer mit mehreren Hundert Umdrehungen bevorzugt man zwar auch jetzt noch den Viertakt, es sind aber auch für Handels- und Kriegsschiffe Zweitaktmaschinen mit $100 \div 200$ Umdrehungen in Anwendung, die an Leistung und Betriebssicherheit den Viertaktmaschinen nicht nachstehen.

Die Vorteile, die der Zweitakt auch für den Betrieb bietet, sind zu groß, als daß die Bestrebungen zu seiner Vervollkommnung erlahmen könnten. Wenn vorher die schwierige Kühlung des Zweitakts erwähnt wurde, so hat andernteils auch der Viertakt in seinem Auslaßventil eine Quelle zahlreicher Störungen und Versager. Die große Erwärmung des Auslaßventiles durch die abziehenden Verbrennungsrückstände macht sehr häufig, besonders bei schnellaufenden Maschinen, die Innenkühlung der Gehäuse und auch Ventilkegel erforderlich, so daß die Konstruktion der Auslaßventile und ihre Überwachung erhebliche Schwierigkeit macht. Dazu kommt, daß die Dichtungsflächen der Auslaßventile durch den Ruß und Schmutz der Auspuffgase verschmutzen, undicht werden und dann verbrennen, so daß der Zylinder aussetzt und Ventilkegel und Ventilsitz erneuert werden müssen. Dieses Auslaßventil fällt bei Zweitaktmaschinen ganz fort, da bei diesem die Auspuffgase immer durch die vom Arbeitskolben gesteuerten Schlitze austreten.

Die Bestrebungen zur Verbesserung und Verbreitung des Zweitakts müssen also darauf gerichtet sein, die Kühlung wirksamer zu gestalten und die Wirtschaftlichkeit durch bessere Spülung und Ladung zu verbessern. Daß dies schon rein konstruktiv möglich ist, zeigt die Junkers-Maschine, bei welcher der Arbeitszylinder ein einfaches, beiderseits offenes Rohr ist. Der schwierigste Bauteil, der Zylinderdeckel, fällt dadurch vollkommen fort. In dem Zylinder arbeiten zwei Gegenkolben, von denen der eine die Spülschlitze, der andere die Auspuff-

schlitze steuert, so daß hierdurch ohne Anwendung von Ventilen eine deale Spülung und Ladung des Zylinders erreicht wird¹⁾).

Schon jetzt kann man sagen, daß es fraglos gelingen wird, die Schwierigkeiten, welche der Bau von Zweitaktmaschinen bietet, zu überwinden und sich dadurch die großen Vorteile desselben hinsichtlich der Platzausnutzung zu sichern. Trotzdem noch viel Viertakt-Schiffsölmotoren gebaut werden, und vielfach mit Recht, darf man nicht aus dem Auge verlieren, daß der Schiffsantrieb ein Anwendungsgebiet des Zweitakts ist und immer mehr werden wird.

Auch für den Betrieb hat der Zweitakt als Schiffsmaschine dem Viertakt eine viel größere Anpassungsfähigkeit voraus. Wird nämlich die Ladepumpe regulierbar eingerichtet, entweder durch Drosselorgane oder durch besonderen Antrieb, so kann damit die Menge der Verbrennungsluft zur Leistungssteigerung beliebig eingestellt werden und die Verdichtung und deren Endtemperatur zur Verarbeitung schwerer Brennstoffe verändert werden.

IX. Untersuchung der Maschine.

Einstellen der Steuerung.

Die Steuerung arbeitet richtig, wenn sie neben einem guten, stoßfreien Lauf der Maschine die Durchführung des Arbeitsverfahrens im Zylinder unter Annäherung an den theoretischen Verlauf des Arbeitsdiagrammes erreicht.

Die im Arbeitszylinder bei bestimmten Kolbenstellungen herrschenden Drücke werden durch das Diagramm dargestellt. Es ist auch früher gezeigt, welche Steuervorrichtungen erforderlich sind, um das Diesel-Verfahren im Viertakt oder Zweitakt zu verwirklichen.

Die Änderung der Belastung durch Zuteilung des Brennstoffes macht bei einer bestimmten Brennstoffmenge einen bestimmten Öffnungsquerschnitt des Brennstoffventils erforderlich, bei dem der Einblase- druck die Brennstoffmenge in einer bestimmten Zeit in den Arbeitszylinder bläst.

Da der Antrieb des Ventils durch Nocken und Hebel unveränderlich ist, so wird bei jeder Umdrehung der gleiche Durchtrittsquerschnitt freigegeben. Bei Belastungsänderung wird demnach der geringeren Brennstoffmenge der gleiche Durchtrittsquerschnitt zur Verfügung stehen wie bei Vollast. Da nun bei Schiffsmotoren die Belastungs-

¹⁾ Siehe: „Jahrbuch der Schiffb.-Ges.“ 1912: Prof. H. Junkers, Studien und experimentelle Arbeiten zur Konstruktion meines Großölmotors.

änderung mit einer Änderung der Umdrehungszahl verbunden ist, so wird hier außerdem noch die Öffnungsdauer des Ventils länger. Die beste Steuerung ist nun die, bei der die Öffnung des Ventils der Brennstoffmenge gerade genügt, woraus hervorgeht, daß die genaue Einstellung der Steuerung bei Maschinen mit unveränderlichem Ventiltrieb nur für eine bestimmte Belastung, die Normallast oder Vollast, möglich ist. Es ist dies die Leistung der Maschine, bei der für eine Wellenferdestärke die geringste Wärmemenge (Brennstoffgewicht) verbraucht wird. Es gibt Patente und Bauarten, die diesen besonderen Verhältnissen des Brennstoffventils Rechnung tragen und für geringere Belastung auch einen geringeren Durchtrittsquerschnitt und weniger Einblaseluft selbsttätig einstellen.

Das Einstellen der Rollenlose. Die Einstellung der Steuerung beginnt mit der Feststellung der Lose zwischen den Nockenscheiben und Hebelrollen. Das Maß dieser Lose hängt von dem Bau und den Betriebsverhältnissen der Maschine ab. Allgemein läßt sich darüber folgendes sagen:

Der Rollenabstand darf nicht zu gering sein, da sonst beim Wachsen der Ventilspindeln durch die Wärme während des Betriebes die Rollen auf die Nockenscheiben gedrückt werden, dauernd mitlaufen, heiß werden und fressen. Schließlich wird ein weiteres Wachsen der Ventilspindeln dazu führen, daß die Ventile nicht mehr schließen, wodurch das Aussetzen des ganzen Zylinders erfolgt. Dieser Fall ist besonders bei den Auspuffventilen von Viertaktmaschinen leicht möglich. Beim Undichtwerden der Ventile wird die Spindel durch die austretende Stichflamme besonders stark erwärmt, so daß der Ventilkegel bald abbrennt. Bei diesen Ventilen ist also auf eine genügende Rollenlose besonders zu achten. Die Abnahme der Rollenlose in mm beim Warmwerden der Maschine zeigen folgende Messungen, die an den Hebelrollen der Auslaßventile einer sechszyindrigen Maschine von 800 PS festgestellt wurden:

Kalt . .	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Warm . .	0,40	0,65	0,45	0,40	0,35	0,70
	0,55	0,3	0,5	0,55	0,6	0,25

Würde z. B. die Rollenlose bei Zylinder I nur 0,5 mm betragen haben, so wäre im Betriebe die oben erwähnte Störung eingetreten.

Bei den Einlaßventilen ist die Verringerung der Lose erklärlicher Weise nicht so erheblich.

Während des Betriebes kann man die Rollenlose nachprüfen, indem man die Rollen mit dem Finger berührt; sobald die Rolle nicht am Nocken aufliegt, muß sie sich festhalten lassen können. Das Maß für

das Wachsen der Spindeln, also die unbedingt erforderliche Rollenlose, muß gleich bei der Erprobung der Maschine festgestellt werden und wird auch von den Baufirmen für jede Maschine angegeben.

Die Rollenlose darf aber auch andererseits nicht zu groß sein. Jedes Ventil muß einen bestimmten Eröffnungswinkel in bezug auf den Kurbelkreis haben. Ein zu großer Rollenabstand wird aber, wie aus Fig. 30 hervorgeht, sehr bald zu einer ungenügenden Eröffnungsdauer der Ventile führen. Bei den Brennstoffventilen, deren Hebel geknickt sind, weil die Brennstoffnadel von außen nach innen zu abdichtet, verursacht die Erwärmung der Nadel eine Vergrößerung der Rollenlose, wodurch die Eröffnungsdauer des Ventils abnimmt.

Diese Tatsachen zeigen, daß die endgültige und genaue Einstellung der Steuerung nur bei warmer Maschine durch indikatorische Untersuchung erfolgen kann.

Zur Einstellung der Rollenlose nach dem Einschleifen von Ventilen auf das richtige Maß werden von den einzelnen Firmen verschiedene Mittel angewendet.

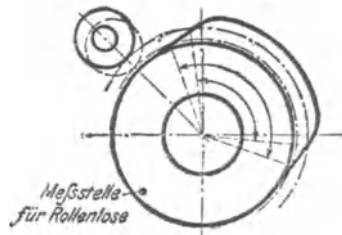


Fig. 30.

Die Rollenlose selbst wird mit Hilfe von Paßblechen (Spion) festgestellt und darf nicht zu nahe an der Nockenerhöhung gemessen werden, sondern an dem kreisrunden Teil der Nockenscheibe, zweckmäßig immer an derselben Stelle, und zwar 180° zur höchsten Nockenerhebung.

Das Aufzeichnen des Kurbeldiagramms. Nach dem Einstellen der Rollenlose wird das Kurbeldiagramm festgestellt, d. h. es wird die Eröffnung und das Schließen der einzelnen Ventile in bezug auf die Kurbelstellung beim Drehen der Maschine ermittelt (s. Fig. 31 und 32).

Das Öffnen oder Schließen der Einlaß-, Auslaß- oder der Spülventile wird dann als erfolgt angenommen, wenn die Rolle des Hebels auf dem Nocken fest wird oder diesen losläßt.

Die Eröffnungsdauer des Brennstoffventils wird durch Abblasen mit Preßluft gefunden. Dabei wird bei abgestelltem Brennstoff, jedoch mit angestellter Einblaseluft, die Maschine bei geöffneten Indikatorventilen gedreht, so daß das Öffnen des Ventils an dem Geräusch der in den Zylinder tretenden Einblaseluft erkannt werden kann. Die Steuerung wird auf „Betrieb“ und „Voraus“ gelegt, sämtliche Indikatorventile werden geöffnet, damit die etwa durch undichte Brennstoffnadeln in den Zylinder tretende Preßluft entweichen und nicht als Anfahrluft wirken kann. Im letzteren Falle können leicht Beschädigungen entstehen. Aus diesem Grunde hält man auch nur 10—15 at Luftdruck in der Einblaseleitung. Der Drehsinn der Maschine muß dabei selbst-

verständlich immer der gleiche bleiben, um die Lose und Verdrehung der Übertragung so mitzumessen, wie es der laufenden Maschine entspricht. Wenn beim Drehen der Maschine Luft aus einem Indikatorventil tritt, so wird die Eröffnung des Ventils nach Winkelgraden oder als Bogenlänge auf der Drehscheibe oder Kupplung vermerkt. Die Luft wird abgestellt und dann beim Weiterdrehen durch häufiges vorsichtiges Öffnen des Absperrventils der Einblaseluft geprüft, wann das Brennstoffventil schließt.

Gleichzeitig läßt sich dabei auch feststellen, ob die Brennstoffnadeln dicht halten. Bei undichter Brennstoffnadel wird die durchtretende Preßluft am Indikatorventil des Zylinders hörbar sein. Umgekehrt kann man durch geringen Überdruck im Zylinder die übrigen Ventile des Zylinders durch Abhören prüfen.



Fig. 31.

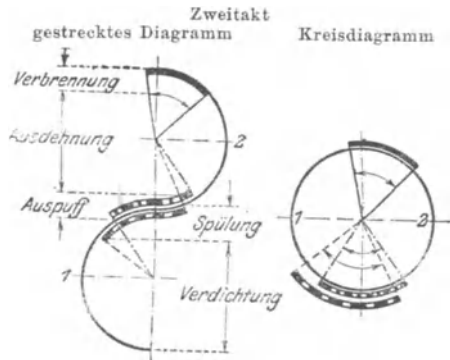


Fig. 32.

Ebenfalls ist beim Abblasen der Zylinder die Zündfolge zu prüfen. Für sechszylindrige Maschinen mit sechsfach gekröpfter Kurbelwelle sind allgemein zwei Gruppen zu je drei Zylinder üblich. Die Zündung erfolgt nun abwechselnd in diesen beiden Gruppen. Da bei Zweitaktmaschinen der einzelne Zylinder bei jeder Umdrehung zündet, bei Viertaktmaschinen aber erst bei jeder zweiten Umdrehung, so beträgt der Kurbelwinkel im ersten Falle 60° , im zweiten Falle 120° . Die Zündfolge ergibt sich dann für sechszylindrige Maschinen wie in Fig. 33 a angegeben, für achtzylindrige Maschinen ergeben sich sinngemäß die Stellungen Fig. 33 b.

Wenn die Eröffnung der Ventile nicht ungefähr den erforderlichen Kolbenstellungen entspricht, so muß der Zusammenbau der Steuer-

antriebswellen untersucht werden. Es sei hier auf eine genaue Zeichnung der Zahnräder hingewiesen, die zweckmäßig nach Fig. 34 erfolgt.

Die Messung ergab für die Brennstoffventile bei einer sechszylindrigen Zweitaktmaschine z. B. folgende Werte:

Zylinder . .	I	II	III	IV	V	VI
Rollenlose .	0,7	0,55	0,5	0,45	0,5	0,4 mm

Da die Rollenlose bei Zylinder I erheblich von den übrigen abweicht, wurde sie durch Nachstellen von 0,7 auf 0,4 mm gebracht.

Beim Abblasen der Maschine ergab sich in bezug auf den oberen Totpunkt in mm auf der Drehscheibe gemessen:

Zylinder	I	II	III	IV	V	VI
Eröffnung . . .	60	18	73	70	0	55 mm vor <i>OT</i>
Schließen . . .	355	306	340	340	400	363 „ nach „
Gesamteröffnung .	415	324	413	410	400	418

Bei Zylinder II ist die Gesamteröffnung zu gering. Dieser Zylinder würde im Betriebe in der Leistung hinter den anderen Zylindern zurückbleiben. Da gleichzeitig die Rollenlose bei Zylinder II größer ist als bei den übrigen Zylindern, so wurde durch Verringerung der Rollenlose um 0,1 mm auf 0,45 die Gesamteröffnung auf 410 mm gebracht, wobei gleichzeitig die Eröffnung vor dem *OT* von 18 auf 50 mm stieg, der Schluß des Ventils nach *OT* auf 360 mm.

Das Brennstoffventil des Zylinders V wird zu spät geöffnet. Da die Gesamteröffnung und die Rollenlose normal sind, so muß hier eine Verstellung des Nocken vorgenommen werden. Durch Versetzen desselben um

2 mm auf der Nockenscheibe im Drehsinn öffnete das Ventil 60 mm vor *OT* und schloß 340 mm hinterher. Das Maß für die Verschiebung des Nocken läßt sich rechnerisch ermitteln. Ist *b* das Bogen-

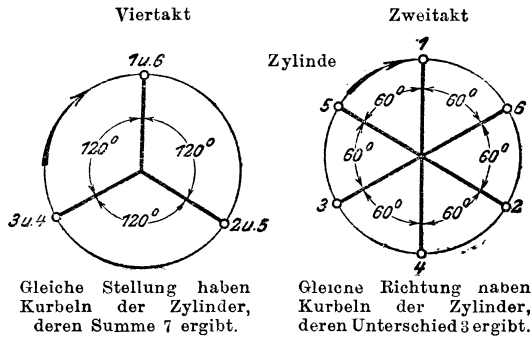


Fig. 33 a.

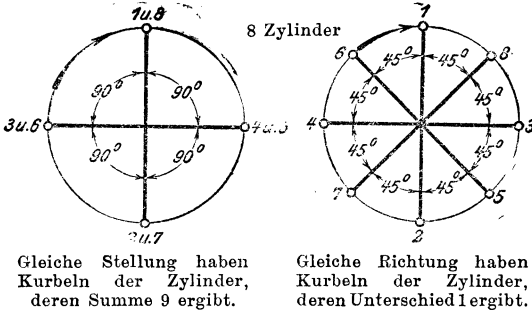
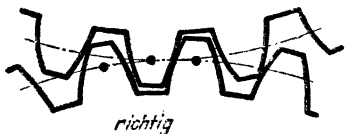
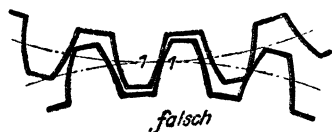


Fig. 33 b.

stück auf der Drehscheibe in mm, um welches die Eröffnung geändert werden soll, so ist bei Zweitaktmaschinen, wo die Nockenscheibe mit dem Durchmesser d die gleiche Winkelgeschwindigkeit wie die Drehscheibe mit dem Durchmesser D hat, der Nocken im Drehsinn zu versetzen um:



$$x = \frac{b \cdot d}{D}$$



bei Viertaktmaschinen um:

$$x = \frac{b \cdot d}{2D}$$

Fig. 31.

Die Steuerung der Brennstoffventile ist also jetzt folgendermaßen eingestellt:

Zylinder	I	II	III	IV	V	VI
Rollenlose	0,4	0,45	0,5	0,45	0,5	0,4
Eröffnung	60	50	73	70	60	55 mm vor OT
Schließen	355	360	340	340	340	363 „ nach „
Gesamteröffnung	415	410	413	410	400	418

Wenn das Kurbeldiagramm fertig gezeichnet ist, wird es unter Zuhilfenahme eines erprobten Steuerdiagramms beurteilt.

Der Verdichtungsraum. Für die gute Arbeitsweise der Maschine ist das Maß der Verdichtung von Bedeutung. Durch die Verdichtung muß eine Temperatur erzeugt werden, bei der nach der Vergasung und Mischung des Ölgases mit Luft die Selbstzündung erfolgt. Bei guten Ölen genügt dazu bei den meisten Maschinen 20 at Verdichtung als untere Grenze. In Wirklichkeit geht man im Interesse einer sicheren Zündung und Vergrößerung des Temperaturgefälles auf 30—40 at. Das Verdichtungsverhältnis richtet sich bei diesem feststehenden Enddruck nach Anfangsdruck und -temperatur der Ladeluft. Dies ist unter dem Abschnitt Wirkungsgrade (Seite 111) weiter ausgeführt. Zunächst genügt es zu wissen, daß der Verdichtungsraum eine bestimmte Größe haben muß. Die Größe des Verdichtungsraumes wird zunächst durch Ausmessen mit Öl oder Wasser festgestellt. Man setzt dazu den Arbeitskolben in die obere Totpunktlage und dichtet ihn mit Talg gegen die Zylinderwand ab. Dann füllt man durch eine Ventilöffnung Öl oder Wasser literweise ein. Nach dem Ausmessen tut man gut, den Abstand zwischen Kolben und Deckel an einer bestimmten Stelle zu messen, da man später dieses Maß unmittelbar zur Einstellung des Verdichtungsraumes benutzen kann. Man läßt dazu beim Drehen der Maschine einen Bleipfropfen, der durch eine Ventil-

öffnung in den Zylinder hineingehalten wird, an dieser Stelle zusammendrücken. Soll der Verdichtungsraum verändert werden, so geschieht dies durch Veränderung der Zwischenlagen zwischen Schubstange und Kurbellager. Die Zwischenlagen werden am besten wie in Fig. 35 angegeben geschnitten, da sie dann hineingelegt oder herausgenommen werden können, ohne das Lager ganz auseinandernehmen zu müssen. Wo die Stange nicht geteilt ist, müssen die Paßbleche des Kolbenbolzenlagers verändert werden, dazu muß dann jedesmal der Kolben herausgenommen werden. Es empfiehlt sich hier, wie auch in allen anderen Fällen, bei größeren Instandsetzungen die Veränderung des Verdichtungsraumes, welche durch Nacharbeiten der Lager usw. entsteht, gleich festzustellen und schon beim Zusammenbau zu berücksichtigen.

Ist die Ölmaschine mit einer elektrischen Maschine so verbunden, daß sie elektrisch gedreht werden kann, so läßt man die Ölmaschine zunächst elektrisch an. Dabei liegt der Manöverhebel auf „Stopp“ und die Umsteuerung auf „Voraus“. Die Maschine muß vorher mit der Drehvorrichtung bei geöffneten Indikatorventilen gedreht worden sein, um ernste Störungen zu vermeiden. Mit Hilfe des Indikators zeichnet man nun Verdichtungsdiagramme bei verschiedenen Umdrehungszahlen.

Der Verlauf der Verdichtungs- und der Ausdehnungslinie im geschlossenen Kolbenwegdiagramm, wobei also die Indikatortrommel durch das Kolbengestänge bewegt wird (s. Fig. 36 a), läßt erkennen, ob Undichtigkeiten des Kolbens oder der Ventile vorhanden sind, außerdem ist aus dem Diagramm die Höhe des Verdichtungsdruckes unmittelbar abzulesen. Die Höhe des Verdichtungsdruckes für verschiedene Umdrehungszahlen läßt sich gut veranschaulichen, wenn die Trommel des Indikators nicht von der Maschine, sondern während des Ganges der Maschine mit der Hand langsam weitergedreht wird. Auf diese Weise entsteht das Diagramm Fig. 36 b, woraus der Verdichtungsdruck für die einzelnen Umdrehungszahlen unmittelbar abgelesen werden kann. Aus diesem Diagramm läßt sich auch für die einzelnen Zylinder die Umdrehungszahl entnehmen, bei der sie noch eine sichere Zündung erreichen.

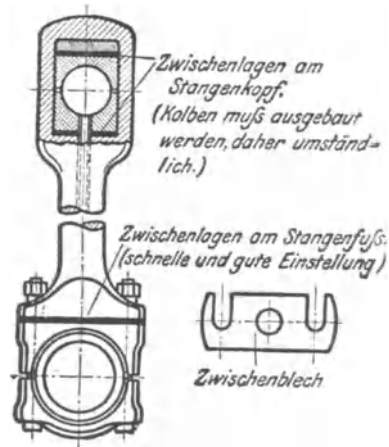


Fig. 35.

Gleichzeitig mit der Aufnahme der Verdichtungsdiagramme wird die zum Drehen der Maschine bei verschiedenen Umdrehungszahlen nötige Leistung an den Meßinstrumenten des elektrischen Antriebes abgelesen.

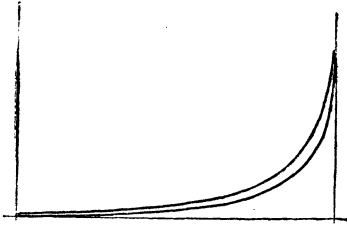


Fig. 36a.

Diese Leistung muß für ein und dieselbe Drehzahl bei wärmer werdender Maschine fallen. Steigt sie jedoch während des Drehens an, so ist dies ein Zeichen dafür, daß gleitende Teile der Maschine heiß laufen. Die Maschine ist dann sofort zu stoppen. Auch ohne diese Feststellung soll man nach dem erstmaligen Andrehen die Maschine bald stoppen und alle laufen-

den Teile untersuchen. Eine Maschine von 850 WPS beanspruchte zum Drehen bei verschiedenen Umdrehungszahlen im kalten und warmen Zustande die aus Schaubild Fig. 37 ersichtlichen Stromstärken bei 110 Volt.

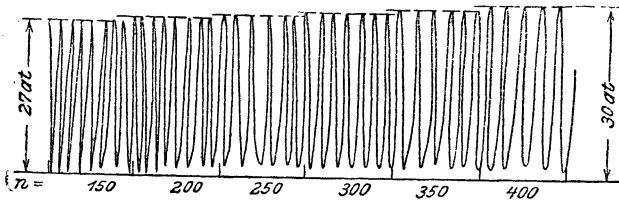


Fig. 36b.

Kann die Maschine nicht elektrisch angetrieben werden, so muß die Aufnahme von Verdichtungsdiagrammen der einzelnen Zylinder erfolgen, wenn die übrigen Zylinder in Betrieb sind.

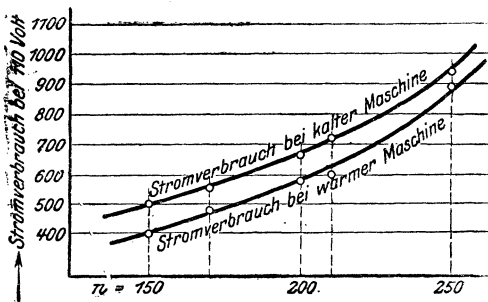


Fig. 37.

Das Anlassen mit Luft. Der zum Anlassen erforderliche Luftbedarf ist abhängig von dem Zustand der Maschine und der Geschicklichkeit des Maschinisten. Je höher der Luftdruck, desto größer der Verbrauch an Luft, wenn gleiche Räume damit gefüllt werden. Daher wird der Druck der Anlaßluft bei

Maschinen, die häufig manövrieren, herabgemindert. Der zum Anlassen erforderliche Druck richtet sich nach dem inneren Widerstand der Maschine und nach der Belastung derselben; letztere sollte beim Anlassen ganz

vermieden werden. Für Schiffsölmotoren liegen daher die Verhältnisse sehr günstig, da die anfängliche Belastung beim Drehen der Schraube bei liegendem Schiff gering ist. Aber neben der inneren Reibung ist selbstverständlich auch die Temperatur der Zylinder von Einfluß auf das Anspringen. Wir dürfen nicht vergessen, daß die Zündung der Maschine von der Erreichung einer bestimmten Temperatur abhängt. Je häufiger Anlaßluft in die Zylinder gelassen wird und sich hier ausdehnt, desto kälter werden dieselben, und desto größer muß die Kolbengeschwindigkeit sein zur Erzeugung der Zündtemperatur, was wiederum nur durch länger anhaltendes Fahren mit Luft erreicht wird. Daß die auf diese Weise abgekühlten Zylinder bei nachfolgendem Betrieb den schädlichsten Wärmeänderungen unterworfen sind, ist ohne weiteres klar. Daher wird auch der geübte Maschinist nur so lange mit Anfahrluft fahren, wie unbedingt zur Erreichung der Zündung notwendig ist, er muß allerdings genügend Gefühl besitzen, um beurteilen zu können, wann dieser Zeitpunkt gekommen ist, da sonst bei nicht eintretender Zündung eine Verzögerung in der Ausführung des Kommandos eintritt. Aus diesem Grunde sind auch meist die Zylinder der Schiffsölmotoren in zwei Gruppen geteilt, und während alle Zylinder mit Anfahrluft anlaufen, wird zunächst nur die eine Hälfte zur Zündung gebracht, während die anderen Zylinder mit Anfahrluft weiterlaufen, bis die erste Gruppe einwandfrei arbeitet. Aus dem bisher Gesagten ist ersichtlich, daß bei einer bestimmten Maschinenanlage die Zahl der Manöver und der benötigte Anfahrdruck sich nicht ein für allemal angeben lassen. Maschinen, welche mit einem bestimmten Preßluftvorrat einmal dreißigmal angelassen wurden und noch bei 12 at ansprangen, werden ein anderes Mal vielleicht nur 20 Manöver ausführen können und bei 15 at schon stehenbleiben, je nach der Geschicklichkeit des Maschinisten und dem Zustand der Maschine. Wir haben gesehen, daß die Zahl der Manöver zum Zwecke der Schonung der Maschine gering zu halten ist. Besonders das Zurückgehen mit der Maschine, während das Schiff noch Fahrt voraus hat, bedeutet neben dem großen Luftverbrauch eine ganz erhebliche Beanspruchung der Zylinder.

In Fig. 38 a und b sind Anfahrdiagramme dargestellt, die durch die Bemerkungen genügend erklärt sind.

Die hohen Drucklinien zeigen den Anfahrvorgang mit Luft. Innen normales Arbeitsdiagramm.

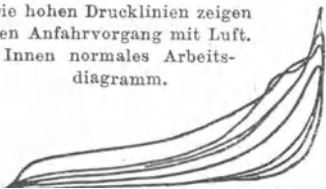


Fig. 38a.

Nur mit Luft gearbeitet. Kolbenstand bei der senkrechten Drucklinie.

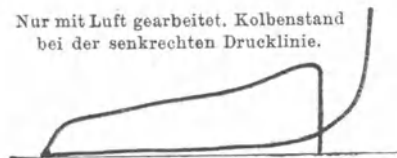


Fig. 38b.

Die Wirkungsweise der Brennstoffpumpe prüft man am besten durch die in Fig. 39 a und b dargestellten Regulierdiagramme. Man zeichnet dabei auf ein und dasselbe Blatt Arbeitsdiagramme und verstellt dabei die Brennstoffmenge mit dem Hedel von Rast zu Rast oder

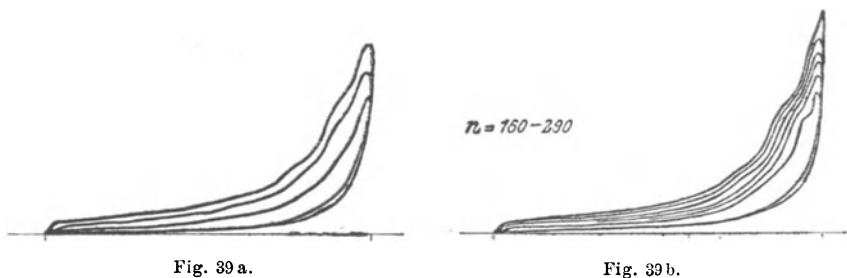


Fig. 39 a.

Fig. 39 b.

mit gleichen Abständen. Auf diese Weise muß ein Linienbündel entstehen, welches in seiner Anordnung zeigt, ob die Einstellung mit dem Brennstoffhebel regelmäßig und gut erfolgt.

Die Brennstoffzufuhr zu den einzelnen Zylindern muß selbstverständlich so gleichartig sein, daß die Leistungen der Zylinder annähernd gleich sind.

Indikatorische Untersuchung der Arbeitsweise.

Die nunmehr folgende indikatorische Untersuchung der Maschine gibt die Möglichkeit zu einer feineren Einstellung der Steuerung. Das Arbeitsdiagramm an und für sich eignet sich dazu nicht, da es als geschlossenes Kolbenweg-Diagramm gerade die Vorgänge zusammengedrängt zeigt, die für die Beurteilung am wichtigsten sind. Die Verbrennung des Öles und Erneuerung der Ladung des Zylinders werden in diesem Diagramm nämlich dann aufgezeichnet, wenn der Arbeitskolben und damit die Schreibtrommel des Indikators in den Totpunkten des Arbeitskolbens ihre geringste Geschwindigkeit haben. Dazu kommt, daß die hohen Drücke im Zylinder einen Federmaßstab erfordern (ungefähr 1 mm entsprechend 1 at), der die Vorgänge mit geringen Drücken nur sehr undeutlich aufzeichnet.

Man muß daher die einzelnen Arbeitsvorgänge, die in ihrer Gesamtheit von geschlossenen Kolbenweg-Diagrammen, dem Arbeitsdiagramm, gezeigt werden, verstrecken und verzerren, und wendet dazu offene Kolbenweg-Diagramme und Schwachfeder-Diagramme an.

Bei den jetzt zu besprechenden Diagrammformen sollen die Abweichungen unberücksichtigt bleiben, die durch Fehler des Indikators oder unrichtigen Gebrauch desselben entstehen können. Diese Abweichungen sind in einschlägigen Büchern und Gebrauchsanweisungen

hinlänglich beschrieben. Es soll hier vorausgesetzt werden, daß der Indikator in Ordnung ist und beim Gebrauch desselben keine Fehler gemacht werden¹⁾).

Bei den **offenen Kolbenweg-Diagrammen** wird die Trommel des Indikators mit der Hand während einer Umdrehung der Maschine in derselben Richtung gezogen, so daß die Abszisse des so entstehenden Diagramms nach Möglichkeit für gleiche Zeiten die gleiche Länge hat. Die Abszisse entspricht dann ungefähr dem Kurbelweg.

Die Drucklinie zeigt dabei zunächst den Verlauf der Verdichtung, dann fortlaufend die Druckverhältnisse bei der Verbrennung und schließlich die Ausdehnungslinie. Besonders wertvoll ist dabei das Bild der Verbrennungslinie, welche im Vergleich mit der des geschlossenen Kolbenweg-Diagramms verstreckt ist und daher viel deutlicher den Verlauf der Verbrennung zeigt. Viele Ungleichmäßigkeiten, wie verfrühte oder verspätete Zündung, Druckanstieg bei der Verbrennung usw., werden erst durch das verstreckte Diagramm sichtbar (s. Fig. 40).

Erfolgt z. B. die Öffnung des Brennstoffventils zu früh, so kann diese je nach dem Grad der Unregelmäßigkeit die in den Figuren 41 a bis 41 c wiedergegebenen Formen des geschlossenen Diagramms ergeben. Woher die Drucksteigerung rührt, ist zunächst noch nicht zu übersehen. Erst die offenen Diagramme zeigen an dem Verlauf der Verdichtungslinie, daß es sich um eine zu früh erfolgende Vergasung und Entzündung handelt; das Brennstoffventil öffnet für den zur Anwendung kommenden Brennstoff zu früh. Die Schaubilder sind dadurch erhalten, daß der Antrieb des Brennstoffventils von normaler Arbeitsweise ab absichtlich verstellt wurde. In Fig. 41 a ist noch der Absatz erkennbar, der zwischen Beendigung der Verdichtung und der Zündung entsteht, in Fig. 41 b verläuft die Linie schon ohne diesen Absatz, während in Fig. 41 c vor Beendigung der Verdichtung eine starke Drucksteigerung durch Wärmezufuhr erfolgt, wodurch der Höchstdruck bei der Verbrennung auf 46 at steigt. In diesem Falle wurde der Grund der Drucksteigerung durch das offene Diagramm festgestellt.

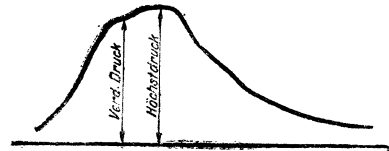


Fig. 40.

¹⁾ Über Indikatoren siehe: W. Wilke, Neuerungen von Indikatoren normaler Bauart und neuere Indikatoren besonderer Bauart. Mit besonderer Berücksichtigung der Indikatoren für Verbrennungskraftmaschinen. „Der Ölmotor“ II. und III. Jahrgang. — W. Wilke, Untersuchungen über die Grenzen der Verwendbarkeit des Indikators bei schnelllaufenden Maschinen für elastische Medien. „Der Ölmotor“ V. Jahrgang.

Eine ähnliche Drucksteigerung zeigt nämlich das Diagramm auch, wenn bei gut eingestellter Steuerung der Einblasedruck zu hoch gehalten wird. Die Diagramme Fig. 42a bis c sind bei gleicher Umdrehungszahl genommen, während der Einblasedruck von 32 auf 43 at gesteigert wurde.

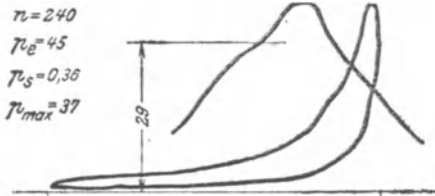


Fig. 41 a.

Die hohen Spitzen, welche die Diagramme bei Frühzündung oder zu hohem Einblasedruck zeigen, haben immer starke Stöße in der Maschine zur Folge. Bei einer Zweitaktmaschine wurde der Auspuff unrein. Der Grund dafür lag darin, daß die Spülpumpe in ihrer Leistung nachgelassen hatte und nicht genügend Verbrennungsluft förderte. Da dies nicht richtig erkannt war, wurde der klare Auspuff durch Erhöhung

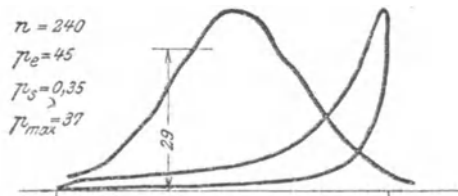


Fig. 41 b.

des Einblasedruckes wiederhergestellt, wodurch so starke Stöße in der Maschine auftraten, daß die Befestigungsbolzen der Zylinder brachen.

Als Gegenstück zu Fig. 42 ist in Fig. 43 ein Diagramm bei 245 Umdrehungen dargestellt, welches normal den Einblasedruck der Fig. 42 c haben soll, während er auf 32 at verringert wurde. Die Folge davon war starke Rauchbildung (s. auch S. 106).



Fig. 41 c.

Das zu späte Öffnen des Brennstoffventils ist in der Fig. 44 dargestellt. Im geschlossenen Diagramm zeigt sich bei zu später Zündung oft nur eine Verdickung der Drucklinie am Ende der Verdichtung. Von dieser Verdickung aus wird dann noch eine oft erhebliche Drucksteigerung sichtbar. Daß diese Verdickung durch zwei übereinander gezeichnete Linien entsteht, zeigt erst das gestreckte Diagramm. Nach der Verdichtung tritt nämlich noch nicht die Verbrennung ein, welche die Gleichdrucklinie erzeugt, sondern der Kolben beginnt den Rückweg, ohne daß Wärmezufuhr erfolgt. Aus diesem Grunde fällt der Druck im Zylinder, bis die dann einsetzende Ver-

Fig. 44 dargestellt. Im geschlossenen Diagramm zeigt sich bei zu später Zündung oft nur eine Verdickung der Drucklinie am Ende der Verdichtung. Von dieser Verdickung aus wird dann noch eine oft erhebliche Drucksteigerung sichtbar. Daß diese

brennung eine plötzliche Drucksteigerung bringt. Erschütterungen der Maschine und Nachbrennen während der Ausdehnung, also schlechte Ausnutzung der Wärme, sind die Folge. Durch die Drucksteigerung bei der Verbrennung entstehen häufig auch erhebliche Schwingungen

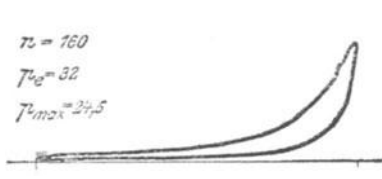


Fig. 42 a.

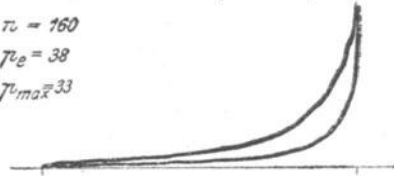


Fig. 42 b.

des Indikator-Schreibgestänges, wodurch die Ausdehnungslinie wellenförmig gezeichnet wird.

Die Bedingung für ein gutes Diagramm ist, daß in der Totpunktstellung des Kolbens die Entzündung des Brennstoffes erfolgt ist, damit beim Rückgange des Kolbens das Arbeitsdiagramm infolge der Wärmezufuhr eine Gleichdrucklinie zeigt. Da zur Vergasung, Gemischbildung und Entzündung je nach der Beschaffenheit des Brennstoffes eine bestimmte Zeit erforderlich ist, so geht daraus hervor, daß bei Erfüllung dieser Bedingung das Brennstoffventil immer mit einer Voreröffnung arbeiten muß, da sonst Spätzündung eintritt. Diese Voreröffnung darf aber nicht so weit getrieben werden, daß Frühzündung erfolgt. Der genaue Öffnungs-

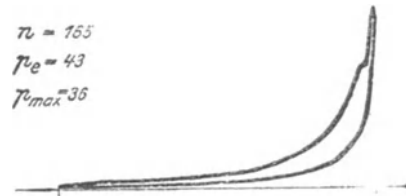


Fig. 42 c.

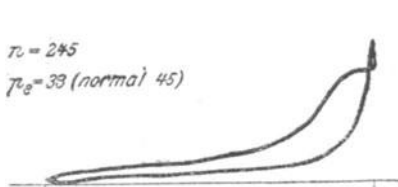


Fig. 43.

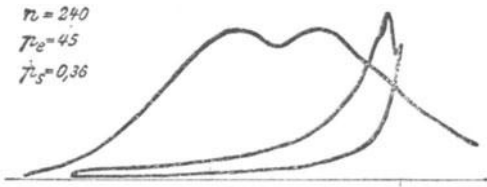


Fig. 44.

zeitpunkt muß durch indikatorische Untersuchung gefunden werden.

Außer diesen Unregelmäßigkeiten in der Verbrennung, die durch falschen Öffnungszeitpunkt des Brennstoffventils verursacht werden, wird die Verbrennungslinie des Diagramms noch durch den Gang der Maschine beeinflusst. Bei gleichen Brennstoffeigenschaften und gleicher Einstellung der Steuerung wird die Verbrennungslinie bei un-

verändertem Antrieb des Brennstoffventils sich nach der Kolbengeschwindigkeit richten. Die Zusammenstellung Fig. 45 zeigt, daß mit abnehmender Umdrehungszahl der Maschine der Höchstdruck von 33,2 at auf 42,5 at steigt, weil unter sonst gleichen Verhältnissen und trotz geringerer Verdichtung die Wärmezufuhr für die zeitlich geringere Raumvergrößerung zu schnell vor sich geht und dadurch größere Drucksteigerung verursacht. Die Aufzeichnungen sind bei einer Zweitaktmaschine unter stufenweiser Steigerung der Umdrehungszahl gemacht, nachdem jedesmal eine einwandfreie Verbrennung (klarer Auspuff) eingestellt war. Umgekehrt würde das Diagramm

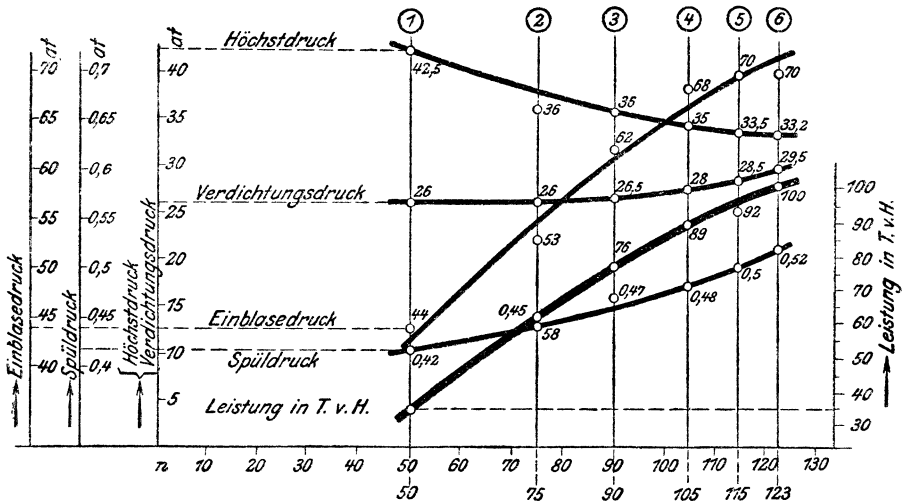


Fig. 45.

Spätzündung zeigen, wenn die Steuerung für langsamen Gang eingestellt gewesen wäre und dann die Umdrehungszahl gesteigert worden wäre. Die Voreröffnung des Brennstoffventils würde dann für die gesteigerte Kolbengeschwindigkeit zu gering sein.

Schwachfederdiagramme. Die Steuerung des Auslasses der Verbrennungsprodukte und die Erneuerung der Ladung des Zylinders wird in den Arbeitsdiagrammen nicht sichtbar, da der Federmaßstab der Arbeitsdiagramme bei den im Zylinder auftretenden Drücken zu gering ist (ungefähr 1 at = 1 mm). Zur Veranschaulichung dieser Vorgänge zeichnet man daher Diagramme mit einer Feder, bei der ein at durch eine Ordinate von 15—20 mm dargestellt wird. Bei diesen Schwachfederdiagrammen muß man natürlich auf den Hochdruckteil des Diagramms verzichten.

In Fig. 46 ist z. B. das Schwachfederdiagramm einer Viertaktmaschine dargestellt. Die Auslaß- und die Ansaugarbeit, die im gewöhnlichen Arbeitsdiagramm meist als verdickte Linie erscheinen, werden hier tatsächlich als Fläche dargestellt und sind auch auszuwerten, da Ausstoß- und Ansaugedruck abgelesen werden können. Diese negative Arbeitsfläche wird unter sonst gleichen Verhältnissen größer, sobald die Steuerung des Einlaß- und Auslaßventils nicht stimmt. Zu spät oder zu früh schließende Ventile werden nämlich den geraden Verlauf der Linien stören und sich durch starke Ausbauchungen der Drucklinien bemerkbar machen, so daß der Flächeninhalt des von Ausstoß- und Ansaugelinie begrenzten Diagramms größer wird.

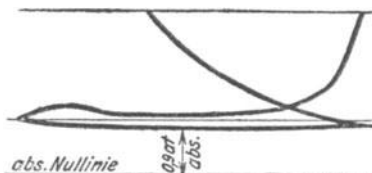


Fig. 46.

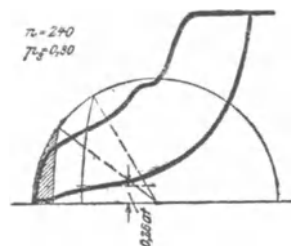


Fig. 47.

Das Schwachfederdiagramm für Zweitaktmaschinen ist in Fig. 47 gezeigt. Das darübergelegte Kurbeldiagramm der Maschine erklärt den Verlauf der Drucklinie, wie er durch Öffnen und Schließen der Auspuffschlitze, daran anschließende Ladung des Zylinders und Beginn der Verdichtung mit Spüldruck beim Schließen des Spülventils bestimmt wird.

Rauchfreie Verbrennung.

Das Merkmal eines guten Betriebes und der richtigen Arbeitsweise der Maschine ist der farblose Auspuff. Das Ergebnis der vollkommenen Verbrennung in der Ölmaschine sind immer farblose Gase: Kohlensäure, Wasserdampf und Stickstoff.

Der Grad der Vollkommenheit der Verbrennung kann durch Untersuchung der Abgase festgestellt werden. Dem Sauerstoffgehalt der Luft entsprechend müßten die Abgase bei vollkommener Verbrennung = 21 v. H. Kohlensäure enthalten. Dieser Anteil wird selbstverständlich nicht erreicht, denn neben Kohlensäure befindet sich immer noch Kohlenoxydgas und freier Sauerstoff in den Abgasen. Die Untersuchung der Abgase findet in der Weise statt, daß man aus einem bestimmten Raumteil (100 cm³) Abgase die einzelnen Bestandteile dieser Gase durch Absorptionsflüssigkeiten bindet und dann an der Raumverringering feststellt, wieviel Raumteile der einzelnen Gase in den Abgasen enthalten sind. Als Absorptionsmittel nimmt man

für CO_2 : Kalilauge,
 „ CO : Kupferchlortür,
 „ O : Pyrogallussäure.

Geeignete Untersuchungsapparate sind bei den einschlägigen Fabriken zu haben ¹⁾).

Wo der Auspuff gefärbt ist, befinden sich also neben diesen Gasen noch unverbrannte Kohlenwasserstoffe darin. Bei übermäßiger Zylinderschmierung können diese zwar bis zum gewissen Grade auch vom Schmieröl herrühren, aber meistens handelt es sich bei unklarem Auspuff um eine schlechte Verbrennung des Brennstoffes. Die Ursache ist verschieden. Es kann schlechte Zerstäubung und Vergasung vorliegen, schlechte Mischung mit Luft oder aber Luftmangel; verstopfte und verschmutzte Düsenplatten und Zerstäuber, undichte Ventile, insbesondere Brennstoffnadeln, zu geringer Einblasedruck, oder bei Zweitaktmaschinen zu wenig Spülluft werden die Verbrennung verschlechtern und damit unreinen Auspuff verursachen. Mit dunkler werdendem Auspuff steigt auch dessen Temperatur, was gleichbedeutend mit Wärmeverlust für das Arbeitsverfahren ist. Der Betrieb läßt sich sogar mit der Auspufftemperatur der Maschine überwachen, insofern bei einwandfreier Verbrennung zu jeder Belastung einer Maschine eine bestimmte Temperatur gehört. Wo diese Temperatur steigt, ohne daß die Belastung gesteigert wurde, ist etwas in Unordnung.

In Fig. 48 a bis c ist ein Versuch dargestellt, der die Verschlechterung des Auspuffes bei gleichzeitiger Temperaturerhöhung zeigt, wenn

1. der Einblasedruck verringert wird, dieser also nicht der Belastung entspricht. Die Zerstäubung des Brennstoffes wird mangelhaft, so daß ein Teil des Brennstoffes nicht mehr zur vollständigen Vergasung und Verbrennung gelangt. Die mit den Auspuffgasen abziehende Wärme geht für die Arbeitsleistung verloren, so daß die Leistung der Maschine abnimmt (Fig. 48 a).
2. Wird die Verbrennungsluft verringert, bei Zweitaktmaschinen der Spüldruck herabgesetzt, so verbrennt der Brennstoff trotz guter Zerstäubung und Vergasung nicht, weil der dazu erforderliche Sauerstoff fehlt. Die Leistung der Maschine nimmt selbstverständlich der geringeren Wärmeerzeugung entsprechend ab. Auch unreine Verbrennungsluft, Abgase im Einlaßraum der Maschine haben die gleiche Wirkung (Fig. 48 b).
3. Die Umkehrung bestätigt den Versuch. Wird nämlich die Brennstoffzufuhr vermehrt, ohne den Zerstäubungsdruck (Einblasedruck)

¹⁾ Eine Zusammenstellung und Beschreibung solcher Apparate findet sich bei: Prof. J. Brand, Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle. Berlin 1913, Verlag von Julius Springer.

und die Verbrennungsluft (Spüldruck) zu erhöhen, so steigt die Leistung der Maschine nicht dem Brennstoffzuwachs entsprechend, sondern von einem bestimmten Überschuß ab verläßt ein Teil des Brennstoffes die Maschine unverbrannt mit den Auspuffgasen (Fig. 48 c).

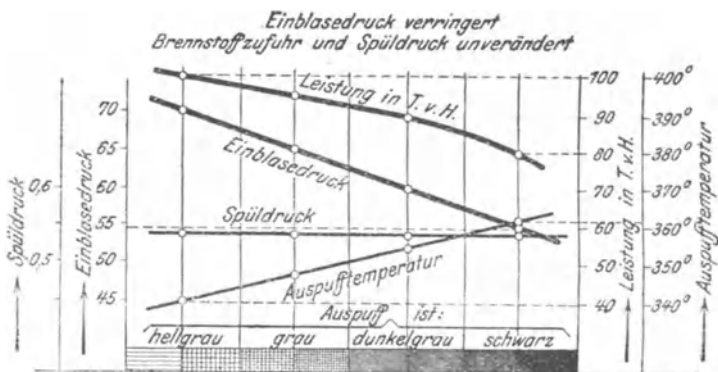


Fig. 48a.

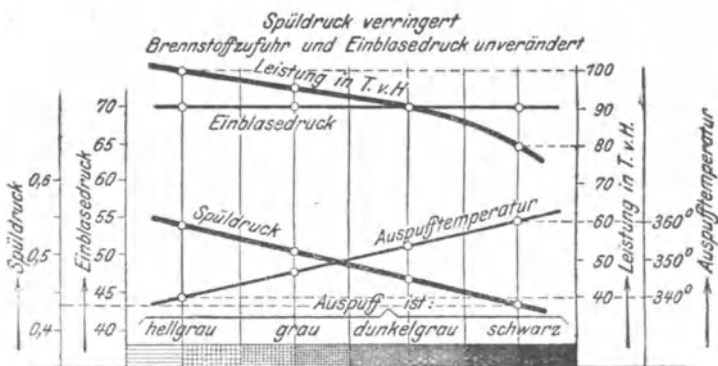


Fig. 48b.

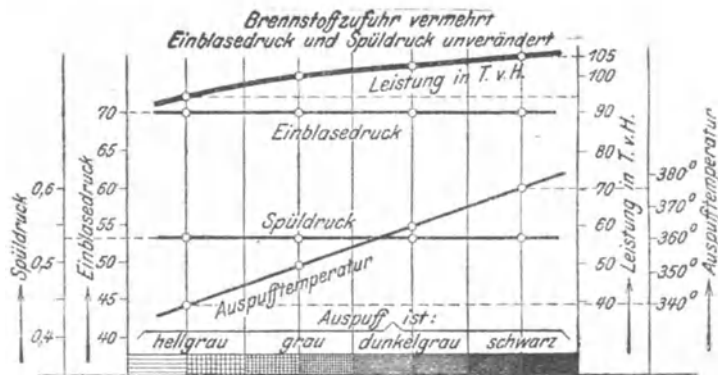


Fig. 48c.

Zusammenfassend erkennen wir:

Brennstoffzufuhr, Einblasedruck und Verbrennungsluft (Spüldruck) stehen in einem ganz bestimmten Verhältnis, welches bei Belastungsänderung immer wieder eingestellt werden muß, bis der Auspuff klar ist.

Wirkungsgrade.

Wenn zur Erreichung eines bestimmten Zweckes ein bestimmter Aufwand geleistet wird, so ist die Frage berechtigt und von Wert: Wie verhält sich der Erfolg zum Aufwand? Und wenn der Erfolg den Aufwand nicht erreicht, so muß entschieden werden, ob die entstandenen Verluste nicht zu groß sind und ob sie sich herabsetzen lassen.

Wenn eine Energieform (Wärme) aufgewendet wird, um eine andere (mechanische Arbeit) zu erzeugen, so fragen wir: Den wievielten Teil der der aufgewendeten Wärme gleichwertigen mechanischen Arbeit erhalten wir an der Welle?

Die Beantwortung dieser Frage verlangt dann auch gleich die Untersuchung, wo die Verluste auftreten, und ob sie sich herabsetzen lassen. Von der Bestimmung des Gesamtwirkungsgrades der Anlage kommen wir so auf die Untersuchung der Einzelabschnitte derselben.

Dabei müssen wir uns zunächst an die Bedingungen erinnern, unter denen Energieumsetzungen überhaupt möglich sind. Wir wissen, daß die Wärme nicht restlos in mechanische Arbeit umgewandelt werden kann, sondern daß im Kreisprozeß, in welchem dem Arbeitskörper Wärme zugeführt wird, immer ein Teil der Wärme dem Arbeitskörper entzogen werden muß. Grundsätzlich kann also nur ein Teil der aufgewendeten Wärme in Arbeit umgesetzt werden.

Bei dem Vergleich der einzelnen Arbeitsverfahren für Wärmekraftmaschinen hatten wir schon auf den Unterschied zwischen der Güte eines Arbeitsverfahrens in der Theorie und in der Durchführung dieses Arbeitsverfahrens hingewiesen. Wir hatten gesehen, daß das beste Arbeitsverfahren keinen Erfolg hat, wenn seine Durchführung auf Schwierigkeiten stößt, ja, daß die Entwicklung gerade den umgekehrten Weg ging, als die Theorie ihn wies. Trotzdem aber haben die theoretischen Betrachtungen für die Wirklichkeit Wert.

Die Beurteilung einer Maschine erfolgt zunächst durch den Vergleich des Erfolges zum Aufwand. Dadurch drückt man die Verluste aus, die bei der Umsetzung entstehen. Diese Verluste sind nun nicht allein im Arbeitsverfahren begründet, sondern die durch das Arbeitsverfahren begründeten Verluste werden vergrößert durch solche, die in der Maschine selbst auftreten, und die in ihrer Größe durch den Bau der Maschine und durch den Betrieb derselben bestimmt werden.

Für alle Maschinen läßt sich nun der Wirkungsgrad des in ihr durchgeführten Arbeitsverfahrens aufstellen, und die Erreichung dieses Ideals muß beim Bau der Maschine und beim Betrieb derselben angestrebt werden. Wenn nun der Enderfolg, die an der Maschinenwelle erzielte Leistung, dieses Ideal nicht erreicht, so können wir untersuchen, wo die Verluste entstehen, ob sie im Bau oder Betrieb der Maschine begründet sind und ob und wie sie sich herabmindern oder vermeiden lassen?

Wir müssen also unterscheiden: zwischen

1. dem Wirkungsgrad des Verfahrens an sich, der Verluste umfaßt und angibt, welche grundsätzlich sind und bei bestimmten Voraussetzungen immer einen bestimmten Wert haben, also dem Wirkungsgrad, der das Arbeitsverfahren beurteilt;
2. dem Wirkungsgrad der Durchführung des Arbeitsverfahrens, der alle Abweichungen vom theoretischen Verfahren ausdrückt, die im Bau der Maschine oder im Betrieb ihren Grund haben.

Wenn wir also in der Ölmaschine durch Verbrennung einer bestimmten Gewichtsmenge Öl eine aus Brennstoffgewicht und Heizwert bestimmbare Wärmemenge aufwenden, die nach dem bisher Gesagten in kgm oder PS umzurechnen ist, so können wir fragen:

1. Wieviel v. H. dieser Energie sind im vorliegenden Falle überhaupt nach dem Arbeitsverfahren der Ölmaschine in mechanische Arbeit zu verwandeln?
2. Wieviel v. H. werden tatsächlich im Arbeitszylinder in Arbeit umgesetzt?
3. Wieviel v. H. werden tatsächlich an der Nutzwelle als Arbeit gewonnen?

Gerade die Beantwortung der letzten Frage ist für die Beurteilung der ganzen Anlage entscheidend. Durch den Vergleich der Werte von 2. und 3. können wir aber auf die Güte der Maschine schließen hinsichtlich der Umformung der hin und her gehenden Bewegung in eine umlaufende. Der Wert

$$\frac{\text{Wellenarbeit}}{\text{Zylinderarbeit}} \cdot 100$$

beurteilt zunächst die Bauart der Maschine, dann aber auch den Zustand in bezug auf Schmierung, Reibung der Kolben und Lager usw. Über die genaue Erfassung dieses Wirkungsgrades und damit Beurteilung der Reibungsverluste bestehen vielfach Unklarheiten, da dieser Wert unter Umständen sehr willkürlich bestimmt werden kann. Je nachdem nämlich, ob die Einblasepumpen angehängt sind oder nicht, ob der Wert im Nenner bei Viertaktmaschinen die Ansauge- und Ausstoßarbeit, oder bei Zweitaktmaschinen die Arbeit von angehängten

Spülpumpen mitenthält oder nicht, wird die Reibungsarbeit größer oder kleiner erscheinen. Besonders der Vergleich von zwei Bauarten wird dadurch erschwert. Die Normen des V. D. I. bestimmen daher, daß von der im Zylinder geleisteten Arbeit diejenige der Pumpen, falls sie angehängt sind, und die Arbeit für das Einsaugen und Ausstoßen usw. abzuziehen sind, um den mechanischen Wirkungsgrad zu errechnen.

Der Wirkungsgrad des Arbeitsverfahrens. Der Ausdruck für den Wirkungsgrad des Arbeitsverfahrens der Ölmaschine ist nach Seite 31

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\varepsilon_1^{\kappa}-1}{\kappa(\varepsilon_1-1)};$$

worin

ε = Verdichtungsverhältnis.

ε_1 = Volldruckverhältnis.

Es wäre z. B. für

$$\varepsilon = 14 \text{ und } \varepsilon_1 = 2$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{14^{1,4-1}} \cdot \frac{2^{1,4}-1}{1,4(2-1)}$$

$$\eta = 1 - 0,407 = 0,593.$$

Im Schaubild 49 sind die Werte für η bei verschiedenen Werten für ε und ε_1 zusammengestellt.

Wir sehen daraus allgemein, daß der Wirkungsgrad des Arbeitsverfahrens zunimmt, wenn ε größer oder ε_1 kleiner wird.

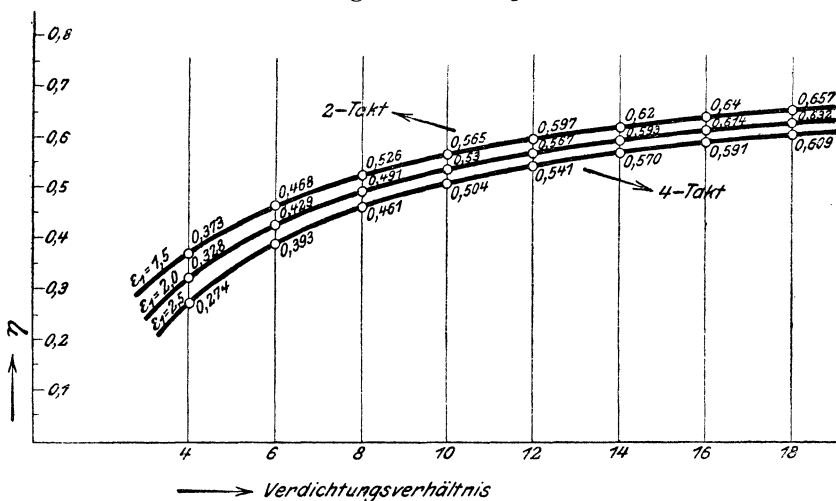


Fig. 49.

Das Verdichtungsverhältnis. Für die Behandlung der Maschine entnehmen wir daraus, daß die Größe des Verdichtungsraumes zunächst nicht zunehmen darf, ohne daß der Wirkungsgrad

der Maschine schlechter wird. Nach der Erneuerung der Packung für Zylinderdeckel oder nach dem Nachpassen von ausgearbeiteten Lagern muß daher jedesmal die Größe des Verdichtungsraumes festgestellt und gegebenenfalls wieder auf das alte Maß gebracht werden. Die Feststellung des Verdichtungsraumes ist auf S. 96 beschrieben.

Wenn nun, wie wir dem Verlauf der Schaulinien entnommen haben, der Wirkungsgrad der Maschine schlechter wird, wenn z. B. durch Sacken des Kolbens der Verdichtungsraum größer wird, so können wir durch Verringerung des Verdichtungsraumes, also Vergrößerung des Verdichtungsverhältnisses ε den Wirkungsgrad verbessern. Hier jedoch stoßen wir auf einen Gegensatz zwischen Theorie und Praxis.

Zunächst ist aus dem Verlauf der Linien ersichtlich, daß mit wachsendem ε , also Verringerung des Verdichtungsraumes, die Verbesserung des Wirkungsgrades immer geringer wird. Gleichzeitig wird aber mit wachsendem ε bei gleichem Anfangsdruck der Enddruck der Verdichtung erheblich größer, und damit nimmt die Reibung in der Maschine derart zu, daß die theoretischen Vorteile sehr bald hinfällig werden. Das Verdichtungsverhältnis muß sich daher nach dem praktisch brauchbaren Enddruck richten, der erfahrungsgemäß ungefähr 30—35 at beträgt. Wenn nun der Enddruck gegeben ist, so wird das Verdichtungsverhältnis wieder von dem Anfangsdruck abhängig sein, d. h. mit zunehmendem Anfangsdruck abnehmen müssen.

So ist z. B. bei 30 at Enddruck das Verdichtungsverhältnis bei einem Anfangsdruck von:

1. 0,9 at abs. bei Viertaktmaschinen:

$$\frac{p_1}{p_4} = \left(\frac{V_4}{V_1} \right)^\varepsilon = \varepsilon^\varepsilon$$

$$\frac{30}{0,9} = \varepsilon^{1,4}$$

$$\frac{\log 30 - \log 0,9}{1,4} = \log \varepsilon$$

$$12,24 = \varepsilon.$$

2. 1,4 at abs. bei Zweitaktmaschinen:

$$\frac{30}{1,4} = \varepsilon^{1,4}$$

$$\frac{\log 30 - \log 1,4}{1,4} = \log \varepsilon$$

$$9,0 = \varepsilon.$$

Die Betrachtungen ließen sich auch sinngemäß mit den Temperaturen durchführen.

Die Zündtemperatur im Zylinder beträgt rund 800° abs. Diese Temperatur wird erreicht bei einem Verdichtungsverhältnis, welches sich nach der Anfangstemperatur zu richten hat.

Bei 27° Raumtemperatur und Atmosphärendruck wäre im oben gedachten Falle, wenn die Temperatur dem Anfangsdruck entsprechend umgerechnet wird:

1. bei Viertaktmaschinen mit 0,9 at abs. Anfangsdruck:

$$\frac{T_1}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_1}\right)^{\kappa-1} = \epsilon^{\kappa-1}$$

$$\frac{800}{273+18} = \epsilon^{0,4}$$

$$\frac{\log 800 - \log 291}{0,4} = \log \epsilon$$

$$12,53 = \epsilon;$$

2. bei Zweitaktmaschinen mit 1,4 at abs. Anfangsdruck:

$$\frac{800}{273+57} = \epsilon^{0,4}$$

$$\frac{\log 800 - \log 330}{0,4} = \log \epsilon$$

$$9,15 = \epsilon.$$

Die Linien im Schaubild 50 und 51 geben für verschiedene Anfangsdrücke und Anfangstemperaturen den Enddruck oder die Endtemperatur

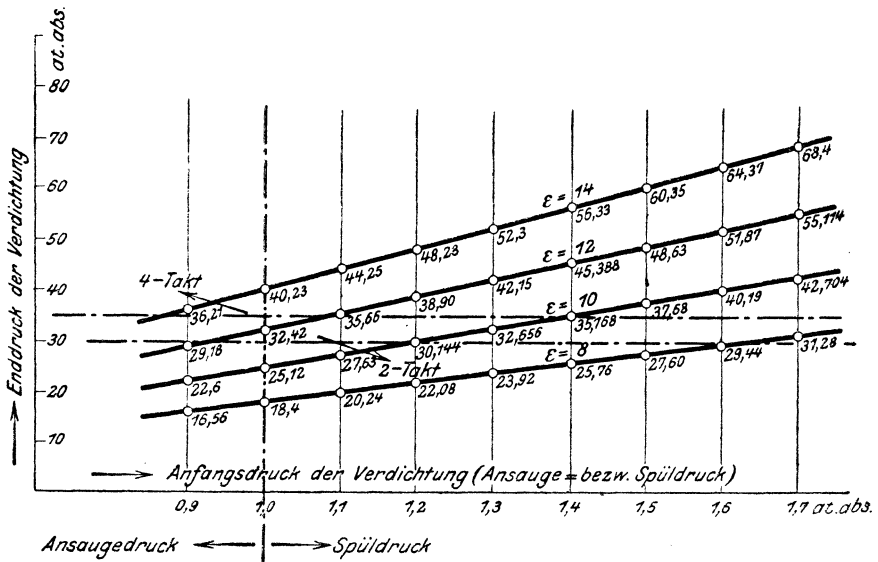


Fig. 50.

der Verdichtung bei verschiedenem Verdichtungsverhältnis. Wenn wir nun an dem Enddruck von 30—35 at, der Endtemperatur von 800° als obere Grenze festhalten und ferner in Betracht ziehen, daß der Anfangsdruck bei Viertaktmaschinen gleich dem Ansaugdruck, also < 1 , bei Zweitaktmaschinen dem Spüldruck entsprechend > 1 ist, so folgt daraus, daß Viertaktmaschinen ein größeres Verdichtungsverhältnis erfordern als Zweitaktmaschinen.

Die in den Schaubildern eingezeichneten Pfeile geben die Richtung an, wo die diesbezüglichen Verhältnisse für Viertakt- und Zweitaktmaschinen zu suchen sind.

Das Volldruckverhältnis. Die Änderung

des Wertes des Wirkungsgrades mit ϵ_1 ist schon durch Überlegung zu erklären. Soll eine bestimmte Brennstoffmenge verbrannt werden, so ist die Ausnutzung unter sonst gleichen Verhältnissen immer besser, wenn die Ausdehnungsarbeit einen möglichst großen Teil der Arbeitsfläche des Diagramms ausmacht, denn dann ist der Enddruck gering und damit auch die Wärmemenge, welche mit den Abgasen die Maschine verläßt.

Unter sonst gleichen Umständen (Eröffnung des Brennstoffventils) wird das Volldruckverhältnis $\epsilon_1 = \frac{V_2}{V_1}$ bei Zweitaktmaschinen kleiner sein als bei Viertaktmaschinen, da bei den ersteren der Verdichtungsraum V_1 größer ist als bei den letzteren. Der Vorteil, den die Viertaktmaschinen hinsichtlich des Wertes von $\epsilon = \frac{V_4}{V_1}$ haben, besitzen die Zweitaktmaschinen in bezug auf den Wert $\epsilon_1 = \frac{V_2}{V_1}$, so daß für beide Bauarten der Wirkungsgrad des Arbeitsverfahrens gleich gestaltet werden kann. Zweitaktmaschinen müssen ein geringeres Volldruckverhältnis haben, da die Ausdehnung nicht so weit getrieben werden kann.

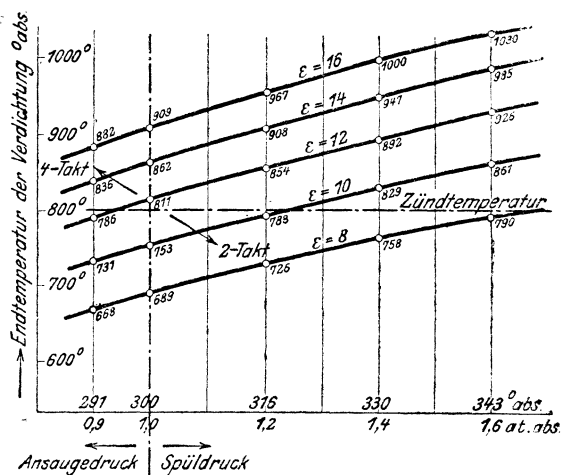


Fig. 51.

Die Pfeile in den Schaulinien zeigen die Gebiete, in denen die Werte für η zu suchen sind:

- Viertaktmaschinen: { großes Verdichtungsverhältnis,
 großes Volldruckverhältnis.
 Zweitaktmaschinen: { kleines Verdichtungsverhältnis,
 kleines Volldruckverhältnis.

Der Wirkungsgrad der Durchführung des Arbeitsverfahrens.

Die Wirkungsgrade, die bei der Durchführung des Arbeitsverfahrens erzielt werden, also auch die Verteilung der in die Maschine hineingesteckten Wärme auf die Nutzleistung und die Verluste, die durch die Art und Weise der Durchführung, den Bau der Maschine und den Betrieb bedingt sind, sind durch den nachfolgend beschriebenen Versuch ermittelt.

Zur Verfügung stand eine zweizylindrige, stehende Viertaktölmaschine.

Kurbelversetzung 0°

Zylinder-Durchmesser 295 mm	}	demnach Durchmesser Verhältnis:
Kolbenhub 440 mm		

An jeden Arbeitszylinder ist eine zweistufige Luftpumpe für Einblase- und Anlaßluft angehängt.

Am Ende der Maschine befindet sich ein Schwungrad. Die Maschine ist mit einer Dynamomaschine von $230 \times 170 = 41$ kW Leistung gekuppelt, welche Strom in eine Akkumulatorenbatterie oder

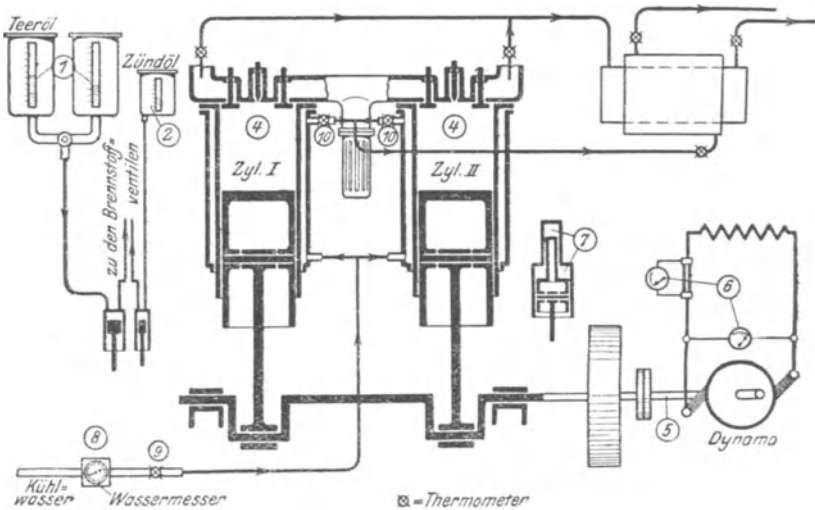


Fig. 52.

in einen besonderen Belastungswiderstand liefert. Die Maschine wurde mit Steinkohlenteeröl von 9000 WE nutzbarem Heizwert unter Zuhilfenahme eines Zündöls (Gasöl) von 10000 WE Heizwert betrieben.

Die Durchführung des Versuchs geht aus nebenstehendem Bild hervor. Die Meßstellen tragen die Zahl der Spalte in der Zusammenstellung.

Es wurden vier Belastungsstufen untersucht mit zweistündiger Versuchsdauer für jede Stufe.

Dabei wurden jede Viertelstunde die Ablesungen gemacht und die Zylinderleistung und Luftpumpenleistung indikatorisch festgestellt.

Spalte 1 und 2 enthält den Verbrauch an Treiböl und Zündöl für 1 Stunde nach Gewicht, woraus durch Multiplikation mit dem Heizwert die in 1 Stunde aufgewendete Wärme in WE errechnet ist. Der Wärmeaufwand für Vollast ist z. B.:

$$13,715 \times 9000 + 1,194 \times 10\,000 = 135\,375 \text{ WE.}$$

Spalte 3. Daraus ergibt sich dann die Zahl der PS, welche dieser Wärme gleichwertig sind.

$$\frac{75 \cdot 60 \cdot 60}{427} = 632 \text{ WE leisten 1 Stunde lang 1 PS,}$$

mithin werden z. B. für $\frac{1}{1}$ Last

$$\frac{135\,375}{632} = 214 \text{ PS aufgewendet.}$$

Spalte 4. Die Zylinderleistung (IPS) errechnet sich folgendermaßen:

$$\begin{aligned} \text{Leistung} &= \text{Arbeit in der Sekunde} = \frac{\text{Kraft} \times \text{Weg}}{\text{Zeit}} = \frac{\text{kgm}}{\text{sec}} \\ &= \frac{\text{Kraft} \times \text{Weg}}{\text{Zeit} \cdot 75} \text{ PS} \end{aligned}$$

$$\text{Kraft} = \text{Druck} \times \text{Kolbenoberfläche}$$

$$\text{Weg} = \text{Arbeitshub in der Sekunde}$$

$$= \frac{h \cdot 2 \cdot n}{60} \text{ für Zweitakt doppelt wirkend}$$

$$= \frac{h \cdot n}{60} \text{ für Zweitakt}$$

$$= \frac{h \cdot n}{2 \cdot 60} \text{ für Viertakt}$$

$$\text{Leistung} = \frac{pi \cdot O \cdot h \cdot n}{75 \cdot 60 \cdot 2} \text{ PS für Viertakt einfach wirkend}$$

$$= \frac{pi \cdot O \cdot h \cdot n}{75 \cdot 60} \text{ PS für Zweitakt einfach wirkend,}$$

wobei n = Umdrehungen in der Minute

pi in at

O in cm^2

h in m einzusetzen ist.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13			
Leistung							Kühlwasser						Wirkungsgrad bezogen auf		
1	Aufwand: Brennstoffverbrauch kg in der Stunde		den WE gleich- wertige Leistung in PS	Erfolg			Ver- brauch in kg in der Stunde	Temperatur beim Ein- tritt	Aus- tritt	Wellen- leistung $\frac{(5)}{(3)} \cdot 100$	Zylinder- leistung $\frac{(4)}{(3)} \cdot 100$	$\frac{(5)}{(4) - (7)} \cdot 100$			
	Treiböl H = 9000 WE γ = 1,020	Zündöl H = 10000 WE γ = 0,872		Zy- linder- lei- stung IPS	Wellen- leistung WPS	Nutz- leistung in PS							Luft- pumpen- leistung in PS		
13,715	1,194	214	80,4	60,8	52,3	2 × 2,5	1107	12,2	45,5	28,3	37,6	80,7			
11,220	0,911	174,2	66,6	45,9	40	2 × 1,6	1021,5	12	41,3	26,35	38,2	72,6			
7,810	0,860	124,8	48,1	30,2	26,2	2 × 1,4	867,3	12,5	40,15	24,2	38,5	66,6			
4,857	0,843	80,9	33,0	16,0	13,2	2 × 1,4	333	14,5	59,2	19,4	40,8	53,0			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13			

Spalte 5 und 6. Die Nutzlast ist in kW ermittelt, die durch Multiplikation mit $\frac{1000}{736} = 1,359$ in PS umgerechnet sind. Hieraus

wieder ergibt sich die Wellenleistung (WPS) durch Division mit dem Wirkungsgrad der Dynamomaschine, der für jede Belastungsstufe aus dem Kurvenblatt derselben entnommen ist.

Spalte 7 gibt die zur Erzeugung der Einblaseluft aufgewendete Leistung in PS. Die Einblasepumpe arbeitet im Zweitakt!

Aus Spalte 8 bis 10 läßt sich die mit dem Kühlwasser abgeführte Energie in WE und PS errechnen. Bei Vollast wurden z. B. mit dem Kühlwasser abgeführt:

$$1107 \times (45,5 - 12,2) = 36\,863 \text{ WE entsprechend}$$

$$\frac{36\,863}{632} = 58,3 \text{ PS.}$$

In Spalte 11 bis 13 sind die aus den Leistungen errechneten Wirkungsgrade angegeben.

Zeichnerische Darstellung und Folgerung. Die abgelesenen und errechneten Werte sind in den Schaubildern 53a u. b zusammengestellt. Schaubild 53a zeigt für die verschiedenen Belastungsstufen die Größe des Aufwandes und wie dieser in die Nutzlast, Reibung, Kühlwasser-

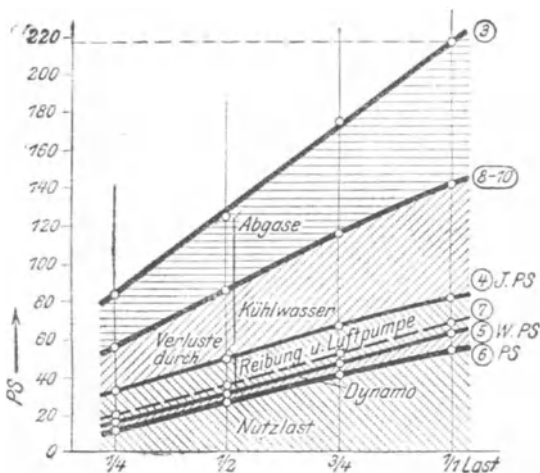


Fig. 53a

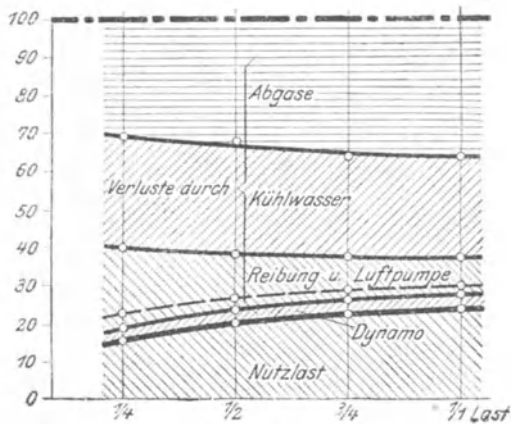
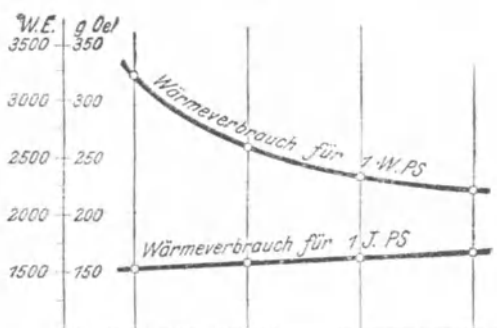


Fig. 53b.

und Abgasverluste unterteilt wird. Schaubild 53 b beantwortet die Frage: Wenn 100 WE (oder auch 100 PS, 100 kg Öl usw.) aufgewendet werden, um in der untersuchten Maschine nutzbar gemacht zu werden, wieviel T. v. H. werden in Nutzarbeit umgesetzt, und wieviel gehen als Reibung, im Kühlwasser, in den Abgasen usw. verloren?

Das Bild zeigt zunächst, daß die Ausnutzung an der Welle um so besser wird, je größer die Belastung ist. Auf den Betrieb angewendet heißt das: Nach Möglichkeit die kleinste Betriebs-einheit voll belasten, der Brennstoff wird am besten ausgenutzt in einer voll belasteten Maschine. Dieser Wellenwirkungsgrad steigt jedoch mit zunehmender Belastung immer langsamer an, so daß er bei einer bestimmten Belastung einen Höchstwert erreicht. Dies ist die Normal-last oder Vollast, bei der also die beste Wärmeausnutzung stattfindet. Die Kurve für den Wärmeverbrauch für eine WPS zeigt dasselbe. Wird die Brennstoffzufuhr von Vollast ab noch weiter gesteigert, so steigt die Leistung der Maschine wohl noch etwas an, der Brennstoffverbrauch für eine WPS steigt aber sehr schnell, weil bei Viertaktmaschinen die verfügbare Verbrennungsluft nur für eine gute Verbrennung bei Vollast ausreicht. Die unvollkommene Verbrennung macht sich sofort an dem immer dunkler werdenden Auspuff und an dem Ansteigen der Auspufftemperatur bemerkbar. Der Betrieb mit Überlast führt bei Viertaktmaschinen daher bald zu Störungen durch Verschmutzen der Steuerung. Den unreinen Auspuff durch Erhöhung des Einblasedruckes zu beseitigen, also den Mangel an Verbrennungsluft durch Einblaseluft zu ersetzen, ist schädlich, da hierbei Spitzendiagramme entstehen, welche immer ein Zeichen für eine starke Beanspruchung der Maschine sind.

Bei Zweitaktmaschinen ist die Möglichkeit einer wirtschaftlichen Überlastbarkeit vorhanden, wenn die Ladeluftmenge regelbar ist. Eine solche Überlastbarkeit wendet z. B. Prof. Junkers an¹⁾.

Während der Wärmearaufwand bezogen auf die Wellenleistung bei Vollast am günstigsten ist, trifft dies für die Zylinderleistung nicht zu. Daher soll man bei der Beurteilung von Wirkungsgraden und Brennstoffverbräuchen vorsichtig sein. Der Grund für den abweichenden Verlauf der Wirkungsgrade bei verschiedenen Belastungsstufen bezogen auf IPS und WPS ist der, daß die Größe der Reibungsverluste sich mit der Belastung nicht sehr ändert, so daß in T. v. H. ausgedrückt bei geringer Belastung die Reibung der

¹⁾ Siehe „Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft“ 1912: Prof. H. Junkers, Studien und experimentelle Arbeiten zur Konstruktion meines Großölmotors.

Maschine größer ist als bei voller Belastung, ebenso verhält es sich mit der Pumpenarbeit.

Das Verhältnis $\frac{WPS}{IPS}$, der mechanische Wirkungsgrad, ist bei Angaben mit Vorsicht aufzunehmen, wenn er nicht näher erklärt ist. Nach den Normen des V. D. I. sind durch denselben nur die Reibungsverluste der Maschine selbst beurteilt. Von der Zylinderleistung sind also bei Viertaktmaschinen die Einsauge- und Ausstoßarbeit, bei Zweitaktmaschinen die Arbeit der angehängten Spülpumpen, in beiden Fällen die Arbeit angehängter Einblaspumpen abzuziehen.

Maßgebend für die Beurteilung ist immer die Anzahl WE, die zur Erzeugung von einer WPS in der Stunde bei Normallast verbraucht werden. Wenn das Brennstoffgewicht für die Leistungseinheit angegeben wird, so muß der Heizwert des Brennstoffes mit angegeben sein. Zur Vereinfachung des Vergleichs bezieht man daher bei Angabe des Gewichtes alle Brennstoffe auf einen Heizwert von 10 000 WE. Wird z. B. ein Brennstoffverbrauch von 208 g für eine WPS gemessen, und hat der Brennstoff einen Heizwert von 9500 WE, so ist der Verbrauch auf 10 000 WE Heizwert bezogen:

$$x \times 10\,000 = 208 \cdot 9500$$

$$x = 197,6 \text{ g.}$$

Wo die Feststellung der Wellenleistung nicht ohne weiteres möglich ist, wie bei den Hauptmaschinen von Schiffen, gibt man den Verbrauch für die indizierte PS an. Hierbei muß aber besonders berücksichtigt werden, daß der Wirkungsgrad für die Normallast angegeben werden muß, und daß die Reibung der Maschine bei dieser Angabe nicht mit beurteilt ist.

Die Verluste durch das Kühlwasser und die Abgase sind ebenfalls aus dem Schaubild in T. v. H. des Gesamtaufwandes abzulesen. Daraus geht hervor, daß ein erheblicher Teil der aufgewendeten Wärme auf diese Weise für die Arbeitsleistung verloren geht. Es lag nahe, einen Teil dieser Wärme anderweitig wieder nutzbar zu machen, beispielsweise zur Warmwasserversorgung. Die Abwärmerverwertung ist gerade in den letzten Jahren zu einer umfangreichen Industrie angewachsen¹⁾.

Der Einfluß der Kühlwassertemperatur auf den Betrieb der Maschine. Der Wirkungsgrad eines Arbeitsverfahrens ist:

$$\eta = \frac{\text{in Arbeit umgesetzte Wärme}}{\text{zugeführte Wärme}} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

¹⁾ Über Abwärmerverwertung siehe: W. Gentsch, Die Verwertung der Abwärme von Brennkraftmaschinen für Kraftzwecke. „Zeitschr. d. V. D. I.“ 1916, S. 982; ferner: Achilles, Über Abwärmerverwertung der Verbrennungskraftmaschinen. „Der Ölmotor“ IV, S. 119.

Wir ersehen daraus, daß der Wirkungsgrad um so günstiger ist, je geringer der Wert von Q_2 , d. h. die nach dem zweiten Hauptgesetz notwendig abzuführende Wärme ist.

Wärmetechnisch wäre es also erforderlich, den Arbeitskörper, der im Zylinder durch Aufnahme von Wärme und Ausdehnung Arbeit geleistet hat, mit möglichst niedriger Temperatur aus dem Zylinder zu entlassen und von der zugeführten Wärme nur diesen unumgänglichen Verlust zuzulassen.

Bei der Durchführung des Kreisprozesses nach Diesel ergibt sich aber wegen der zur Anwendung gelangenden hohen Temperaturen die Notwendigkeit, die diesen Temperaturen ausgesetzten Baustoffe durch Kühlung gegen eine zu starke Erwärmung zu schützen. Das Maß der Kühlung ist dabei durch die in den Zylinderwänden und Deckeln auftretenden Wärmespannungen gegeben, die zur Vermeidung von Ribbildungen und Zerstörungen unter einer dem Baustoff, Größe und Form entsprechenden Grenze zu halten sind¹⁾. Selbstverständlich bedeutet die mit dem Kühlwasser abgeführte Wärme einen Arbeitsverlust, und es fragt sich nun: Wie ist die Kühlung der Maschine im Betriebe durchzuführen, um den Verlust möglichst gering zu gestalten?

Die abgeführte Wärme läßt sich errechnen aus der Kühlwassermenge, der spezifischen Wärme und der Temperaturzunahme, die das Wasser im Kühlraum erfährt. Der Wärmedurchgang bei gleicher Kühlfläche, gleichem Baustoff, gleicher Wandstärke und in derselben Zeit steigt aber mit dem Temperaturunterschied, der auf den beiden Seiten der Wandung herrscht. Daraus ergibt sich aber schon, daß eine hohe Kühlwassertemperatur einen geringen Wärmeverlust für das Arbeitsverfahren bedeutet.

Für die Durchführung des Arbeitsverfahrens kommen dazu aber noch Fragen, die nur der Versuch mit Sicherheit beantworten kann.

Bei hoher Kühlwassertemperatur werden auch die aus dem Zylinder austretenden Verbrennungsgase mit höherer Temperatur als bei sonst gleichen Verhältnissen austreten, und daher wird die mit diesen Gasen abgeführte Wärme größer sein; die beim Saugehub in den Zylinder gelangende Verbrennungsluft wird bei gleichem Raum ein geringeres Gewicht und damit weniger Sauerstoff haben (daher Kühlung der Ladeluft der Zweitaktmaschine). Andernteils wird aber der Verlust durch Zylinderreibung bei hoher Wandtemperatur wegen des vergrößerten Durchmessers geringer sein; bekanntlich kann ein zu stark gekühlter Zylinder zum Fressen des Arbeitskolbens führen.

¹⁾ Näheres darüber findet sich in einem Vortrag von Prof. H. Junkers, Studien und experimentelle Arbeiten zur Konstruktion meines Großölmotors im „Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft“ 1912.

Alle diese Fragen und ihre Zusammenhänge sind durch den nachfolgend beschriebenen Versuch geklärt.

Die praktisch anwendbaren Temperaturen des Kühlwassers sind nicht feststehend und richten sich nach Bau, Größe und Baustoff der Maschine. In einzelnen Fällen ist bei einer Temperatur von 30° schon zu starke Reibung des Kolbens festgestellt worden. Als obere Grenze wird von einigen Firmen 60° angegeben. Kutzbach¹⁾ hält bei Ölmaschinen eine Temperatur von 80° für zulässig, während Gentsch²⁾ eine Abflußtemperatur von 55° zugibt. Eine für alle Fälle gültige Grenze gibt es jedoch nicht, sie wird sich immer auch bei ein und derselben Maschine nach den Betriebsverhältnissen richten. Neue Kolben und Ringe werden hinsichtlich der unteren Grenze Rücksicht erfordern, die obere Grenze wird jedoch nach der Art des Brennstoffes, noch mehr aber nach der Beschaffenheit des Kühlwassers gewählt werden müssen. Enthält letzteres viel Beimengungen und gelöste Bestandteile, wie das Seewasser, so wird dieses bei hoher Temperatur und niederem Druck eher Ausscheidungen an den heißen Wänden und in toten Ecken absetzen als bei niedriger Temperatur und hohem Druck.

Die Versuche wurden daher in der Weise durchgeführt, daß bei einer Versuchsreihe eine Austrittstemperatur des Kühlwassers von durchschnittlich 35° , bei einer zweiten Versuchsreihe 55° gehalten wurde. Jede Versuchsreihe bestand aus vier Belastungsstufen von je drei Stunden Dauer, so daß die Werte jeder Belastung das Mittel aus einer dreistündigen Beobachtung darstellen.

Die Maschine, Durchführung des Versuches und Berechnung der Ergebnisse ist die gleiche wie bei Aufstellung der Wärmeverrechnung S. 114.

Die Ergebnisse sind in Schaubild 54 zeichnerisch dargestellt.

Wir ersehen aus dieser Darstellung, daß die Nutzleistung und Wellenleistung bei beiden Versuchsreihen gleich sind und in regelmäßiger Abstufung von $\frac{1}{1}$ bis $\frac{1}{4}$ der Belastung geändert wurden.

Für die gleiche Belastung war aber bei niedriger Abflußtemperatur eine höhere indizierte Leistung erforderlich, denn die Verluste durch Reibung sind infolge des geringeren Zylinderdurchmessers im Zylinder größer, als wenn durch Verwendung höherer Abflußtemperatur, also geringerer Kühlung und höherer Wandtemperatur, der Zylinder weiter ist. Auch bei den Verlusten durch Kühlwasser ergibt sich bei Verwendung niedriger Abflußtemperatur ein höherer Wert.

Die Abgasverluste sind bei niedriger Abflußtemperatur geringer, jedoch kann dieser Vorteil die vorher genannten beiden Nachteile nicht ausgleichen.

¹⁾ „Zeitschr. d. V. D. I.“ 1912, S. 1206; „Stahl und Eisen“ 1912, S. 1133.

²⁾ „Zeitschr. d. V. D. I.“ 1916, S. 984.

Das Ergebnis ist daher, daß bei gleicher Nutzleistung und Wellenleistung und unter sonst gleichen Verhältnissen bei hoher Abflußtemperatur des Kühlwassers weniger Aufwand an Energie (Brennstoff) erforderlich ist als bei niedriger Abflußtemperatur, weil

1. die Reibungsverluste geringer sind, denn die Zylinder sind durch größere Erwärmung weiter;
2. die im Kühlwasser abgeführte Wärme geringer ist.

Diese beiden Vorteile überwiegen den Nachteil, daß die Verluste durch Abgase größer sind als bei Betrieb mit niedriger Kühlwassertemperatur.

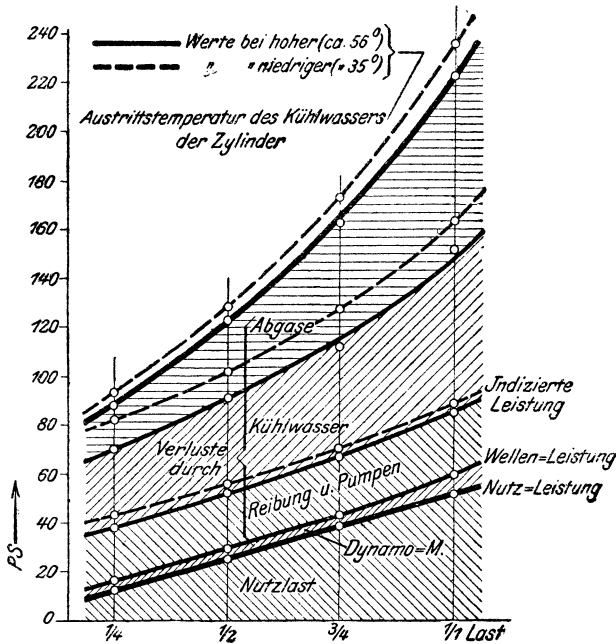


Fig. 54.

Wir haben aus der Besprechung der Wirkungsgrade ersehen, daß der Erfolg einer Ölmaschine vom Bau und Betrieb abhängt. Letzterer geht uns am meisten an. Eine Ölmaschinenanlage wird immer nur eine bestimmte Ausnutzung zulassen, die sich nach der Güte der Konstruktion richtet. Mit dieser Anlage den größten Erfolg zu erzielen, ist Sache des Betriebes. Der Betrieb bekommt durch Überwachung des Verdichtungsverhältnisses bei Instandsetzungen usw. schon Einfluß auf den theoretischen Wirkungsgrad. Die Zylinderarbeit wird durch einwandfreie Steuerung und richtige Leitung der Einblasevorgänge zu erreichen sein. Hierdurch werden auch, wie wir aus dem über die Auspufftemperatur Gesagten entnehmen, die Verluste durch Abgas-

wärme auf das geringste Maß gehalten. Ständige Überwachung der Zylinderarbeit durch indikatorische Untersuchung, Beobachtung der Farbe, Zusammensetzung und Temperatur der Auspuffgase sind die Mittel zur rechtzeitigen Erkennung von Unregelmäßigkeiten.

Bei den Verlusten durch Reibung ist zu bedenken, daß dieselben sich mit dem Zustand der Maschine ständig ändern, daher kann auch hier kein feststehender Wert angegeben werden. Die Reibungsverluste sind bei einer bestimmten Leistung und Umdrehungszahl abhängig von der Bauart der Maschine, dann aber auch vom Zustand der Lager, ob diese fest oder lose sind, ferner ob die Kolbenringe stark spannen oder der Zylinder entsprechend seiner Temperatur weit oder eng ist, und schließlich von der Schmierung.

Wo nun alle Bedingungen zur Erzielung eines guten Betriebes erfüllt sind, die Wirkungsgrade sich dem Erreichbaren nähern, werden die letzten Möglichkeiten noch ausgenutzt werden können durch Verwertung der für das Arbeitsverfahren unvermeidlichen Verluste, der Abwärme des ablaufenden Kühlwassers und der Abgase.

Untersuchung der Vorgänge im Arbeitszylinder.

Das Arbeitsdiagramm stellt zunächst die im Zylinder während eines Arbeitsvorganges auf einer Kolbenseite geleistete Arbeit als Fläche dar und gestattet somit die Errechnung dieser Leistung, wie vorstehend angegeben ist. Diese errechnete Leistung, also auch die Form des Arbeitsdiagramms, wird stets Abweichungen von der theoretischen Leistung und somit auch von dem Verlauf des theoretischen Diagramms zeigen.

In Fig. 55 sind diese Abweichungen zeichnerisch dargestellt, indem das theoretische und das vom Indikator gezeichnete Diagramm im gleichen Maßstabe aufeinandergelegt sind.

Das theoretische Diagramm ist folgendermaßen gefunden:

Bei einem Zylinderdurchmesser von 0,295 m und einem Hub von 0,440 m ist der Hubraum

$$V = \frac{d^3 \cdot \pi}{4} \cdot h = 0,030 \text{ m}^3.$$

Der Verdichtungsraum wird gefunden, indem man den Kolben in den oberen Totpunkt stellt, den Spalt zwischen Kolben und Zylinderwand mit Talg ausschmiert und nach Aufsetzen des Deckels durch ein herausgenommenes Ventil Öl einmißt, bis der Raum voll ist. Der Verdichtungsraum, d. h. der Endraum der Verdichtung ist:

$$V_1 = 0,0023 \text{ m}^3$$

und der Anfangsraum der Verdichtung also:

$$V + V_1 = V_4 = 0,030 + 0,0023 = 0,0323 \text{ m}^3.$$

Daraus ergibt sich das Verdichtungsverhältnis:

$$\varepsilon = \frac{V_4}{V_1} = \frac{0,030 + 0,0023}{0,0023} = 14.$$

Der aus dem Schwachfederdiagramm entnommene Anfangsdruck ist:

$$p_4 = 0,9 \text{ at abs.}$$

Aus diesen Angaben ergibt sich durch Rechnung die Verdichtungsline. Die Drücke auf den zehn Teilstrichen des Kolbenweges sind nach

$$p_1 V_1^z = p_4 \cdot V_4^z$$

$$p_1 = p_4 \left(\frac{V_4}{V_1} \right)^z$$

errechnet und in der folgenden Zahlentafel zusammengestellt.

Teilstrich	Raum	Druck	
		Verdichtung	Ausdehnung
0	0,0323	0,9	2,88
1	0,0293	1,03	3,31
2	0,0263	1,2	3,84
3	0,0233	1,42	4,55
4	0,0203	1,73	5,53
5	0,0173	2,15	6,0
6	0,0143	2,82	9,02
7	0,0113	3,92	12,5
8	0,0083	6,03	19,32
9	0,0053	11,30	36,21
10	0,0023	36,21	

Der Volldruckraum ist durch Abblasen des Zylinders (s. S. 93) gefunden. Die Eröffnung des Brennstoffventils betrug:

$$2,88^\circ \text{ vor } OT \text{ bis } 36,67^\circ \text{ nach } OT.$$

Auf den Kolbenweg (Hubraum) umgerechnet ergibt das $\sim \frac{1}{10}$ des Weges Volldruck, mithin ist der Volldruckraum:

$$\frac{0,03}{10} = 0,003 \text{ m}^3.$$

Das Volldruckverhältnis ergibt sich daraus zu:

$$\varepsilon_1 = \frac{V_2}{V_1} = \frac{0,003 + 0,0023}{0,0023} = 2,3.$$

Aus Anfangsdruck (36,21 at) und Anfangsraum ($V_2 = 0,0053 \text{ m}^3$) sind dann die Drücke bei der Ausdehnung der Verbrennungsgase für die einzelnen Kolbenstellungen errechnet (siehe Zahlentafel) aus der Beziehung:

$$\frac{p_3}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_3}\right)^\kappa$$

Ausdehnung und Verdichtung sind mit einem $\kappa = 1,4$ angenommen, obwohl besonders bei der Ausdehnung nicht atmosphärische Luft ($N + O$), sondern ein Gemisch von $N + O + CO + CO_2 + H_2O$, welches in seiner Zusammensetzung von der Vollkommenheit der Verbrennung abhängt, in Frage kommt.

Wenn wir jetzt den aus dem Schwachfederdiagramm gemittelten Anfangsdruck zu 0,9 at abs. und ebenso den Ausstoßdruck zu 1,1 at abs. festsetzen, so können wir das theoretische Diagramm zeichnen.

Die Arbeit, welche dieses Diagramm darstellt, errechnet sich folgendermaßen:

1. Hub. Ansaugearbeit:

Druckarbeit auf der Arbeitsseite

des Kolbens 0,9 ($V_4 - V_1$)

Widerstand auf der anderen Kolben-

seite -1,0 ($V_4 - V_1$)

Arbeit -0,1 ($V_4 - V_1$)

= -1000 (0,0323 - 0,0023) = -1000 · 0,03 = . . . - 30,0 kgm

2. Hub. Verdichtungsarbeit:

$$= \frac{1}{\kappa - 1} (P_4 \cdot V_4 - P_1 \cdot V_1)$$

$$= \frac{1}{1,4 - 1} (9000 \cdot 0,0323 - 362100 \cdot 0,0023) = . . . - 1355,0 \text{ „}$$

Widerstand:

$$+ 10\,000 (V_4 - V_1) = 10\,000 \cdot 0,030 = . . . + 300,0 \text{ „}$$

3. Hub. Volldruckarbeit + Ausdehnungsarbeit:

a) Volldruckarbeit:

$$P (V_2 - V_1) = 362\,100 (0,0053 - 0,0023) = . . . + 1086,3 \text{ „}$$

b) Ausdehnungsarbeit:

$$\frac{1}{\kappa - 1} (P_2 \cdot V_2 - P_3 \cdot V_3)$$

$$= \frac{1}{1,4 - 1} (362\,100 \cdot 0,0053 - 28\,800 \cdot 0,0323) = . . . + 2472,2 \text{ „}$$

c) Widerstand:

$$- 10\,000 (V_4 - V_1) = -10\,000 \cdot 0,03 = . . . - 300,0 \text{ „}$$

4. Auslaßhub:

Widerstand auf der Arbeitsseite - 11 000 ($V_4 - V_1$)

Druck auf der anderen Seite . + 10 000 ($V_4 - V_1$)

Arbeit -1000 · 0,03 = . . . - 30,0 „

Arbeit + 2143,5 kgm

Dies wäre die Arbeit des Arbeitsvorganges auf einer Kolbenseite, also für zwei Umdrehungen der Maschine. Die Leistung in PS, welche sich aus dem Diagramm bei $n = 201$ Umdrehungen in der Minute er rechnen läßt, ist demnach:

$$N = 2143,5 \cdot \frac{n}{2} \cdot \frac{1}{60 \cdot 75} = 47,9 \text{ PS}$$

und der mittlere Druck:

$$p_i = \frac{2143,5}{\frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot h} = \frac{2143,5}{\frac{29,5^2 \cdot 3,14}{4} \cdot 0,44} = 7,14$$

Aus dem wirklichen Indikatordiagramm wurden bei 201 Umdrehungen in der Minute 38,26 IPS und ein mittlerer Druck von $p_i = 5,71$ er rechnet. Das Verhältnis:

$$\frac{\text{Indizierter Wert}}{\text{Theor. Wert}} = \frac{38,26}{47,9} = \frac{5,71}{7,14} = 0,8$$

stellt den Völligkeitsgrad dar, d. h. dieses Verhältnis gibt ein Maß für die Abweichung des indizierten Diagramms von dem theoretischen

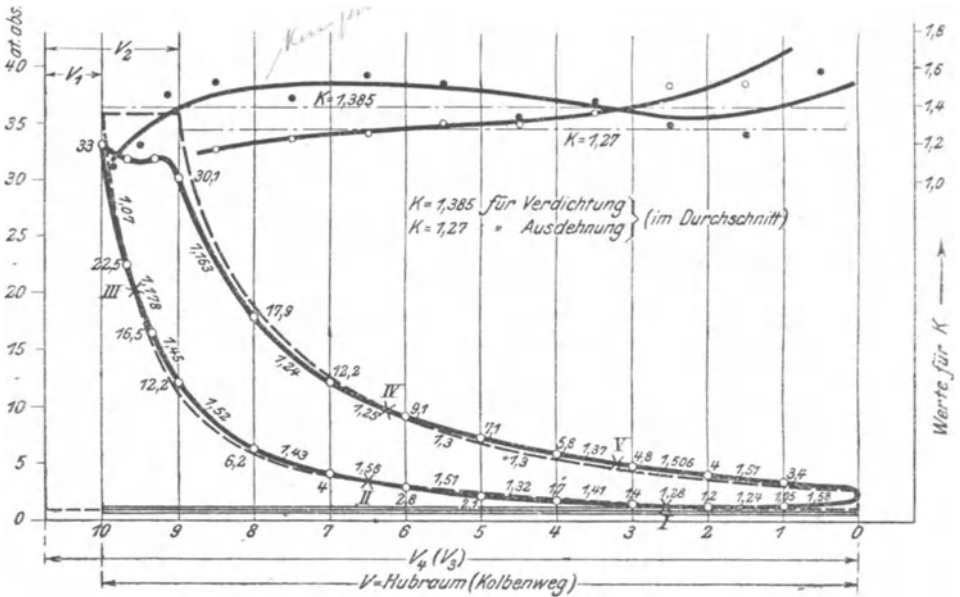


Fig. 55.

und somit für die Güte der Durchführung des Arbeitsverfahrens im Arbeitszylinder.

Die Lage der theoretischen und der vom Indikator gezeichneten Linien lassen auch den Grund der Abweichungen erkennen. Für

die einzelnen Abschnitte des Kolbenweges sind aus Druck und Raum die Exponenten der Zustandsänderung errechnet nach:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^n$$

$$n = \frac{\log p_1 - \log p_2}{\log V_2 - \log V_1}.$$

Für den Wert zwischen Punkt 3 und 4 der Ausdehnungslinie ist der Wert von n z. B.

$$\frac{5,8}{4,8} = \left(\frac{0,0233}{0,0203} \right)^n$$

$$n = \frac{\log 5,8 - \log 4,8}{\log 0,0233 - \log 0,0203} = \frac{0,76343 - 0,68124}{(0,36736 - 2) - (0,30750 - 2)} = 1,37.$$

Die Exponenten für die Verdichtungs- und für die Ausdehnungslinie sind zeichnerisch dargestellt, um die Veränderung zu veranschaulichen.

Für die Verdichtung ergibt sich ein mittleres κ von 1,385. Da $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ für Luft = 1,4 ist, so mußte der Enddruck der Verdichtung im Zylinder niedriger sein, da mit kleiner werdendem κ die Kurve bei der Verdichtung flacher verläuft. Auffallende Abweichung zeigt sich vor und hinter Punkt II. Wir sehen, daß die vom Indikator gezeichnete Linie steiler verläuft, die verdichtete Luft also noch Wärme von der heißen Wand des Arbeitsraumes aufnimmt. Erst gegen Ende des Hubes, um Punkt III herum, ist die Kurve wieder flacher, da hier die verdichtete Luft eine sehr hohe Temperatur erreicht und deshalb Wärme an die Zylinderwand abgibt. Auch können Undichtheiten von Kolbenringen und Ventilen dazu beitragen, daß der theoretische Enddruck nicht erreicht wird.

Die Ausdehnungslinie zeigt ein mittleres $\kappa = 1,27$, d. h. sie verläuft flacher als die Zustandskurve für adiabatische Ausdehnung. Der Grund dafür ist das „Nachbrennen“, welches bei dem schwer vergasbaren Teeröl besonders stark ist. Wir sehen, daß die Wärmezufuhr nicht bei Schluß des Brennstoffventils aufhört, sondern erst zwischen Stellung 3 und 4 des Kolbens bei Punkt V beendet ist.

Das Temperatur (TV) = Diagramm (s. Fig. 56). Die letzteren Betrachtungen lassen sich auch mit Hilfe der Temperaturen durchführen.

Das theoretische Diagramm. Die Eintrittstemperatur der Luft betrug bei normalem Barometerstand im Maschinenraum 24°. Bei Abnahme des Saugedrucks auf 0,9 at abs. fällt auch die Temperatur bei Annahme adiabatischer Ausdehnung auf:

$$\left(\frac{0,9}{1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = \frac{T}{273 + 24}$$

$$T = 287,5^{\circ} \text{ abs.}$$

Aus Raum und Anfangstemperatur läßt sich nun die bei der adiabatischen Verdichtung erfolgende Temperatursteigerung errechnen nach:

$$\left(\frac{V_{10}}{V_0}\right)^{\kappa-1} = \frac{T'_0}{T'_{10}}$$

Die einzelnen Werte sind in der folgenden Zahlentafel zusammengestellt:

Teilstrich	Rauminhalt V	Verdichtung				Ausdehnung			
		theoretisch		wirklich		theoretisch		wirklich	
		p' abs.	T'	p abs.	T	p' abs.	T'	p abs.	T
0	0,0323	0,90	287,5	0,9	287,5	2,88	925,0	2,0	642,4
1	0,9293	1,03	298,3	1,05	304	3,31	961,8	3,4	988
2	0,0263	1,20	312,1	1,2	312,8	3,84	1004,3	4,0	1047
3	0,0233	1,42	327,6	1,4	324,7	4,55	1054,1	4,8	1112
4	0,0203	1,73	346,2	1,7	340,0	5,53	1114	5,8	1169
5	0,0173	2,15	369,1	2,1	361,0	6,9	1187,4	7,1	1220
6	0,0143	2,82	399,3	2,8	396,5	9,02	1281,4	9,1	1292,8
7	0,0113	3,92	437,6	4,0	446,5	12,5	1408	12,2	1374,2
8	0,0083	6,03	495,1	6,2	509,0	19,32	1593,1	17,9	1475
9	0,0053	11,30	592,4	12,2	639,5	36,21	1906,1	30,1	1582
9,33	0,0043	15,50	644,1	16,5	685,7	36,21	1546,5	32,0	1365
9,66	0,0033	23,00	716,0	22,5	700,4	36,21	1186,9	32,0	1042,0
10	0,0023	36,21	827,2	33,0	754,0	36,21	827,2	33,0	754,0

Die Endtemperatur der Verdichtung beträgt demnach theoretisch:

$$T'_{10} = 827,2^{\circ} \text{ abs.}$$

Die dann einsetzende Wärmezufuhr wird nun so geleitet, daß mit zunehmendem Rauminhalt der Druck unverändert bleibt. Daraus ergibt sich die theoretische Endtemperatur der Verbrennung:

$$\frac{T'_9}{T'_{10}} = \frac{V_9}{V_{10}}$$

$$T'_9 = 827,2 \cdot \frac{0,0053}{0,0023} = 1906,1^{\circ} \text{ abs.}$$

Mit dieser Temperatur beginnt der Arbeitskörper die Ausdehnung. Da wieder der Einfachheit wegen Luft angenommen ist und nicht ein Gemisch, ferner die Änderung der spezifischen Wärme mit der Tem-

peratur hier nicht berücksichtigt werden soll, so ergeben sich unter Zugrundelegung eines $\kappa = 1,4$ die einzelnen Temperaturen aus:

$$\frac{T'_8}{T'_9} = \left(\frac{V_9}{V_8}\right)^{\kappa-1}$$

Das wirkliche Diagramm. Aus der errechneten theoretischen Temperatur ergibt sich das wirkliche Diagramm unter Benutzung der

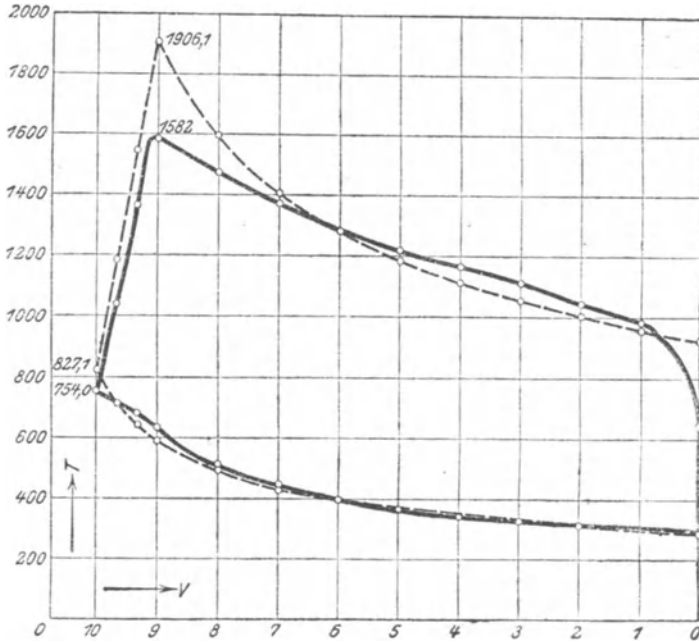


Fig. 56.

theoretischen Drücke und der aus dem Indikatordiagramm entnommenen wirklichen. Da diese nämlich für den gleichen Raum gelten, so verhält sich z. B.:

$$\frac{T_9}{T'_9} = \frac{p_9}{p'_9}; T_9 = T'_9 \cdot \frac{p_9}{p'_9} = 1906 \cdot \frac{30,1}{36,1} = 1582^\circ \text{ abs.}$$

Der Vergleich des theoretischen und wirklichen Temperaturdiagramms läßt wieder die Schlüsse zu, wie sie aus dem Druckdiagramm gefolgert waren.

Das Temperaturdiagramm zeigt aber auch den großen Wert einer wirksamen und gut geleiteten Kühlung, denn die Höchsttemperaturen, welche im Zylinder einer Ölmaschine auftreten, liegen höher als die Schmelzpunkte vieler Baustoffe der Maschine.

Die Wellenbeanspruchung und Massenwirkung.

Während des Betriebes von Maschinen und besonders von Kolbenmaschinen in Schiffen treten ab und zu ernstere Störungen auf, als da sind Wellenbrüche, Risse des Maschinengestells, Zerreißen von Lagerbolzen und Fundamentbolzen, Lockerung der Schiffsverbände usw. Die Ursache dieser schädlichen Beanspruchung der Maschine und des Schiffskörpers sind die in der Kolbenmaschine stets wechselnden Kolbenkräfte und die ebenfalls periodisch wechselnden Massenkräfte der bewegten Massen.

Jeder elastische Körper gerät durch einen Anstoß (Impuls) in Schwingungen, deren Zahl in der Minute von der Form und dem Material des Körpers abhängt. Diese minutliche Eigenschwingungszahl des Körpers läßt sich errechnen oder durch Versuch ermitteln.

Eine Maschinenwelle wird durch ein Drehmoment um einen bestimmten Winkel verdreht, sofern man die Welle an einer anderen Stelle festhält. Wird das Drehmoment aufgehoben, so wird die Welle erst wieder ihre anfängliche Ruhelage einnehmen, nachdem sie um den Festpunkt eine Anzahl von Schwingungen ausgeführt hat.

Der Schiffskörper als elastisches System gerät in Schwingungen, wenn er an einer Stelle einen Anstoß erhält. Auch hierfür läßt sich die Eigenschwingungszahl ermitteln.

Die hier erwähnten Schwingungen werden erst durch die Größe des Ausschlages bedeutungsvoll. Dieselbe nimmt aber zu, wenn die Schwingungsursache, Drehmoment oder Stoß, im Gleichtakt mit den Schwingungen erneuert wird. Abgesehen davon, daß durch ständige Formänderung eine Ermüdung des Materials eintritt, kann die Formänderung durch ständige Vergrößerung des Ausschlages die Elastizitätsgrenze des Materials überschreiten und so zu Zerstörungen führen. Da die Schwingungsimpulse durch die Drehzahl der Maschine bestimmt werden, die Eigenschwingungszahlen der in Frage kommenden Systeme sich aber nur mit der Form und dem Material der Körper ändern, in normalem Betriebe also unveränderlich sind, so wird es in dem Drehzahlbereich der Maschine bestimmte Gebiete geben, die für die Beanspruchung der Welle und des Schiffskörpersystems gefährlich und daher zu vermeiden sind.

Durch gleichmäßiges Drehmoment und Ausgleich der Massenwirkungen versucht man die Beanspruchung in erträglichen Grenzen zu halten. Unregelmäßigkeiten im Betriebe, wie ungleichmäßige Zylinderleistung oder Ausfall von bewegten Massen, verschlechtern jedoch die Gleichförmigkeit der Drehkraft und den Massenausgleich und führen daher häufig zu den oben erwähnten Zerstörungen.

Das Verständnis hierfür möge durch folgende eingehendere Betrachtung gefördert werden.

Die Drehbeanspruchung der Maschinenwelle. Das Ideal der Drehbeanspruchung wäre eine vollkommen gleichmäßige Umfangskraft an der Welle. Diese müßte die Größe haben:

Leistung der Maschine = Leistung der Umfangskraft

$$\text{IPS} = \frac{\text{mittl. Umfangskraft} \times \text{mittl. Umfangsgeschw.}}{75}$$

$$\text{IPS} = \frac{T_m \cdot v}{75} = \frac{T_m \cdot 2r\pi \cdot n}{75 \cdot 60}$$

$$T_m = \frac{\text{IPS}}{n \cdot r} = \frac{60 \cdot 75}{2\pi} = 716,18 \frac{JPS}{n \cdot r}$$

Daraus ergibt sich das mittlere Drehmoment:

$$T_m \cdot r = 716,18 \frac{\text{IPS}}{n}$$

Die Umfangskraft und damit das Drehmoment an der Welle ist jedoch bei Kolbenmaschinen mehr oder weniger stark wechselnd. Man erkennt dieses schon mit bloßem Auge bei einer einkurbeligen Maschine, die im Leerlauf arbeitet. Sie läuft ruckweise, während eines Teiles des Hubes ganz langsam, dann schnell und bleibt im Totpunkt stehen; einmal ist die Umfangskraft zu klein, dann zu groß oder gleich Null. Bei einer mehrkurbeligen Maschine liegen die Verhältnisse schon besser, doch sind die Umfangskräfte auch noch sehr wechselnd und damit die Ungleichförmigkeit der Bewegung und der Nutzarbeit sehr groß. Um wenigstens an der Nutzwelle größere Gleichförmigkeit zu haben und gleichzeitig den Überschuß an Umfangskraft aufzuspeichern, ordnet man Schwungräder an, die bei Beschleunigung ihrer Masse ein Arbeitsvermögen aufnehmen, welches sie wieder abgeben, wenn die Umfangskräfte geringer werden.

Bei Schiffsmaschinen bildet die bewegte Masse des Schiffes das Schwungrad. Das Schiff mit gleichförmiger Bewegung nimmt bei wechselnder Umfangskraft den Überschuß auf und gibt ihn bei abnehmender Umfangskraft wieder ab.

Wenn auch auf diese Weise die wechselnden Umfangskräfte nach außen hin ausgeglichen sind, so beanspruchen sie doch noch die Gestänge, Lager und vor allen Dingen die Kurbelwelle der Maschine.

Die Maschinenwelle sei an der Schraube festgehalten und am anderen Ende durch ein Drehmoment verdreht. Wird das verdrehende Moment plötzlich aufgehoben, so wird die Welle in der Zeiteinheit eine ihrer Länge, Form und dem Material entsprechende Schwingungszahl ausführen. Man erhält so die minutliche Eigenschwingungszahl der Welle.

Die Schwingungen werden nach einer gewissen Zeit zur Ruhe kommen. Unterstützt man jedoch die Schwingungen, indem man ab und zu oder bei jeder Schwingung einen neuen Anstoß gibt, so wird der Ausschlag (Amplitude) und damit die Verdrehung (Torsion) der Welle so stark zunehmen können, daß die Möglichkeit eines Wellenbruches gegeben ist.

Bei gleichförmiger Umfangskraft würde sich die Welle um einen bestimmten Winkel verdrehen, und eine Veränderung der Verdrehung würde nur bei Belastungsänderung erfolgen (Torsionsindikator). Wechselt jedoch die Umfangskraft periodisch, so wird bei jedem Wechsel ein Zurückfedern der Welle erfolgen, d. h. die Welle wird in Schwingungen geraten. Das Zurückfedern der Welle wird sich durch Erzittern der Maschine, ruckweises Arbeiten und Schlagen der Bolzen von losen Kupplungen und Lagern bemerkbar machen, wobei eine ganz erhebliche Beanspruchung des Triebwerks auftritt.

Man spricht daher von der kritischen Umdrehungszahl 1., 2., 3. usw. Ordnung, je nachdem sie gleich, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$ usw. der Eigenschwingungszahl der Welle ist und damit durch die wechselnde Umfangskraft bei jeder oder jeder zweiten, dritten usw. Schwingung ein neuer Schwingungsantrieb erfolgt, der den Ausschlag der Welle vergrößert.

Die Umdrehungszahlen der Maschine sollen also nicht mit der Eigenschwingungszahl zusammenfallen, dies ist bei der Aufstellung der Fahrtabelle zu berücksichtigen. Ist z. B. die Eigenschwingungszahl der Welle durch Rechnung oder Versuch zu 300 festgestellt, so ist

$$\frac{300}{1} = 300 \text{ kritische Umdrehungszahl 1. Ordnung}$$

$$\frac{300}{2} = 150 \quad \text{''} \quad \text{''} \quad 2. \quad \text{''}$$

$$\frac{300}{3} = 100 \quad \text{''} \quad \text{''} \quad 3. \quad \text{''}$$

$$\frac{300}{4} = 75 \quad \text{''} \quad \text{''} \quad 4. \quad \text{''}$$

Wenn die Maschine bis zu 120 Umdrehungen macht, müssen Fahrten mit 75 und 100 Umdrehungen nach Möglichkeit vermieden werden.

Die Beanspruchung der Welle wird natürlich um so größer, je größer die Ungleichförmigkeit der Umfangskraft ist. Bei mehrzylindrigen Maschinen wird die Welle von der Summe der Umfangskräfte der einzelnen Zylinder beansprucht. Daher ist anzustreben, daß der Höchstwert dieser Summe bei allen Kurbelwinkeln von dem Mindestwert nicht zu sehr abweicht. Dies kann einmal erreicht werden durch geeignete Versetzung der Kurbeln der einzelnen Zylinder, dann aber im Betriebe der Maschine durch gleichmäßige Belastung der einzelnen Zylinder.

Zur Veranschaulichung dieser Verhältnisse wird das Drehkraftdiagramm gezeichnet, welches für jeden Kurbelwinkel die an der Welle wirkende Drehkraft und damit die Abweichungen derselben von der vorher errechneten mittleren Drehkraft erkennen läßt.

Das Drehkraftdiagramm wird folgendermaßen ermittelt: Für jeden Zylinder werden die Umfangskräfte im Kurbelgetriebe für die einzelnen Kurbelwinkel festgestellt. Die Umfangskräfte werden dann auf den Kurbelradien abgetragen oder auf dem abgewickelten Kurbelweg als Ordinaten aufgetragen. Werden dann die Endpunkte der Maßlinien für die Umfangskräfte verbunden, so entsteht im ersten Falle ein kreisförmiges Diagramm, im zweiten Falle ein gestrecktes. Beides sind unregelmäßige Linien, die in ihren Abweichungen von der im Abstände Tm , welches errechnet wird, vom Kreismittelpunkt gezeichneten Kreise oder von der Kurbelweglinie gezogenen Graden die Ungleichförmigkeit der Umfangskraft für diesen Zylinder erkennen lassen.

Da es nun auf das Drehmoment an der Nutzwelle ankommt, so werden diese Diagramme der einzelnen Zylinder ihrer Kurbelstellung entsprechend aufeinandergelegt und die Drehkräfte auf denselben Radien oder Ordinaten zusammengezählt. Wird der Kurbelkreis des letzten Zylinders als Grundlage gewählt, so ergibt die Verbindung der Endpunkte der neuen Maßlinien die gesamte Drehkraft für jede Kurbelstellung der letzten Kurbel.

Welchen Wert hat die Umfangskraft? Nach Fig. 57a wird die im Getriebe wirkende Kraft P im Kreuzkopf zerlegt in die Stangenkraft

$$S = \frac{P}{\cos \beta} \text{ und den Kreuzkopf- oder Gleitbahndruck } K = P \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

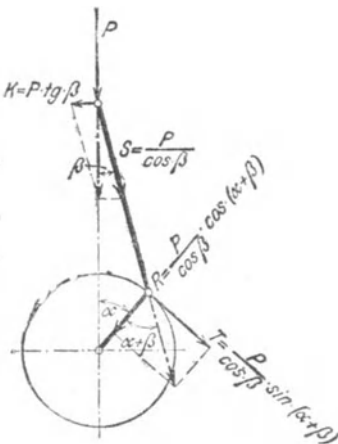


Fig. 57 a.

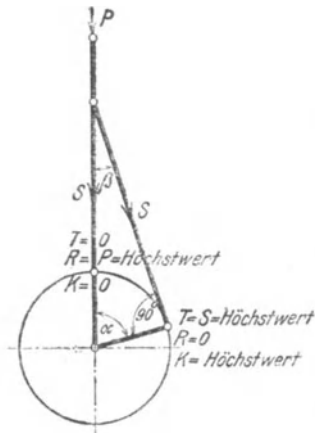


Fig. 57 b.

Die Stangenkraft $\frac{P}{\cos \beta}$ wird im Kurbellager wieder zerlegt in eine Kraft $R = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \cos (\alpha + \beta)$, die in Richtung des Kurbelarmes wirkt, und in die Umfangskraft $T = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin (\alpha + \beta)$.

Die Umfangskraft läßt sich ihrem mathematischen Ausdruck entsprechend nach Fig. 58 zeichnerisch ermitteln, wenn P bekannt ist.

Wie groß ist P ?

Die Kraft P setzt sich zusammen aus:

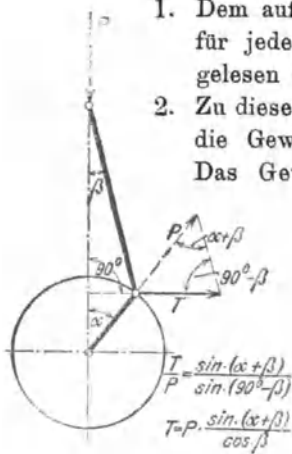


Fig. 58.

1. Dem auf dem Kolben lastenden Zylinderdruck, welcher für jede Kurbelstellung aus dem Arbeitsdiagramm abgelesen werden kann.

2. Zu diesem Kolbendruck müssen bei stehenden Maschinen die Gewichte des Triebwerks hinzugerechnet werden. Das Gewicht des Kolbens und Kolbenbolzens (oder Kreuzkopf), der Stange mit Lagern, des Kurbelzapfens und der Kurbelwangen,

aller sonst noch beweglichen und angehängten Teile und Gestänge, welche dabei auf den Kurbelradius umzurechnen sind, wird in kg auf das cm^2 Kolbenfläche berechnet und im Federmaßstab aufgetragen.

3. Die Gewichte, welche keine umlaufende, sondern eine hin und her gehende Bewegung machen, wie Kolben, Kolbenbolzen,

der obere Teil der Schubstange usw., haben im unteren Totpunkt die Geschwindigkeit Null, sie erreichen während eines Hubes einen Höchstwert an Geschwindigkeit und haben im oberen Totpunkt wieder die Geschwindigkeit Null. Während auf dem ersten Teil des Kolbenhubes eine Kraft = Masse \times Beschleunigung aufgewendet werden muß, um die Massen zu beschleunigen, wird während des zweiten Teiles des Hubes die Kolbenbewegung durch die beschleunigten Massen, welche jetzt die ihnen mitgeteilte Energie wieder abgeben, unterstützt. Die Größe der Kolbenarbeit wird dadurch zwar nicht geändert, zur Bestimmung des wirklichen Vertikaldruckes im Getriebe müssen aber diese Kräfte für die einzelnen Kurbelstellungen errechnet und ihrem Vorzeichen entsprechend im Vertikaldruckdiagramm eingetragen werden.

Der Beschleunigungsdruck für das cm^2 Kolbenfläche ist:

$$q = \frac{m \cdot b}{O} = \frac{G_0}{g \cdot O} \cdot b$$

worin G_0 das Gewicht der hin und her gehenden Massen (Kolben mit Bolzen, Schubstangenoberteil bis zum Schwerpunkt),

g = Fallbeschleunigung,

O = Kolbenoberfläche in cm^2

b = augenblickliche Beschleunigung bei einem bestimmten Kurbelweg und Kurbelwinkel, angenähert nach „Hütte“ 6, Abschnitt VI

$$\frac{v^2}{r} (\cos \alpha + \frac{r}{l} \cos 2\alpha), \text{ worin:}$$

$$v = \text{mittlere Umfangsgeschwindigkeit } \frac{2r\pi \cdot n}{60}$$

r = Kurbelradius,

l = Schubstangenlänge.

Es ist also für einzelne Kurbelwinkel der Beschleunigungsdruck zu berechnen aus:

$$q = \frac{G_0}{g \cdot O} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot (\cos \alpha + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\alpha)$$

Wird für $v = \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{60} = \omega \cdot r$ gesetzt, so ist

$$q = \frac{G_0}{g \cdot O} \omega^2 \cdot r (\cos \alpha + \frac{r}{l} \cos 2\alpha)$$

ändert sich also bei einer Maschine für denselben Kurbelwinkel α mit ω^2 , d. h. mit dem Quadrat der Umdrehungszahlen.

Nachstehend ist das Drehkraftdiagramm einer sechszylindrigen Viertaktmaschine dargestellt. Angehängte Pumpen sind dabei der Einfachheit wegen vernachlässigt. Die Zylinderleistung der sechs Zylinder zusammen betrug bei $n = 307$ Umdrehungen 750 IPS, woraus sich das mittlere Drehmoment ergibt zu:

$$Md = T_m \cdot r = 716,18 \frac{N}{n} = \frac{716,18 \cdot 750}{307} = 1750 \text{ kgm}$$

und die mittlere Umfangskraft, wenn $r = 0,2$ m

$$T_m = \frac{Md}{r} = \frac{1750}{0,2} = 8750 \text{ kg}$$

Wir werden sehen, welche Abweichungen hiervon schon im normalen Betriebe auftreten und wie stark die Abweichungen werden können bei ungleichmäßiger Belastung der Zylinder, Aussetzen von Zündungen, Ausfall eines Zylinders, kurzum, welchen Einfluß der Betrieb auf die Drehkraftverhältnisse der Welle hat.

In Fig. 59 ist zunächst der Vertikaldruck P ermittelt.

Für bestimmte Kurbelwinkel sind der Länge der Schubstange entsprechend auf der Kolbenweglinie die zugehörigen Kolbenstellungen ermittelt. Wird nun das Indikatordiagramm in einem bestimmten Maßstabe in den Kurbelkreis hineingelegt, so läßt sich der zu jeder Kurbelstellung gehörende Kolbendruck für die einzelnen Hübe ablesen. Die Kolbenweglinie ist dabei als atmosphärische Linie gewählt, entspricht also zur Ermittlung des Überdruckes der Nulllinie.

Diese Darstellung hat den Vorteil, daß man für alle Hübe die Berücksichtigung des Massendruckes dadurch erhält, daß man parallel zu der ersten Nulllinie eine zweite im Abstände

$$\frac{\text{Gewicht des bewegten Triebwerkes in kg}}{\text{Kolbenfläche in cm}^2} \times \text{Maßstab}$$

zieht und dadurch zu allen im Indikatordiagramm angezeigten Drücken für den Abwärtsgang den Massendruck hinzuzählt und für den Aufwärtsgang abzieht.

Im vorliegenden Falle betrug der Massendruck:

Gewicht des Kolbens	166,00 kg	}	$G_0 = 312 \text{ kg}$
„ des Kolbenbolzens	46,00 „		
„ Stangenoberteil bis zum Schwerpunkt mit Lager	100,00 „		
„ Stangenunterteil bis zum Schwerpunkt mit Kurbellager	100,00 „	}	$G_R = 340 \text{ „}$
„ Kurbelwangen mit Zapfen	240,00 „		
	652,00 kg		

Bei $D = 400 \text{ mm}$ ist

$O = 1256,64 \text{ cm}^2$, so daß sich ein Gewichtsdruck ergibt von

$$\frac{652}{1256,64} = 0,52 \text{ kg/cm}^2$$

Sinngemäß erfolgt auch die Berücksichtigung des Beschleunigungsdruckes in Fig. 59. Unter Berücksichtigung der Tatsache, daß die errechneten Beschleunigungsdrücke von 0° anfangend negativ sind, von 180° beginnend wieder negativ, wird, wenn die Werte von der zweiten Nulllinie aus abgetragen werden, die Beschleunigungsdrucklinie die dritte Nulllinie, von der aus P für alle Kurbelstellungen und jeden Hub unmittelbar abgegriffen werden kann.

Es ist $G_0 = 312 \text{ kg}$

$O = 1256,64 \text{ cm}^2$

$r = 200 \text{ mm}$

$l = 847 \text{ mm}$

$n = 307$

mithin wird z. B. für $\alpha = 18^\circ$:

$$q = \frac{312 \cdot 0,2}{9,81 \cdot 1256} \cdot \frac{\pi^2 \cdot 307^2}{30^2} (\cos 18 + \frac{200}{847} \cos 36)$$

$$q = 5,87 \text{ kg/cm}^2$$

Für Zylinder 6 ist das Drehkraftdiagramm in Fig. 60 dargestellt, indem die Drehkraft für die einzelnen Kurbelstellungen nach Fig. 58

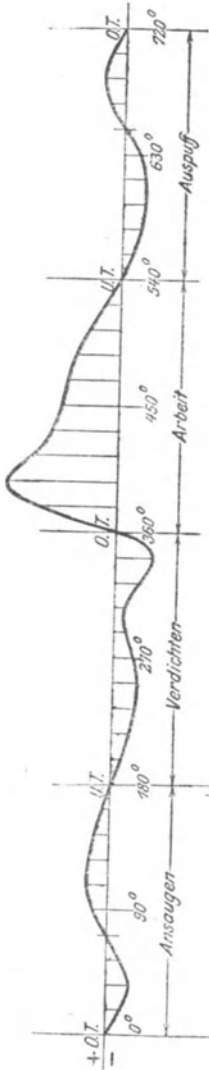


Fig. 60.

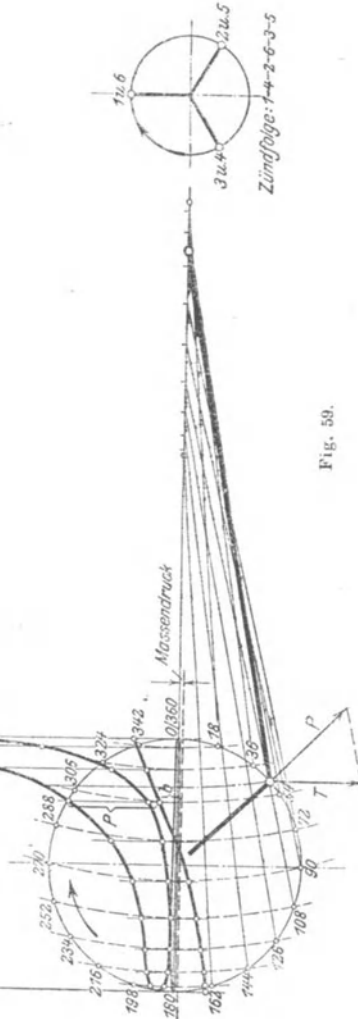
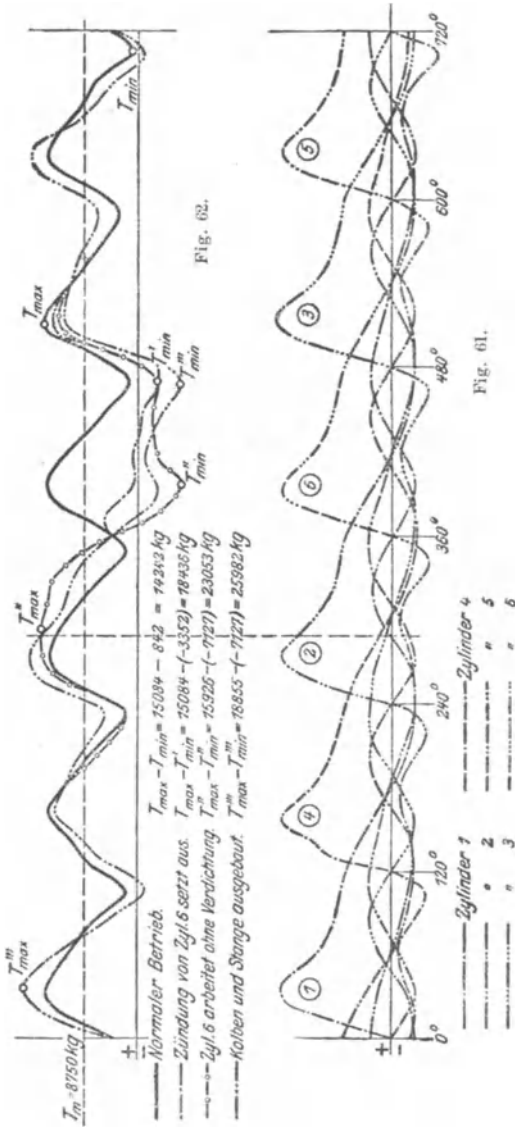


Fig. 59.

ermittelt und ihrem Vorzeichen entsprechend von der Nulllinie aus nach oben oder unten abgetragen ist. Die Länge der Nulllinie ist der Kurbelzapfenweg für zwei Umdrehungen.

In Fig. 61 sind die Drehkraftdiagramme der einzelnen Zylinder nach Kurbelstellung und Kurbelfolge aufeinandergelegt.



Wenn man die Drehkräfte ihrem Vorzeichen entsprechend für jede Ordinate addiert, so ist die Summe der Drehkräfte für die einzelnen Kurbelstellungen aus Fig. 62 abzulesen. Als Drehkraftdiagramm ergibt sich dann eine Wellenlinie, welche in ihren Erhebungen und Senkungen ein Bild der wechselnden Drehkraft bietet. Der mittlere Wert dieser Drehkraft ist punktiert eingezeichnet, er beträgt 8796 kg, was mit dem oben aus der indizierten Leistung errechneten Werte gut übereinstimmt.

Die Umfangsgeschwindigkeit und den Widerstand an der Schraube kann man als ungefähr gleichmäßig annehmen. Eine wechselnde Drehkraft an der Maschinenwelle wird also ständig Verdrehungen der Welle hervorrufen, deren Größe sich nach der augenblicklichen Drehkraft richtet. Solange ein Überschuss an Drehkraft über die mittlere vorhanden ist, wird die Welle im Drehsinn der Maschine verdreht, während

bei den Kurbelwinkeln, wo die augenblickliche Drehkraft die mittlere nicht erreicht, ein Rückfedern während der Bewegung stattfindet. Auf diese Weise wird auch die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens ständig Änderungen unterworfen sein, und zwar wird die Umfangsgeschwindigkeit so lange zunehmen, wie ein Überschuss an Umfangskraft

vorhanden ist, während jedesmal dort, wo die Drehkraftlinie die T_m -Linie schneidet, die Geschwindigkeitskurve umkehrt¹⁾.

Ein Maß für die wechselnde Beanspruchung der Welle ist der Unterschied zwischen der größten und geringsten Drehkraft. Bei normalem Betrieb ist der Höchstwert $T_{\max} = 15\,084$ kg, der Mindestwert $T_{\min} = 842$ kg, der Unterschied beträgt also 14 242 kg. Bei gleicher Leistung aller Zylinder wird auch die Änderung der Drehkraft gleichmäßig erfolgen, und die Abweichungen vom Mittelwert werden ein beim Bau der Maschine angestrebtes und zulässiges Maß nicht übersteigen.

Wodurch können nun beim Betriebe diese Verhältnisse geändert, d. h. verschlechtert werden?

Zunächst denken wir dabei an zu hohe Kolbenbelastungen, d. h. an Drucksteigerungen, wie sie beispielsweise durch Frühzündung (s. Fig. 41 c) auftreten. Aber die Betrachtungen über die Größe und Feststellung der Drehkraft zeigen, daß diese Drücke wohl das Triebwerk, Kolben und Deckel, Deckel- und Zylinderschrauben usw. durch starken Zug und Druck beanspruchen, aber keinen oder sehr wenig Einfluß auf die Drehkraft haben, da diese im Totpunkt des Kolbens, wo diese hohen Drücke auftreten, für diesen Zylinder Null ist.

Größeren Einfluß hat es aber, wenn die Leistung eines Zylinders größer oder geringer als die der übrigen ist. Die größte Leistung hatte von den sechs Zylindern, nach dem Indikatorgramm ermittelt, der Zylinder 3, und daher wird auch beim Arbeitshub dieses Zylinders der Höchstwert der Drehkraft erreicht (s. Fig. 62). Wenn wir den Fall, daß die Leistung eines Zylinders nachläßt, bis zum vollständigen Aussetzen der Zündung verfolgen, beispielsweise bei Zylinder 6, so sehen wir, daß die Drehkraft an der Welle sogar negativ wird. Beim Aussetzen der Zündung eines Zylinders wird dieser gegebenenfalls mit Verdichtung weiterlaufen können, oder das Triebwerk der Maschine wird leer mitgenommen oder aber ganz ausgekuppelt. Für diese einzelnen Fälle sind die Änderungen der Drehkräfte vom normalen Verlauf in Fig. 62 eingezeichnet. Die stärksten Abweichungen ergeben sich natürlich beim Arbeitshub des Zylinders 6. Die Betrachtung dieser Abweichungen zeigt, daß, die Möglichkeit vorausgesetzt, beim Versagen eines Zylinders die Verdichtung beibehalten werden muß. Fällt die Verdichtung fort, so werden die Drehkraftverhältnisse erheblich ungünstiger, und sie werden am schlechtesten, wenn das Triebwerk des Zylinders ausgekuppelt wird. Der Unterschied der Dreh-

¹⁾ Die wechselnde Umfangsgeschwindigkeit wird in dem Torsiographen von Dr. Geiger zur Feststellung des wechselnden Drehmomentes benutzt. Siehe „Z. d. V. D. I.“ 1916, Seite 811.

kräfte ist für die einzelnen Fälle errechnet und in Fig. 62 zusammengestellt.

Wir sehen, daß nicht nur beim Bau der Maschine durch Wahl der Zahl der Zylinder, Schubstangenlänge, Kurbelversetzung usw. die Drehbeanspruchung der Welle in zulässigen Grenzen zu halten ist, sondern daß es gerade Sache des Betriebes werden kann, diese festliegenden Grenzen inne zu halten. In erster Linie gehört dazu, daß bei gut laufender Maschine die kritischen Umdrehungszahlen vermieden werden, und wo sie auftreten, daß beim Einstellen der Drehzahl schnell durch die kritischen Umdrehungszahlen hindurchgegangen wird. Dann aber sehen wir, welchen Einfluß auf die Beanspruchung der Welle die gleichmäßige Belastung der einzelnen Zylinder hat und welche Maßnahmen geboten sind beim Ausfall eines Zylinders.

Massenwirkung und Massenausgleich.

Die bewegten Massen der Maschine erzeugen bei der Bewegung Kräfte, welche den Schwerpunkt der Maschine zu bewegen und die Maschine zu kippen suchen. Die Größe dieser Kräfte und Momente ändert sich periodisch, entsprechend der Umdrehungszahl der Maschine.

Die senkrecht zur Längsrichtung des Schiffes wirkenden Kräfte erzeugen nun unter folgenden Bedingungen Schwingungen des Schiffskörpers. Der Schiffskörper verhält sich wie ein elastischer Stab, der bei Stößen in Schwingungen gerät und dann mit einer seinem Material und seiner Form entsprechenden bestimmten Schwingungszahl weiter-schwingt. Die Lage der Knotenpunkte ist bei gleichbleibender Gewichtsverteilung im Schiff unveränderlich, so daß es im Schiff Stellen gibt, die keine Schwingungen erkennen lassen.

Der Schwingungsantrieb muß auch da liegen, wo ein Schwingungsbauch auftritt, denn im Knotenpunkt wirkend werden die Stöße keine Schwingungen hervorbringen können. Daher wird für die Aufstellung der Maschine nach Möglichkeit eine Stelle gewählt, wo der Schiffskörper bei Ausführung von Schwingungen einen Knotenpunkt hat. Mit zunehmender Maschinenlänge wird dieses Verfahren zur Vermeidung von Schwingungen natürlich immer unvollkommener.

Während nun Schwingungszahl und Wellenlänge unverändert bleiben, kann der Ausschlag vergrößert werden, wenn ständig im Gleichtakt mit den Schwingungen neue Antriebe erfolgen. Daher ist auch in bezug auf die Schwingungen des Schiffskörpers eine kritische Umdrehungszahl zu beachten. Umdrehungszahlen, die bei jeder oder jeder zweiten, dritten usw. Schwingung neue Schwingungsantriebe geben, können den

Ausschlag der Schiffsschwingungen für die Schiffsverbände usw. bis zu gefährlichen Größen steigern.

Die Maschine macht natürlich diese Bewegungen mit, so daß je nach ihrer Lage im Schiff die Fundamente und Verbände derselben stark beansprucht werden.

Für die Maschine kommt noch hinzu, daß die durch die auftretenden Kräfte hervorgerufenen Momente versuchen, die Maschine zu kippen. Auf diese Weise werden die Grundplatten, Fundamente, Fundamentbolzen und Lagerbolzen gefährdet. Diese Beanspruchung ist die Ursache von Rissen an den Gußstücken, Lockerung und glattes Zerreißen von Schraubenbolzen und ähnlichen Störungen. Mit derartigen Störungen hat man immer zu rechnen, wenn die Maschine mit einer kritischen Drehzahl längere Zeit läuft, oder wenn die Beschleunigungskräfte der bewegten Massen nicht unschädlich gemacht sind.

Wodurch treten die störenden Kräfte auf, und wie werden sie beseitigt?

Die Wirkungen der Massenkräfte. Zur Umformung der Kolbenbewegung in die Kurbelbewegung sind einmal hin und her gehende Gewichte, wie Kolben, Kolbenbolzen und Oberteil der Schubstange erforderlich, und ferner umlaufende Gewichte, als da sind Unterteil der Schubstange (welche für diese Betrachtung in dem Schwerpunkt unterteilt wird), Kurbelzapfen und Kurbelwangen. Die hin und her gehenden Gewichte G_0 erzeugen bei ihrer ungleichförmigen Bewegung Kräfte, die angenähert die Größe haben

$$P_0 = \frac{G_0}{g} \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \frac{r}{l} \cos 2 \alpha).$$

Die umlaufenden Gewichte G_R erzeugen eine Fliehkraft von der Größe

$$P_R = \frac{G_R}{g} \cdot \frac{v^2}{r};$$

oder da die Umfangsgeschw. = Winkelgeschw. \times Halbmesser

$$v = \omega \cdot r$$

$$P_R = \frac{G_R}{g} \omega^2 \cdot r$$

Die Fliehkraft kann nach nebenstehender Fig. 63 in zwei Teile zerlegt werden, eine, die senkrecht wirkt:

$$P_{R'} = \frac{G_R}{g} \omega^2 \cdot \cos \alpha$$

und ihren Höchstwert bei einer Kurbelstellung 0° oder 180° erreicht, und eine wagrecht wirkende:

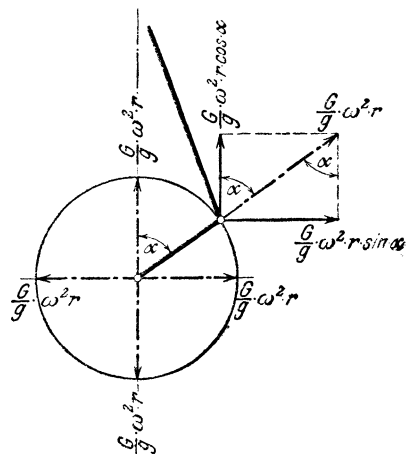


Fig. 63.

$$P_R'' = \frac{G_R}{g} \omega^2 \cdot r \cdot \sin \alpha$$

die ihren Höchstwert bei 90° und 270° erreicht.

In der senkrechten Ebene wirken also die Kräfte $P_0 + P_R'$ und in der wagerechten Ebene P_R'' .

Diese Kräfte ändern den Drehzahlen der Maschine und Winkel-funktionen entsprechend fortwährend ihre Richtung und Größe. Wenn wir zunächst die Massenkräfte betrachten, die das Triebwerk eines einzelnen Zylinders erzeugt, so üben die Kräfte folgende Wirkung aus:

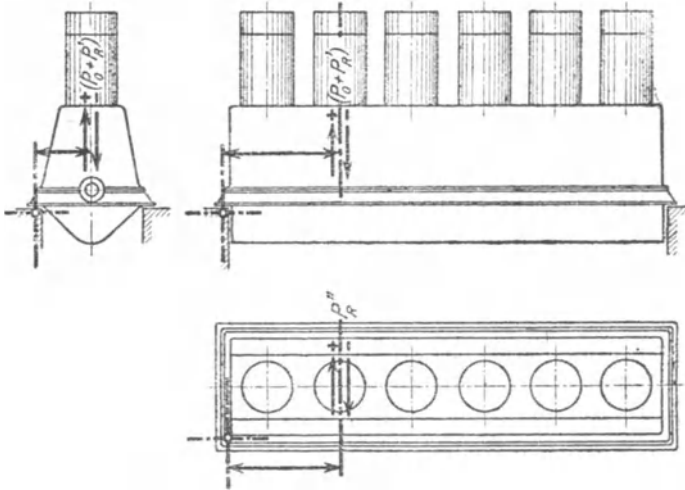


Fig. 64.

1. Die freien Kräfte. Für den Schiffskörper als elastisches Körpersystem bedeuten diese periodisch auftretenden Stöße Schwingungsantriebe, die das Schiff in senkrecht oder wagerecht gerichtete Schwingungen versetzen. Ist die Eigenschwingungszahl des Schiffes gleich oder ein ganzes Vielfache der Umdrehungszahl der Maschine, so werden die Ausschläge durch diese freien Kräfte vergrößert. Besonders die senkrecht gerichteten Schwingungen können sich dabei bis zu unzulässiger Größe ausbilden und zu Lockerungen und Verschiebungen von Bauteilen führen. Die Wirkung der freien Kräfte ist dabei um so größer, je näher der betreffende Zylinder der Mitte zwischen zwei Schwingungsknotenpunkten, also in einem Schwingungsbauch, liegt.

Ferner versuchen diese freien Kräfte den Schwerpunkt der Maschine zu verlegen und beanspruchen dadurch die Bauteile der Maschine und Befestigungsbolzen.

2. Die freien Momente. Die Massenkräfte bilden ferner Momente aus, welche die Maschine zu kippen suchen; einige Beispiele

dafür sind in Fig. 64 gegeben. Diese Momente sind hauptsächlich die Ursache der Lockerung von Fundamentbolzen. Letztere müssen selbst bei Maschinen mit gutem Massenausgleich von Zeit zu Zeit untersucht und nachgezogen werden.

Der Massenausgleich. Die oben erwähnten schädlichen Wirkungen der bewegten Massen zwingen dazu, die auftretenden Kräfte nach außen hin unschädlich zu machen. Dies kann dadurch geschehen, daß man der auftretenden Massenkraft eine gleich große entgegengesetzt. Auf diese Weise wird zwar die Maschine in sich stärker beansprucht,

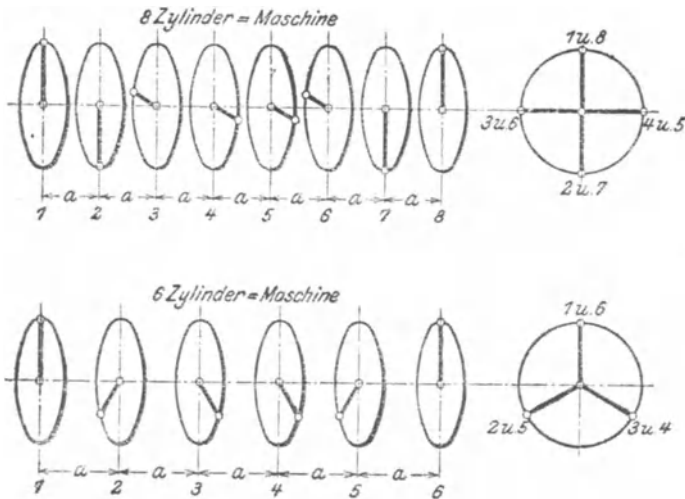


Fig. 65.

die Wirkung der Massenkraft nach außen hin jedoch aufgehoben; dasselbe gilt von den durch die Massenkraft ausgebildeten Momenten.

Da die Zahl der Zylinder bei Schiffsölmotoren meist groß ist (6 und 8 Zylinder), und ferner die bewegten Massen und der Mittelabstand der einzelnen Zylinder gleich ist, so läßt sich bei Schiffsölmotoren der Massenausgleich durch geeignete Wahl der Pleuelwinkel und Pleuelanordnung erreichen. Aus Fig. 65 ersehen wir, daß die algebraische Summe der Kräfte und der auf eine beliebige Ebene bezogenen Momente Null ist.

Bei der achtzylinderigen Maschine ist z. B. in bezug auf die durch die Mitte des Zylinders 8 gelegte Ebene:

$$\begin{aligned}
 P_1 \cdot 7a &= P_2 \cdot 6a + P_7 \cdot a \\
 P_1 &= P_2 = P_7 \\
 P \cdot 7a &= P \cdot 7a
 \end{aligned}$$

Es tritt somit kein kippendes Moment auf. Durch angehängte Pumpen usw. wird dieser Ausgleich natürlich beeinträchtigt, so daß der vollkommene Massenausgleich immer ein beim Bau angestrebtes Ideal bleibt¹⁾.

Wir müssen für den Betrieb der Schiffsölmotoren festhalten, daß der Ausgleich der Massen nur nach ihrer Wirkung nach außen hin erfolgt, daß die Massenkräfte also die Maschine selbst stark beanspruchen. Da die Massenkräfte mit dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit wachsen, so hat jede Überschreitung der Höchstdrehzahl beim Austauschen der Schrauben usw. eine erhebliche Überanstrengung der Bauteile der Maschine, besonders des Maschinengestelles zur Folge, so daß in diesen Fällen Vorsicht geboten ist.

Der Massenausgleich erfährt aber nach dem oben Gesagten eine erhebliche Störung beim Ausfall eines Kolbens. In diesem Falle treten wieder freie Massenkräfte und Massenkraftmomente auf. Muß z. B. bei einer achtzylindrigen Maschine mit einer Kurbelkröpfung nach Fig. 65 Kolben und Stange des Zylinders 7 ausgebaut werden, so wird die Gleichung der Massenkräfte

$$P_1 + P_8 = P_2 + P_7$$

um den Wert der Massenkräfte der hin und her gehenden Massen und des unteren Teils der Schubstange als umlaufende Masse des Zylinders 7 gestört werden. Diese fehlenden Kräfte werden die entgegengesetzt gerichteten um ihren Betrag nicht mehr ausgleichen.

Auf eine Ebene z. B. senkrecht zur Wellenachse durch den Zylinder 1 bezogen wird in diesem Falle die Momentgleichung

$$P_8 \cdot 7a = P_2 \cdot a + P_7 \cdot 6a$$

übergehen in die Ungleichung

$$P_8 \cdot 7a \neq P_2 a$$

so daß in dieser Ebene ein Kippmoment von

$$M = P \cdot 6a$$

wirksam wird.

Die nachteilige Wirkung macht sich dann schon an dem unruhigen Gang der Maschine bemerkbar, und die Umdrehungszahl muß so weit herabgemindert werden, bis wieder ruhiger Gang der Maschine eintritt.

¹⁾ Über systematische Untersuchung für verschiedene Fälle des Massenausgleiches für stehende Viertakt- und Zweitaktmaschinen mit 1 bis 8 Zylindern siehe „Der Ölmotor“, Zweiter Jahrgang, Seite 765 und 821: Dr.-Ing. O. Kölsch, Der Massenausgleich bei Schiffsölmotoren.

Verlag von Julius Springer in Berlin W. 9.

Mitte Oktober erscheint:

Schiffs-Ölmaschinen

Ein Handbuch

zur Einführung in die Praxis des Schiffs-Ölmaschinenbetriebes

Von

Dipl.-Ing. Dr. Wm. Scholz

Oberingenieur der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg

Zweite, verbesserte und erheblich vermehrte Auflage

Mit über 100 Textfiguren.

Preis gebunden etwa M. 11,—

Der Bau des Diesel-Motors. Von Ingenieur **Kamillo Körner**, o. ö. Professor an der k. k. deutschen technischen Hochschule in Prag. Mit 500 Textfiguren. Preis gebunden M. 30,—.

***Ölmaschinen.** Wissenschaftliche und praktische Grundlagen für Bau und Betrieb der Verbrennungsmaschinen. Von Dr. **St. Löffler**, Professor, Privatdozent, und Dr. **A. Riedler**, Professor, beide an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin. Mit 288 Textabbildungen. Preis gebunden M. 16,—.

***Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungs-Kraftmaschinen und Kraftgas-Anlagen.** Von **Hugo Güldner**, Maschinenbaudirektor, Vorstand der Güldner-Motoren-Gesellschaft in Aschaffenburg. Dritte, neubearbeitete und bedeutend erweiterte Auflage. Mit 1282 Textfiguren, 35 Konstruktionstafeln und 200 Zahlentafeln. Preis gebunden M. 32,—.

***Die Steuerungen der Verbrennungs-Kraftmaschinen.** Von Dr.-Ing. **Julius Magg**, Privatdozent an der k. k. technischen Hochschule in Graz. Mit 448 Textabbildungen. Preis gebunden M. 16,—.

Bau und Berechnung der Verbrennungs-Kraftmaschinen. Eine Einführung von **Franz Seufert**, Ingenieur und Oberlehrer an der Kgl. höheren Maschinenbauschule in Stettin. Mit 90 Abbildungen und 4 Tafeln. Preis gebunden M. 5,60.

*Hierzu Teuerungszuschlag.

Verlag von Julius Springer in Berlin W. 9

***Beiträge zur Geschichte des Diesel-Motors.** Von P. Meyer, Professor an der Technischen Hochschule in Delft. Mit einer Tafel
Preis M. 2,—

***Die Diesel-Maschine in der Großschiffahrt.** Von Ingenieur W. Kaemmerer, Berlin. Mit 84 Textfiguren.
Preis M. 3,—

***Die neuere Entwicklung im Schiffsmaschinenbau.**
Von Ingenieur W. Kaemmerer. Mit 148 Textabbildungen. Preis M. 3,—

Die Treibmittel der Kraftfahrzeuge. Von Ed. Donath und A. Gröger, Professoren an der k. k. Deutschen Franz Joseph-Technischen Hochschule in Brünn. Mit 7 Textfiguren.
Preis M. 6,80.

Benzin, Benzinersatzstoffe und Mineralschmiermittel,
ihre Untersuchung, Beurteilung und Verwendung. Von Dr. J. Formánek, Professor an der k. k. böhmischen technischen Hochschule in Prag. Mit 18 Textfiguren.
Preis M. 12,—

***Die flüssigen Brennstoffe,** ihre Gewinnung, Eigenschaften und Untersuchung. Von Chemiker Dr. L. Schmitz. Mit 56 Textfiguren.
Preis gebunden M. 5,60.

***Untersuchung der Kohlenwasserstofföle und Fette**
sowie der ihnen verwandten Stoffe. Von Professor Dr. D. Holde, Abteilungsvorsteher am Kgl. Materialprüfungsamt zu Berlin-Lichterfelde-W., Dozent an der Technischen Hochschule Berlin. Fünfte, vollständig umgearbeitete Auflage. Mit etwa 120 Textfiguren. In Vorbereitung.

*Hierzu Teuerungszuschlag.

Technische Thermodynamik. Von Prof. Dipl.-Ing. **W. Schüle.**

I. Band: **Die für den Maschinenbau wichtigsten Lehren nebst technischen Anwendungen.** Dritte, erweiterte Auflage. Mit 214 Textfiguren und 7 Tafeln. Preis gebunden M. 16,—.

*II. Band: **Höhere Thermodynamik** mit Einschluß der chemischen Zustandsänderungen, nebst ausgewählten Abschnitten aus dem Gesamtgebiet der technischen Anwendungen. Mit 155 Textfiguren und 3 Tafeln. Preis gebunden M. 10,—.

Leitfaden der technischen Wärmemechanik. Kurzes

Lehrbuch der Mechanik der Gase und Dämpfe und der mechanischen Wärmelehre von Prof. Dipl.-Ing. **W. Schüle.** Mit 91 Textfiguren und 3 Tafeln. Preis gebunden M. 6,—.

***Technische Wärmelehre der Gase und Dämpfe.** Eine

Einführung für Ingenieure und Studierende von **Franz Seufert,** Ingenieur und Oberlehrer an der Königl. höheren Maschinenbauschule in Stettin. Mit 25 Abbildungen und 5 Zahlentafeln. Preis gebunden M. 2,80.

Die Entropietafel für Luft und ihre Verwendung zur Berechnung

der Kolben- und Turbo-Kompressoren. Von Dipl.-Ing. **P. Ostertag.** Zweite, verbesserte Auflage. Mit 18 Textfiguren und 2 Diagrammtafeln. Preis M. 4,80.

***Hilfsbuch für den Maschinenbau.** Für Maschinentechniker

sowie für den Unterricht an technischen Lehranstalten. Von Prof. **Fr. Freytag,** Kgl. Baurat, Lehrer an den Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz. Fünfte, erweiterte und verbesserte Auflage. Mit 1218 in den Text gedruckten Figuren, 10 Tafeln und einer Beilage für Österreich. 1916. Preis gebunden M. 10.—; in Leder gebunden M. 12,—.

Das Skizzieren von Maschinenteilen in Perspektive.

Von **Carl Volk,** Direktor der Beuthschule, Berlin. Vierte, erweiterte Auflage. Mit 72 in den Text gedruckten Skizzen. Preis M. 2,—.

Verlag von Julius Springer in Berlin W. 9.

***Hilfsbuch für
Schiffsoffiziere und Navigationsschüler.**

Von

Johannes Müller,

Offizier des Norddeutschen Lloyd.

Mit zahlreichen Figuren und einer farbigen Tafel.

Preis gebunden M. 8,—.

***Grundzüge der maritimen Meteorologie
und Ozeanographie.**

Mit besonderer Berücksichtigung der Praxis
und der Anforderungen der Navigationsschulen.

Von

Joseph Krauß,

Lehrer an der Seefahrtsschule in Lübeck.

Preis gebunden M. 5,—.

***Die großen Segelschiffe.**

Ihre Entwicklung und Zukunft.

Von

W. Laas,

Professor an der Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin.

Mit 77 Figuren im Text und auf Tafeln.

Preis M. 6,—.

***Bemastung und Takelung der Schiffe.**

Von

F. L. Middendorff,

Direktor des Germanischen Lloyd.

Mit 172 Figuren, 1 Titelbild und 2 Tafeln.

Preis gebunden M. 30,—.

*Hierzu Teuerungszuschlag.