

80 Proz. 2409 WE ausmacht. Die gegebenen Garantien sind als erreicht zu betrachten.

Die Prüfungen bei 60 tägigem Dauerbetriebe ergaben folgende Daten und Resultate:

Gesamte Feuerungszeit des Generators	1464 Stdn.
Gesamte Betriebszeit des Motors . . .	1080 „
Feuerung außer Betrieb	384 „
Gesamter Torfverbrauch	49 000 kg (etwa 25 Proz. Wassergehalt).

In der Zeit der Außerbetriebsetzung der Feuerung sind etwa 4 kg Torf pro Stunde benötigt worden, somit in Summa rund 1500 kg.

Die effektive Leistung war im Mittel 45 PS. Der Torfverbrauch pro Pferdestärke und Stunde $\frac{49\,000 \cdot 1500}{45 \cdot 1080} = 0.98$ kg. Der Torf ent-

hält bei 25 Proz. Feuchtigkeit 3600 WE. Unter Annahme von 75 Proz. Nutzeffekt des Motors bei 55 PS Belastung verbraucht der Motor laut

Garantie $\frac{80}{75} \cdot 2409 = 2560$ WE pro Pferdestärke und Stunde. Der

Nutzeffekt des Generators ergibt sich zu $\frac{2560}{0,98 \cdot 3600} = 72,5$ Proz.

Dieser Wert ist bei der ungleichmäßigen und geringen Belastung als hoch zu bezeichnen. (Weitere Beispiele s. auch unter V. dieses Abschnittes.)

V. Verbrennungskraftmaschinen.

1. Betriebsmittel, Wirkungsweise und Vorteile der verschiedenen Motorenarten.

Die Maschinen für flüssige Brennstoffe sind fast alle einfach wirkende Viertaktmaschinen und werden meistens nur für niedrige Kraftleistungen gebaut. Zur Zerlegung des flüssigen Brennstoffes in feine Teilchen und der Zusammenführung mit der zur Verbrennung erforderlichen Luft ist eine besondere Einrichtung vorhanden; vielfach wird außerdem noch eine Vorwärmung für gewisse Brennstoffe verlangt.

Die Herstellung eines brennbaren Gemisches erfolgt am einfachsten bei Benzinverwendung. Das Gemisch wurde bisher erreicht, indem man Luft durch einen Raum, welchen man Karburator nennt, saugte, in welchem Benzin an Dochten oder über Steine herabrieselte. Dieses Gas war sehr reich an Benzindämpfen und mußte zu einer normalen Verbrennung vor Eintritt in die Maschine durch Luft verdünnt werden. Die vorbereiteten Luftbenzinmischungen sind wegen Explosionsgefahr tunlichst zu vermeiden und hat man daher getrachtet, Benzin direkt in dem Vergasungsraum der Maschine mit Luft zu mischen und die Karburatoren abzuschaffen. Gebr. Körting und andere haben derartige Konstruktionen schon vor Jahren durchgeführt. Die liegende Körtingsche Maschine für flüssige Brennstoffe ist mit einem Zerstäuber ausgerüstet,

welcher durch die Kolbensaugkraft geöffnet wird. Der flüssige Brennstoff wird nach Öffnung des Zerstäubers in Staubform in den Verdampfungsraum und zwar nach Mischung mit der Verbrennungsluft, die am Zerstäuber vorbeistreicht, geführt. Bei Benzinverwendung braucht der Verdampfungsraum nicht besonders geheizt zu werden. Bei Benzol-, Petroleum- oder Spiritusverwendung müssen die aus der Verbrennung entstehenden heißen Gase um den Verdampfungsraum zirkulieren, so daß dieser, nebst dem Luftzuführungskanal zum Zerstäuber, vorgewärmt wird. Je nach der Höhe der geforderten Vorwärmung werden die Verbrennungsgase nur teilweise — bei Benzol- oder Spiritusverwendung — oder ganz — bei Petroleumverwendung — um den Verdampfungsraum geleitet.

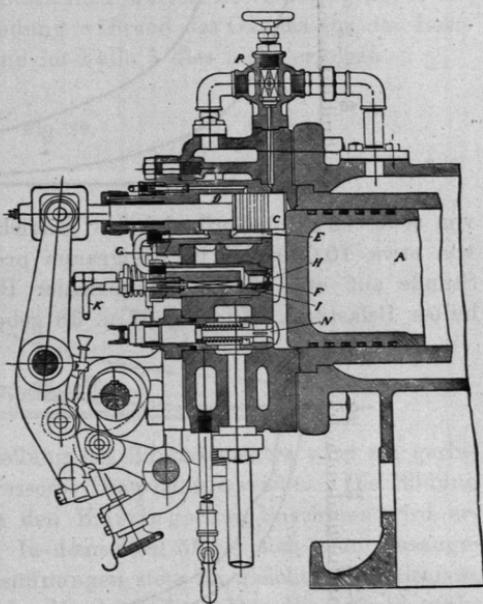
Das Anlassen der Maschinen erfolgt durch Druckluft und zwar läßt man, um ein gutes, brennbares Gemisch zu erreichen, die Benzol-, Petroleum- und Spiritusmaschinen anfangs mit Benzin anlaufen, bis die nötige Wärme des Verdampfungsraumes vorhanden ist.

Petroleum, Rohöl und Rohnaphtha werden auch zum Betriebe des Öleinspritzmotors — System Trinkler — verwendet. Der flüssige Brennstoff wird in fein zerstäubter Form direkt in den Arbeitsraum, in welchem die schon durch den Arbeitskolben komprimierte Verbrennungsluft vorhanden ist, eingespritzt. Da die dem Kompressionsgrad, auf welchen die Luft verdichtet ist, entsprechende Temperatur viel höher ist, wie die Entzündungstemperatur des Brennstoffes, so tritt eine sofortige Entzündung und Verbrennung ein. Die Zerstäubung des Brennstoffes wird durch einen Teil der komprimierten Luftmenge bewirkt, welche auf eine höhere als die Kompressionsspannung gebracht wird, um den in dem Wege dieser Luft vorher eingelagerten Brennstoff beim Einströmen in den Arbeitsraum mitzuführen und durch Zerstäubung sicher mit der Verbrennungsluft zu vermischen. Bei der Trinklerschen Maschine erfolgt die vielfach auf Schwierigkeiten stoßende Zerstäubung des Brennstoffes durch einen automatisch wirkenden Hilfskolben — Einspritzkolben — der am Ende des Kompressionsvorganges eine kleine Menge der im Kompressionsraum verdichteten Luft von diesem abtrennt, diese Menge weiterhin komprimiert und durch die Einspritzdüse, in der dieselbe mit dem Brennstoff zusammentrifft, diesen mitnimmt und mit dem nötigen Einblaseüberdruck in den Verbrennungsraum hineindrückt. Der Motor selbst beruht auf dem einfachwirkenden Viertaktssystem und findet somit bei jedem vierten Hube ein Verbrennungsvorgang statt.

An Hand der Abbildung, Fig. 36, will ich kurz die Wirkungsweise der Maschine beschreiben. Der Arbeitskolben *A* saugt beim Vorwärtsgange durch das Einlaßventil atmosphärische Luft ein, welche beim Rückwärtsgange des Kolbens auf etwa 30 Atm. komprimiert wird, wobei sich der Raum *D* vor dem Kolben *C* durch den Kanal *E* mit komprimierter Luft von etwa 30 Atm. Druck füllt. Von dem Raume *D* geht die Luft in die Einspritzdüse *F* und die Einblase-

leitung *G* über, während durch die enge, nach dem Verbrennungsraum beständig offene Mündung *H* der Einspritzdüse relativ wenig Luft in die Einblaseleitung einströmt; hierdurch wird die ruhige Einlagerung des flüssigen Brennstoffes in die Einspritzdüse *F*, in welche derselbe durch das Ventil *I* von der Brennstoffpumpe durch die Leitung *K* während des Saughubes eingeführt wird, bewirkt. Am Ende des Kompressionshubes des Arbeitskolbens *A* wird der Einspritzkolben *C*, der bis dahin durch Klinkvorrichtung festgehalten wurde, durch Überdruck rasch nach außen bewegt, so daß der Kanal *E* und das im Raume *D* befindliche Luftvolumen von dem zwischen Arbeitskolben und Zylinderboden belegenen Verbrennungsraum abgetrennt wird. Durch die Bewegung des Einspritzkolbens wird die Einblaseluft auf den gewünschten Überdruck gebracht; diese Bewegung erfolgt durch Druckdifferenz auf der dem Kompressionsraum zugewandten Stirnfläche und der durch die verstärkte Kolbenstange des Einspritzkolbens gebildeten Ringfläche. Bei der fortgesetzten Auswärtsbewegung des Kolbens *C* wird das Luftvolumen aus dem Raume *D* durch Leitung *G* und Düse *F* in den Verbrennungsraum geführt. Da die Einspritzdüsenmündung *H* eng ist und die Kolbenbewegung schnell erfolgt, so wird die Einblaseluft fortgesetzt weiter verdichtet und durchströmt die Brennstoffeinlagerungskammer der Düse *F* und diese selbst sehr schnell; infolgedessen wird der Brennstoff mitgerissen und gut zerstäubt in den Verbrennungsraum getrieben, woselbst er sich infolge der hohen Temperatur der komprimierten Luft automatisch entzündet und hierdurch der Arbeitskolben vorwärts bewegt wird. Das Auslaßventil wird durch die Steuerung kurz vor Ende des Arbeitshubes geöffnet und die Verbrennungsprodukte werden bei Rückwärtsbewegung des Kolbens ausgeblasen. Sodann wiederholt sich der Arbeitsvorgang. Durch Druckluft, die durch ein gesteuertes Anlaßventil *N* in die Maschine getrieben wird, wird das Anlassen der Maschine bewirkt. Der Preßluftbehälter zum Anlassen wird mittels des durch das Kühlwasser der Maschine gekühlten Ladeventils *P* von der Maschine selbst ge-

Fig. 36.



führt. Das Auslaßventil wird durch die Steuerung kurz vor Ende des Arbeitshubes geöffnet und die Verbrennungsprodukte werden bei Rückwärtsbewegung des Kolbens ausgeblasen. Sodann wiederholt sich der Arbeitsvorgang. Durch Druckluft, die durch ein gesteuertes Anlaßventil *N* in die Maschine getrieben wird, wird das Anlassen der Maschine bewirkt. Der Preßluftbehälter zum Anlassen wird mittels des durch das Kühlwasser der Maschine gekühlten Ladeventils *P* von der Maschine selbst ge-

laden. Mit 15 Atm. Druckluft kann die Maschine gut in Betrieb gesetzt werden.

Zünd- und Heizapparate sind an der Maschine nicht vorhanden. Der Einspritzapparat arbeitet einfach ohne Ventile und besonderem Druckluftbehälter. Die Regulierung der Maschine wird sehr leicht bewirkt dadurch, daß die Brennstoffpumpe nicht gegen hohen Gegendruck zu fördern hat, sondern den Brennstoff mit Atmosphärendruck in den Düsenraum hineindrückt. Der Brennstoffverbrauch bei einer Maschine

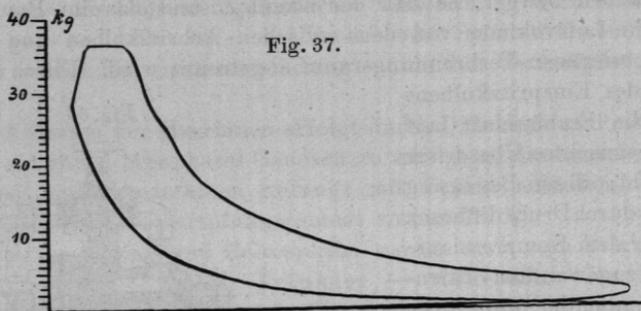


Fig. 37.

von etwa 12 PS belüftet sich bei Betrieb mit russischem Rohnaphtha von etwa 10 000 WE im Kilogramm pro effektiver Pferdestärke und Stunde auf etwa 220 g bei normaler Belastung und etwa 240 g bei halber Belastung. Die Fig. 37 u. 38 geben ein Bild über den Arbeits-

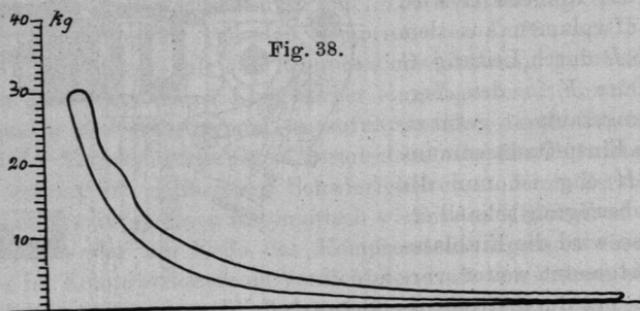


Fig. 38.

prozeß der Maschine. Das Vollbelastungsdiagramm ergibt einen Kolbendruck von 8,5 kg pro Quadratcentimeter bei etwa 208 g Petroleumverbrauch pro effektiver Pferdestärke und Stunde.

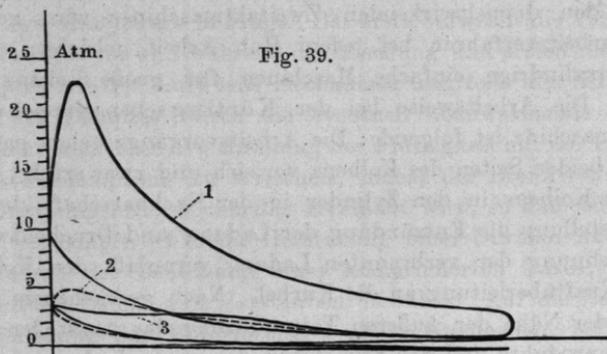
Die Verbrennungskraftmaschinen¹⁾ werden hauptsächlich in liegender Form — mit Ausnahme vom Dieselmotor und schnell laufenden Automobil- und Bootsmotoren —, welche in stehender Form ausgeführt werden; für die letztere Bauart kommen nur kleinere Betriebskräfte in Frage. Die liegende Bauart hat den Vorzug bequemerer Bedienung

¹⁾ Siehe hierzu und zu vorhergehendem und nachfolgendem das Buch über Wasser- und Kanalisationswerke von Gebr. Körting.

und leichter Zugänglichkeit. Die liegenden Maschinen werden als „einfach wirkende Einzylinder-Viertaktmaschinen“ oder bei größeren Typen als „einfachwirkende Zwillingsviertaktmaschinen“ oder als „doppeltwirkende Viertaktmaschinen“ in Einzylinder-, Zwillings- oder Tandemanordnung, sowie auch als „doppeltwirkende Zweitaktmaschinen“ in Einzylinder- oder Zwillingsanordnung gebaut.

Bei den „einfachwirkenden Einzylinder-Viertaktmaschinen“ wird derselbe Zylinder abwechselnd als Pumpe zur Beschaffung der brennbaren Ladung und als Treibzylinder benutzt, so daß jede zweite Umdrehung eine Kraftäußerung stattfindet.

Nachfolgendes Diagramm (Fig. 39, Kurve 1) zeigt die genaue Verbrennung in der Maschine bei Vollast einer Körtingschen Maschine; Kurven 2 und 3 geben den Unterschied zweier Leerlaufdiagramme an, bei welchen im Falle 2 die Zündung während des Ganges für den Leerlauf einreguliert wurde, während im Falle 3 dies nicht erfolgte.



Durch die richtige Einstellung des Zündmomentes wird ein geringerer Gasverbrauch und ein besseres Diagramm erreicht. Die Bildung des brennbaren Gemisches in den Körtingschen Maschinen wird erreicht durch das Mischventil. In demselben öffnen sich beim Ansaughub die Gas- und Lufteintrittsöffnungen stets im gleichen Verhältnisse, unabhängig von der Öffnung des Mischventiles. Das Mischventil wirkt automatisch und ist unabhängig von der Schnelligkeit des Ganges, sowie von der Größe der Leistung; das brennbare Gemisch ist immer von gleicher und zwar von solcher Beschaffenheit, daß die beste Verbrennung erzielt wird. Durch das Mischventil wird eine verhältnismäßig hohe Gleichförmigkeit des Ganges bei relativ geringem Schwungradgewicht erreicht.

Auf eine gute gleichmäßige Verbrennung der Ladung, so daß auch in den verbrannten Gasen keine brennbaren Teile verbleiben, muß besonders geachtet werden. (Siehe hierüber auch Zeitschr. d. Ver. D. Ing. 1902, Aufsatz von Prof. E. Meyer, S. 1396.)

Bei der Körtingschen Maschine wirkt der Regulator auf eine Drosselklappe, welche in dem Kanal zwischen Misch- und Einlaßventil an-

gebracht ist; dieselbe öffnet und schließt sich je nach der Kraftentnahme mehr oder weniger und bewirkt eine Verringerung oder Vermehrung des zur Verbrennung kommenden Gemisches. Auf diese Weise wird die Gleichmäßigkeit des Ganges und die geringe Veränderung der Tourenzahl zwischen Vollast und Leerlauf erreicht. Der Regulator hat nur eine geringe Arbeit zu leisten, so daß ein „sehr schnelles und sicheres Folgen der Regulierung bei wechselnden Belastungen“ erfolgt.

Für große Krafterleistungen werden die einfachwirkenden Viertaktmaschinen zu schwerfällig; außerdem ist bei Verwendung einzylindriger Maschinen sehr schnell die zulässige Grenze überschritten, weshalb man zu den doppeltwirkenden Viertaktmaschinen überging. Größte Einfachheit bei guter Zugänglichkeit aller arbeitenden Teile gewährt eine hohe Betriebssicherheit. Der mechanische und thermische Effekt ist ein guter.

Bei den doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen wird gemäß dem Zweitaktarbeitsverfahren bei jedem Hub Arbeit geleistet; es können somit einzylindrige einfache Maschinen für große Leistung gebaut werden. Die Arbeitsweise bei der Körtingschen doppeltwirkenden Zweitaktmaschine ist folgende: Die Arbeitsvorgänge gehen ganz gleichartig auf beiden Seiten des Kolbens vor sich und zwar erfolgt nach Einschub des Kolbens in den Zylinder in der Nachbarschaft der inneren Totpunktstellung die Entzündung der Ladung und Druckentwicklung. Die Ausdehnung der verbrannten Ladung veranlaßt den Kolbenschub und die Kraftüberleitung an die Kurbel. Nach geschehenem Ausschub findet in der Nähe der äußeren Totpunktzone das Ausstoßen der Verbrennungsprodukte und das Einnehmen der neuen Ladung statt. Beim darauffolgenden Kolbeneinschub wird die Verdichtung der Ladung durch den Treibkolben bewirkt. Bei diesem Bewegungszyklus wird in zwei Hübén dasselbe erreicht, was beim Viertaktzyklus in vier Hübén erfolgt und zwar, daß die zwei Vorgänge des Ausstoßens des Verbrennungsrückstandes und des Einnehmens der neuen Ladung während der Bewegung des Kolbens in der Nähe der Totpunktzone nach bewirktem Ausschub stattfinden.

Die Dieselmotoren werden hauptsächlich von den Vereinigten Maschinenfabriken Augsburg und der Maschinenbau-Gesellschaft Nürnberg, A.-G., gebaut.

Die Motoren werden stehend, einseitigwirkend gebaut und arbeiten im Viertakt. Erster Arbeitshub — der Kolben saugt Luft in den Zylinder an; zweiter Arbeitshub — die angesaugte Luft wird auf etwa 30 bis 40 Atm. komprimiert und dadurch weit über die Entzündungstemperatur des einzuspritzenden Brennstoffes erwärmt; dritter Arbeitshub — der durch hochgespannte Luft von etwa 60 Atm., die durch eine besondere Luftpumpe komprimiert wird, eingeblasene flüssige Brennstoff verbrennt im ersten Teil des Hubes, während gegen Ende

der Verbrennung bis zum Ende des Hubes die Verbrennungsprodukte unter Leistung von Arbeit expandieren; vierter Arbeitshub — Ausstoßen der Verbrennungsprodukte.

Als flüssige Brennstoffe¹⁾ kommen außer Spiritus — dessen Bedeutung vielfach überschätzt wird — nur Destillate der natürlichen Erdöle, und zwar sowohl der teure Benzin, als auch das Petroleum und Gasölsorten mit hoher Entflammungstemperatur, ferner die Braunkohlenteeröle, die Schieferöle und die Steinkohlenteeröle in Betracht — letztere wegen der verschiedenen physikalisch-chemischen Natur oft wenig geeignet.

Bevorzugt werden hauptsächlich die Kohlenwasserstoffverbindungen der Paraffinreihen oder der Äthylenreihen. Je höhersiedend die Öle sind, je höher der Luftbedarf, je schwieriger die Mischfähigkeit und je schwieriger die Aufgabe des Konstrukteurs. Zur vollkommenen Verbrennung ist eine intensive Mischung erforderlich. Zur innigen Mischung kommen zwei Hauptwege in Frage. Der erste bezweckt die Verdampfung des Brennstoffes vor und während der Mischung und erzielt die Mischung des Dampfes mit der Luft teils mechanisch und teils mit Hilfe der Absorption des Dampfes durch die eventuell anzuwärmende Luft; der zweite sucht eine intensive Mischung der Flüssigkeit mit der Luft bereits vor ihrer Verdampfung zu erreichen, indem der Brennstoff innerhalb der Verbrennungsluft gleichmäßig zerstäubt wird, so daß jeder Tropfen für sich verdampft. Für die Herstellung einer Ölwolke hat sich nur das Verfahren der Benutzung eines komprimierten Gases, z. B. Luft oder eventuell Dampf zum Zerstäuben, bewährt. Auf die Beschreibung und Erläuterung der Motorformen¹⁾ näher einzugehen, ist hier nicht der Platz; ich muß mich somit darauf beschränken, das erfolgreichste Verfahren kurz anzugeben. Hier wird die Zerstäubung erst nach Beendigung der Kompression in einem kleinen Raume und somit sicher und gleichmäßig erzielt; dieses Verfahren wird beim Dieselmotor angewandt.

Der Arbeitszylinder des Dieselmotors ist oben durch einen Deckel geschlossen und unten offen. Im Deckel sind die den Prozeß regelnden Organe: Auspuffventil für die Verbrennungsprodukte, Einsaugeventil für frische Luft, Brennstoffventil zur Einführung des Brennstoffes in den Zylinder und Anlaßventil für Druckluft zum Ingangsetzen des Motors. Alle Ventile — mit aufgeschliffenen Ventilsitzen — werden durch unrunde Scheiben und Federn geöffnet bzw. geschlossen. Steuer-scheiben befinden sich auf einer Steuerachse, welche die Hälfte der Umdrehungen der Kurbelwelle macht. Zylinder und Deckel werden durch Wasser gekühlt.

¹⁾ Über das Studium der verwandten Brennstoffe, Motorformen usw. empfehle ich die interessante und lehrreiche Arbeit von K. Kutzbach; Zeitschr. d. Ver. D. Ing. 1907, S. 521 u. f.

2. Theoretisches über Gasmotoren und rechnerische Untersuchung eines Generators und Gasmotors.

Der Kreisprozeß im Gasmotor ist ein unvollkommener, da die verfügbare Wärme nicht vollständig in Arbeit umgewandelt und demnach auch der theoretische Wirkungsgrad des idealen vollkommenen Gasmotors nicht erreicht wird.

Es gibt verschiedene Arten von Gasmotoren bzw. Betriebssysteme bei denselben. An dieser Stelle seien speziell nur solche Maschinen behandelt, bei welchen die Verbrennung bei konstantem Volumen mit vorhergehender Kompression erfolgt. Bei denselben ist der Wirkungsgrad sowohl von der Maximaltemperatur des Gases nach der Explosion als auch von der Kompression abhängig. Am rationellsten von allen Gasmaschinen arbeiten die Viertaktmaschinen, bei welchen für je zwei volle Kurbelumkehrungen durch die eintretende Gasexplosion ein Kolbenantrieb erfolgt. Die vierteilige Betriebsperiode geht so vor sich, daß beim ersten Hub die Aufnahme, beim zweiten die Kompression und beim dritten die Explosion der Ladung erfolgt, während durch den vierten Hub die Verbrennungsgase ausgetrieben werden. Der Regulator dient zur Konstanterhaltung der Umdrehungszahl durch Verhinderung einzelner Entzündungen — bei zu raschem Umlaufe — oder in vollkommenerer Weise durch geeignetes Variieren der Füllung — bis die normale Umdrehungsgeschwindigkeit wieder erreicht ist.

Im folgenden werde ich kurz die zur späteren Berechnung nötigen Daten und Formeln geben.

Nach dem Gay-Lussac-Mariotteschen Gesetze gilt:

$$(5) \dots \dots \dots \frac{V}{V_1} = \frac{T}{T_1} \cdot \frac{p_1}{p},$$

worin T bzw. T_1 die absolute Temperatur $273 + t$ bzw. $273 + t_1$, p und p_1 bzw. V und V_1 die Drucke bzw. Volumina derselben Gewichtsmenge Gas bei t^0 bzw. t_1^0 C bedeuten.

Bei Bestimmung der effektiven Leistung N_e in Pferdestärken benötigt man zur Berechnung der Bremsresultate die Formel:

$$(6) \dots \dots \dots P \cdot R = 716,200 \cdot \frac{N_e}{n},$$

bzw.

$$(7) \dots \dots \dots N_e = \frac{P \cdot R \cdot n}{716,200},$$

worin P in Kilogramm und R in Meter die Bremslast bzw. die Länge des Bremshebelarmes und n die Zahl der Umdrehungen pro Minute bezeichnen.

Die durch Bremsung geleisteten Kalorien ergeben sich aus:

$$(8) \dots \dots \dots N_e \cdot 75 \cdot 60 \cdot 60 \cdot A = \text{Kal.} \left(A = \frac{1}{424} \right).$$

Die indizierte Arbeit in Pferdestärken N_i resultiert aus:

$$(9a) \dots\dots\dots N_i = O \cdot 10000 \cdot p_i \cdot \frac{s_1 \cdot n}{30} \cdot \frac{1}{75};$$

hierin ist O die nutzbare Kolbenfläche in Quadratmeter; p_i der mittlere indizierte Druck in Kilogramm-Quadratcentimeter, n die Tourenzahl pro Minute, $s_1 = \frac{s}{4}$ = reduzierter Kolbenhub in Meter, da die eigentliche Arbeit nur bei jedem vierten Kolbenhub geleistet wird.

Handelt es sich um einen Gasmotor, der mit Auslassern (Aussetzen der Zündung) arbeitet, so ist der nach der Formel (9a) erhaltene Wert noch entsprechend umzurechnen; bezeichnet n' die Zahl der Zündungen, so ist, da normal auf zwei Umdrehungen eine Zündung kommt, der genannte Wert unter (9a) mit dem Verhältnis $\frac{n'}{n/2}$ zu multiplizieren.

Man kann auch statt mit der Tourenzahl von vornherein mit der Explosionszahl rechnen, um so mehr wenn dieselbe, wie häufig geschieht, durch einen besonderen registrierenden Explosionszähler festgestellt wird. Die Formel (9a) nimmt sodann die Gestalt an:

$$(9b) \dots\dots\dots N_i = O \cdot 10000 \cdot p_i \cdot \frac{s \cdot n'}{60} \cdot \frac{1}{75}.$$

Der Wirkungsgrad ist das Verhältnis der effektiven Bremsarbeit N_e zur indizierten Arbeit N_i :

$$(10) \dots\dots\dots \eta = \frac{N_e}{N_i}.$$

Will man außer dem mechanischen Wirkungsgrade $\left(\frac{N_e}{N_i}\right)$ den Gesamtnutzeffekt der Gasmaschine, d. h. die Wärmeausnutzung des Gases ermitteln, so ist den vorstehenden Versuchen noch die Heizwertbestimmung für das verwendete Gas anzuschließen.

Die Durchführung von Bremsungen und andere Untersuchungen sind nur dann einfach, solange genaue Apparate in der erforderlichen Größe zur Verfügung stehen und solange die lokalen Verhältnisse eine Prüfung zulassen. Bei großen Gasmotoren ist eine Bremsung mit dem Bremsband immerhin gefährlich und häufig an Ort und Stelle nicht durchführbar. Es ist daher wertvoll auf rechnerischem Wege die Leistung des Gasmotors und andere Verhältnisse kennen zu lernen. Bei der indirekten elektrischen Bremsung bestehen bei Riemenantrieb mit Vorgelege vielfach Meinungsverschiedenheiten über die Verluste der Transmission und Riemenübertragung. Die meisten sind geneigt diese Verluste zu gering einzuschätzen oder bei der Berechnung zu niedrige Werte für Reibungskoeffizienten und andere Faktoren einzusetzen. Ich habe dieses als gerichtlicher Sachverständiger vielfach erlebt. Man sucht daher häufig mit den vorhandenen Mitteln je nach den lokalen

Verhältnissen durch Messung ein Resultat zu erzielen und hegt den Wunsch, dieses Ergebnis rechnerisch zu kontrollieren. Zuweilen muß man sich auch mit der Rechnung allein zufrieden geben. Aus dem Kolbenhube s in Meter, der Tourenzahl pro Minute n ergibt sich die Kolbengeschwindigkeit c pro Sekunde in Meter zu:

$$(11) \dots\dots\dots c = \frac{s \cdot n}{30}.$$

Das Hubvolumen in Liter pro Pferdestärke für die normale Leistung ist:

$$(12a) \dots\dots\dots \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s \cdot n \cdot c; \\ N_e$$

in der Formel ist d der Zylinderdurchmesser und s der Kolbenhub in Dezimeter einzusetzen.

Das sekundliche Volumen in Liter ist sodann:

$$(12b) \dots\dots \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot c \cdot n \cdot s \cdot \eta \quad (c \text{ ist auch in Dezimeter einzusetzen}).$$

Der mittlere Druck ergibt sich zu:

$$(13) \dots\dots\dots p_i = 4 \text{ bis } 4,25 \text{ Atm.}$$

als Mittelwert aus einer Reihe von Ausführungen für Kraftgasmotoren und die Normalleistung:

$$(14) \dots\dots\dots N_e = \eta \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_i \cdot c \cdot n \cdot s$$

in dieser Formel ist $\eta = 0,75$ zu setzen [s. auch Formel (9 a), S. 155].

Die Normalleistung kann um 10 bis 15 Proz. bei reichlicher Dimensionierung der Maschine überschritten werden, so daß

$$(15) \dots\dots\dots N_{max} = 1,10 N_e \text{ bis } 1,15 N_e$$

ist. Der Ungleichförmigkeitsgrad ermittelt sich in bekannter Weise aus dem Schwungraddiagramm. Pro Quadratmeter Schachtquerschnitt rechnet man 100 bis 120 kg; hierbei kommt ein Anthrazitverbrauch von 0,4 bis 0,45 kg pro Pferdekraftstunde in Frage. Falls der Generatorquerschnitt niedriger bemessen ist, so muß der Anthrazit besonders vollwertig sein, damit die entsprechende Leistung erreicht wird.

3. Kalorimetrische Untersuchung des Gases.

Zur kalorimetrischen Untersuchung des Gases benutzt man am zweckmäßigsten das Junkersche Kalorimeter. Der Vorgang des Versuches ist, kurz gefaßt, folgender: In einer vertikal stehenden, von Kühlwasser umspülten Trommel wird das zu prüfende Gas (als Flamme) eine bestimmte Zeitlang verbrannt. Die entwickelte Wärme geht an das

Kühlwasser über, dessen Menge G_1 in Kilogramm sowie Temperatur an Zu- und Abflußstelle (t_1 bzw. t_2) gemessen werden. Desgleichen wird der Gasverbrauch l in Liter innerhalb der Beobachtungszeit, die Temperatur t' des zufließenden Gases, der Gasüberdruck p' in Millimeter Quecksilbersäule und der Barometerstand b in Millimeter ermittelt. Der bei der Verbrennung entwickelte Wasserdampf schlägt sich an der Wand des Gefäßes nieder; dieses Wasser (Kondensation) wird aufgefangen und ebenfalls gewogen; dasselbe wiege G_2 Kilogramm.

Die Wärmemenge Q_1 , welche durch das Kühlwasser bei der Verbrennung von einem Liter Gas abgeführt wurde, ist:

$$(16) \dots \dots \dots Q_1 = \frac{1}{l} \cdot G_1 \cdot (t_2 - t_1) \text{ Kal.}$$

Hiervon ist abzuziehen die Wärmemenge, die im Wasserdampf der Verbrennungsprodukte enthalten war, weil dieselbe bei der Kondensation wieder frei geworden und an das Kühlwasser übergegangen ist; sie sei Q_2 und drückt sich, wenn λ (nach den Fliegnerschen Tabellen) die Gesamtwärme des gesättigten Wasserdampfes ist, aus als:

$$(17) \dots \dots \dots Q_2 = \frac{1}{l} \cdot G_2 \cdot \lambda,$$

λ ist für atmosphärischen Druck rund 600 Kal./kg.

Die pro 1 Liter Gas entwickelte Wärme ist demnach:

$$Q = Q_1 - Q_2 \text{ Kal.}$$

oder auf 0° C und 760 mm Hg reduziert:

$$(18) \dots \dots \dots Q_0 = \frac{273 + t'}{273} \cdot \frac{760}{p' + b} \cdot Q \text{ Kal.}$$

Auf Grund dieser Heizwertbestimmung und des Versuches am Gasmotor ergibt sich die Wärmebilanz. Die rechnerische Durchführung derselben wird weiter unten (s. S. 164, 3. Beispiel) gezeigt werden.

Erstes Beispiel.

Untersuchung eines Gasmotors von 2 PS Normalleistung, 140 mm Zylinderdurchmesser und 280 mm Kolbenhub.

I. Versuchsdaten.

Gasdruck mit Wassermanometer gemessen = 36 mm Wassersäule;

Tourenzahl im Mittel von 30 Zählungen 164,5;

Barometerstand 742,1 mm Hg;

Temperatur der Luft 19° C;

Temperatur des zu- und abfließenden Kühlwassers 13,2° C bzw. 37,2° C;

Oberfläche des Leitungsrohres für das abfließende Wasser, festgestellt behufs Berechnung des Strahlungsverlustes, = 0,47 qm.

In zwei Minuten fanden fünf Aussetzer statt. Bei Leerlauf erfolgten pro Minute 26 Ansaugungen, und da während zwei Umdrehungen normal eine Ansaugung erfolgen sollte und die Tourenzahl 164 war, so ergaben sich $\frac{164}{2} - 26 = 56$ Aussetzer.

Die Bestimmung der effektiven Arbeit erfolgte mittels des Brauerschen Bremsdynamometers. Die Bremsbelastung betrug 9 kg, der Hebelarm derselben 769 mm; der Hebelarm des Hebels an der Bremse 953 mm, das Gewicht des letzteren 0,79 kg; der Hebelarm des Hakens 709 mm, das Gewicht 0,572 kg; der Hebelarm der Feder 170 mm, das Gewicht 0,131 kg; der Hebelarm des Spannriemens (von Eisen) 1103 mm, das Gewicht 0,097 kg; der Hebelarm der Anschlüsse 769 mm, das Gewicht 0,645 kg. — Sämtliche Gewichte sind auf einen Hebelarm zu reduzieren und in Rechnung zu ziehen.

Die Untersuchung erstreckte sich auf folgende Ermittlungen:

1. Wieviel Kilogramm Wasser sind pro Stunde erforderlich?
2. Wieviel Kilogramm Gas sind pro Stunde erforderlich?
3. Wieviel Kalorien Wärmevermögen stehen insgesamt zur Verfügung?
4. Wieviel Kalorien bzw. Prozente des Gesamtwärmevermögens werden an das Wasser abgegeben?
5. Wie groß ist die effektive Arbeit in Pferdestärken?
6. Wie groß ist die indizierte Arbeit in Pferdestärken?
 - a) unter Nichtberücksichtigung der Aussetzer,
 - b) unter Berücksichtigung der Aussetzer.
7. Wieviel Kalorien bzw. Prozente des Gesamtwärmevermögens sind für die effektive Arbeit erforderlich?
8. Wieviel Kalorien bzw. Prozente des Gesamtwärmevermögens sind für die indizierte Arbeit erforderlich?
9. Wie stellt sich das Verhältnis $\frac{\text{Bremsarbeit}}{\text{indizierte Arbeit}}$ (Wirkungsgrad)?
 - a) unter Nichtberücksichtigung der Aussetzer,
 - b) unter Berücksichtigung der Aussetzer.
10. Wie stellt sich der Gasverbrauch beim Leerlauf?

II. Ausrechnungen der Versuchsergebnisse.

1. Der Kühlwasserverbrauch betrug im Mittel in einer Stunde 266,6 kg.
2. Der Gasverbrauch, abgelesen am Gasometer, ergab sich in einer Stunde, 11 Minuten und 15 Sekunden zu 3000 Liter, somit in einer Stunde zu 2525 Liter. Dieser Gasverbrauch wurde festgestellt bei einem Luftdruck von 742,1 mm Barometerstand; demnach beträgt derselbe bei 760 mm Barometerstand pro Stunde nach Formel (5), S. 154:

$$2525 \cdot \frac{742,1}{760} = 2465 \text{ Liter} = 2,465 \text{ cbm.}$$

Pro Kubikmeter Gas waren also $266,6 : 2,465 = 106 \text{ kg}$ Wasser nötig.

3. Der Heizwert des Gases betrug rund 6000 Kal., somit die gesamte Verbrennungswärme des verbrauchten Gases:

$$2,465 \cdot 6000 = 14790 \text{ Kal.}$$

4. Das Kühlwasser hatte sich von $13,2^\circ$ auf $37,2^\circ \text{C}$ und mit Berücksichtigung der Strahlung des Rohres für das abfließende Wasser auf $37,7^\circ \text{C}$ erhöht, also sind pro Stunde

$$266,6 \cdot (37,7 - 13,2) = 6540 \text{ Kal.}$$

oder 44,2 Proz. des Gesamtwärmevermögens an das Wasser abgegeben worden.

5. Bei Reduktion sämtlicher Gewichte auf den Hebelarm 769 mm erhält man eine Bremslast von 11,77 kg. Nach Formel (7), S. 154 ist somit die effektive Arbeit in PS_e:

$$N_e = \frac{11,77 \cdot 0,769 \cdot 164,5}{716,200} = 2,07 \text{ PS}_e.$$

6 a. Der mittlere indizierte Druck ergab sich aus dem Diagramm

zu $p_i = 3,42 \text{ kg/qcm}$, die Oberfläche $O = \frac{\pi \cdot 0,140^2}{4} = 0,0154 \text{ qm}$,

$n = 164,5$, $s_1 = \frac{s}{4} = \frac{0,28}{4}$; somit ist die mittlere indizierte Leistung

bei Nichtberücksichtigung der Aussetzer nach Formel (9 a), S. 155:

$$N_i = 0,0154 \cdot 10000 \cdot 3,42 \cdot \frac{0,28 \cdot 164,5}{4 \cdot 30} \cdot \frac{1}{75} = 2,69 \text{ PS}_i.$$

6 b. Es würden ohne Berücksichtigung der Aussetzer (5 innerhalb 2 Minuten, daher pro Minute 2,5) entsprechend einer Tourenzahl pro

Minute von $\frac{164}{2} = 82$ an der Regulierwelle 2,69 PS geleistet. Diese

Leistung reduziert sich jedoch unter Berücksichtigung der Aussetzer im

Verhältnis $\frac{82 - 2,5}{82}$, d. h. auf

$$2,69 \cdot \frac{79,5}{82} = 2,61 \text{ PS.}$$

7. Die durch Bremsung geleisteten Kalorien sind nach Formel (8), S. 154:

$$\frac{2,07 \cdot 75 \cdot 60 \cdot 60}{424} = 1316,5 \text{ Kal.}$$

oder in Prozenten des Gesamtwärmevermögens:

$$\frac{1316,5 \cdot 100}{14790} = 8,9 \text{ Proz.}$$

8. Der indizierten Arbeit entspricht bei Berücksichtigung bzw. bei Nichtberücksichtigung der Aussetzer ein Energieaufwand in Kalorien (analog 6b bzw. 6a) von:

$$\frac{75 \cdot 60 \cdot 60}{424} \cdot 2,69 = 1711, \text{ bzw. } \frac{75 \cdot 60 \cdot 60}{424} \cdot 2,61 = 1660 \text{ Kal.}$$

oder in Prozenten des Gesamtwärmevermögens:

$$11,57 \text{ Proz. bzw. } 11,20 \text{ Proz.}$$

$$9. \text{ Der Wirkungsgrad} = \frac{\text{Bremsarbeit}}{\text{indizierte Arbeit}} \quad [\text{s. Formel (10), S. 155}]$$

ergibt sich unter der Bedingung 9b zu:

$$100 \cdot \frac{2,07}{2,61} = 77 \text{ Proz.,}$$

unter der Bedingung 9a zu:

$$100 \cdot \frac{2,07}{2,69} = 79,4 \text{ Proz.}$$

10. Für Leerlauf reduziert sich der Gasverbrauch annähernd im Verhältnis der Ansaugungen bei Leerlauf $= \frac{26}{79,5}$, woraus ein Verbrauch von 830 Liter pro Stunde folgt. Der vom Gasometer angezeigte Wert war etwas höher.

Der verhältnismäßig hohe Gasverbrauch des Motors erklärt sich aus seiner veralteten Konstruktion.

Zweites Beispiel.

Untersuchung eines 16 pferdigen Gasmotors von Gebr. Körting-Körtingsdorf bezügl. Gasverbrauch ¹⁾, Zylinderdurchmesser 270 mm, Kolbenhub 470 mm.

Die Zündflammenleitung war während des Versuches vor der Gasuhr abzweigend, so daß der Verbrauch der Zündflamme nicht mitgerechnet wurde. Späterhin wurde derselbe durch eine besondere kleine Gasuhr zu 0,071 cbm pro Stunde bestimmt.

Der Barometerstand war während des Versuches 755 mm, die Gas-temperatur in der Gasuhr 21°C, somit mußten die Angaben der Gasuhr — um auf den mittleren Barometerstand von 760 mm und die mittlere Erdleitungstemperatur von 12°C reduziert zu werden — mit

$$\frac{755}{760} \cdot \frac{273 + 12}{273 + 21} = 0,963$$

nach Formel (5), S. 154 multipliziert werden.

¹⁾ Siehe offizieller Bericht der Prüfungskommission der Elektrotechnischen Ausstellung in Frankfurt a. M. 1891, welcher der Verfasser als Assistent angehörte.

Das Mittel aus je drei Versuchen bei größter und halber Leistung, sowie bei Leerlauf ergab folgende Werte:

Bremsleistung	Reduzierter Gasverbrauch einschl. Zündflamme	Gas pro gebremste PS _e und Stunde
PS	cbm	cbm
18,15 (größte Leistung)	11,303	0,623
9,50 (halbe Leistung)	7,295	0,768
0,00 (Leerlauf)	3,287	—

Bemerkung: Zur vollständigen Verbrennung von 1 cbm Gas waren 5,304 cbm Luft erforderlich.

Es ist interessant, das Resultat dieses Versuches mit demjenigen von Beispiel 4, S. 165, welches sich ebenfalls auf einen Körtingschen Gasmotor, jedoch neuerer Konstruktion, bezieht, zu vergleichen.

Drittes Beispiel.

Prüfung eines Gasmotors von 4 PS Leistung, 0,171 m Zylinderdurchmesser und 0,34 m Hub.

I. Ausführung des Versuches am Motor.

Die Bremsung des Motors erfolgte mittels Bremsband, die Bremslast betrug 21,311 kg, der Bremshebel 0,83 m.

Es wurden folgende Beobachtungen ausgeführt und geschahen die Ablesungen alle fünf Minuten:

1. Zeit.
2. Stand des Tourenzählers mit springenden Ziffern (Touren der Hauptwelle).
3. Stand des Explosionszählers.
4. Stand der Gasuhr.
5. Kühlwassermenge, durch Wägung ermittelt.
6. Temperatur der Luft.
7. Temperatur des Gases.
8. Temperatur der Abgase.
9. Temperatur des zufließenden Wassers.
10. Temperatur des abfließenden Wassers.
11. Luftdruck in Millimeter Hg.
12. Gasdruck in Millimeter H₂O (Überdruck).
13. Mittlerer indizierter Druck p_i in Kilogramm-Quadratcentimeter während des Arbeitshubes.

Der Versuch dauerte 1 Stde. und 45 Min. = 105 Min.

II. Daten und rechnerische Auswertung.

1. Der fortlaufend registrierende Tourenzähler zeigte: zu Anfang der Beobachtungszeit 6257, am Ende der Beobachtungszeit 23047;

daher mittlere minutliche Tourenzahl:

$$\frac{23047 - 6257}{105} = \frac{16790}{105} = 160.$$

2. Der registrierende Explosionszähler zeigte am Anfang: 42820, am Ende 50862; daher mittlere minutliche Explosionszahl:

$$\frac{50862 - 42820}{105} = 76,6.$$

3. Stand der Gasuhr am Anfang 0,118, am Ende 6,516; somit Gasverbrauch in Kubikmeter pro Stunde einschließlich Zündflamme:

$$\frac{6,516 - 0,118}{105} \cdot 60 = \frac{6,398}{105} \cdot 60 = 3,66 \text{ cbm.}$$

4. Kühlwasserverbrauch = 236 kg/Std.

5. Mittlere Temperatur der Luft = 19,7°C.

6. Mittlere Temperatur des Gases = 18,8°C.

7. Mittlere Temperatur der Abgase = 437°C.

8. Mittlere Temperatur des zufließenden Wassers = 12°C.

9. Mittlere Temperatur des abfließenden Wassers = 53°C.

10. Barometerstand in Millimeter Quecksilbersäule 742.

11. Gasdruck im Mittel 31,8 mm Wassersäule oder in Millimeter Quecksilbersäule:

$$p' = \frac{31,8 \cdot 0,736}{10,000} = 2,34 \text{ mm.}$$

12. Mittlere indizierte Leistung:

$$N_i = 0,10000 \cdot p_i \cdot \frac{s \cdot n'}{60} \cdot \frac{1}{75}$$

nach Formel (9 b), S. 155.

Mit Einsetzung der Werte erhalten wir bei einem mittleren gemessenen $p_i = 3,488$:

$$N_i = \frac{\pi}{4} \cdot 0,171^2 \cdot 10000 \cdot 3,488 \cdot \frac{0,34 \cdot 76,6}{60 \cdot 75} = 4,625 \text{ PS}_i.$$

13. Mittlere Bremsleistung nach Formel (7), S. 154:

$$N_e = \frac{P \cdot R \cdot n}{716,200} = \frac{21,31 \cdot 0,830 \cdot 160}{716,200} = 3,96 \text{ PS}_e.$$

14. Der Wirkungsgrad beträgt:

$$\eta = \frac{N_e}{N_i} = \frac{3,96}{4,625} = 85,7 \text{ Proz.}$$

III. Heizwertbestimmung des Gases mittels des Junkersschen Kalorimeters (s. S. 157).

Die Heizwertbestimmung wurde vorgenommen, um die im Gasmotor stattfindende Wärmeausnutzung bzw. die Wärmeverluste zu ermitteln.

Es wurden gemessen:

Gasverbrauch in Liter = $l = 12$.

Temperatur des zufließenden Wassers beim Kalorimeterversuch
 $t_1 = 12^\circ\text{C}$.

Temperatur des abfließenden Wassers beim Kalorimeterversuch
 $t_2 = 25,05^\circ\text{C}$.

(Diese beiden Werte sind die Mittel aus je neun Ablesungen während der Dauer des Heizwertversuches.)

Gewicht des verbrauchten Kühlwassers in Gramm = $G_1 = 4615$.

Gewicht des als Verbrennungsprodukt entstandenen Kondenswassers in Gramm = $G_2 = 13$.

Gasüberdruck in Millimeter Hg = $p'' = 1,4$.

Luftdruck in Millimeter Hg = $b = 743$.

Gastemperatur = $t'' = 18^\circ\text{C}$.

Aus diesen Messungen ergibt sich:

Die Wärmemenge, die durch das Kühlwasser bei der Verbrennung von 1 Liter Gas abgeführt wird, ist nach Formel (16), S. 157:

$$Q_1 = \frac{1}{l} G_1 (t_2 - t_1) = \frac{1}{12} \cdot 4615 \cdot 13,05 = 5019 \text{ g-Kal.}$$

Die Wärmemenge, welche durch die Kondensation des bei der Verbrennung entstandenen Wassers frei wird, ist nach Formel (17), S. 157:

$$Q_2 = \frac{1}{l} \cdot \dot{G}_2 \cdot \lambda \text{ g-Kal. } (\lambda = 600, \text{ s. Fliegnersche Tabellen}).$$

Daher:

$$Q_2 = \frac{1}{12} \cdot 13 \cdot 600 = 650 \text{ g-Kal.}$$

Die pro 1 Liter Gas entwickelte Wärme ist sonach:

$$Q = Q_1 - Q_2 = 5019 - 650 = 4369 \text{ g-Kal.}$$

oder reduziert auf 0° und 760 mm Hg nach Formel (18), S. 157:

$$\begin{aligned} Q_0 &= \frac{273 + t''}{273} \cdot \frac{760}{p'' + b} \cdot Q = \frac{273 + 18}{273} \cdot \frac{760}{1,4 + 743} = 4369 \\ &= \frac{291}{273} \cdot \frac{760}{744,4} \cdot 4369 = 4760 \text{ g-Kal.} \end{aligned}$$

IV. Wärmebilanz.

Auf Grund dieser Heizwertbestimmung und des Versuches am Motor ergibt sich die Wärmebilanz. Durch Umrechnung des Heizeffektes auf Druck und Temperatur, wie sie beim Motorversuch herrschten, resultiert nach Formel (18) ein Heizeffekt des Gases von:

$$\begin{aligned} Q' &= \frac{273}{273 + t'} \cdot \frac{b + p'}{760} \cdot Q_0 = \frac{273}{273 + 18,8} \cdot \frac{742 + 2,34}{760} \cdot 4760 \\ &= \frac{273}{291,8} \cdot \frac{744,34}{760} \cdot 4760 = 4361 \text{ g-Kal.,} \end{aligned}$$

d. h. pro 1 cbm Gas 4361 kg-Kal. Somit ergeben 3,66 cbm Gas 15 960 kg-Kal.

Diese Wärme entwickelte sich nach obigem in einer Stunde, d. i. in $60 \cdot 60 = 3600$ Sek.

100 Kal. werden demnach in $\frac{60 \cdot 60 \cdot 100}{15\,960} = 22,56$ Sek. erzeugt.

Diese 100 WE (die in 22,56 Sek. frei werden) verteilen sich wie folgt:

1. Indizierte Leistung in Kalorien in 22,56 Sek.:

$$\frac{N_i \times 75 \times \text{sec}}{424} = \frac{4,625 \cdot 75 \cdot 22,56}{424} = 18,5;$$

2. Bremsleistung in Kalorien in 22,56 Sek.:

$$\frac{N_e \times 75 \times \text{sec}}{424} = \frac{3,96 \cdot 75 \cdot 22,56}{424} = 15,8;$$

3. Abgabe an das Kühlwasser in Kalorien in 22,56 Sek.:

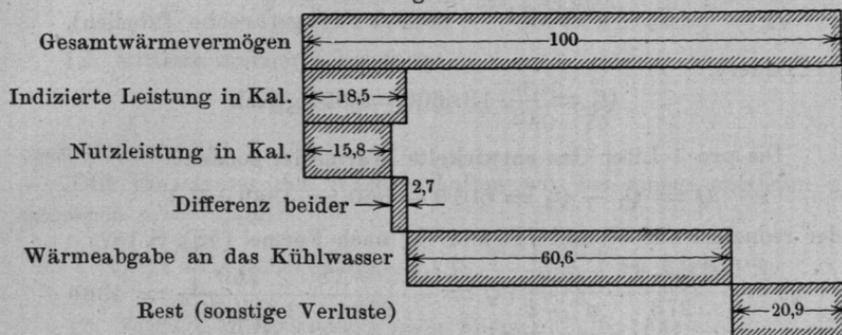
$$\frac{236 \cdot (t_2 - t_1) \cdot 22,56}{60 \cdot 60} = \frac{236 \cdot 41 \cdot 22,56}{3600} = 60,6;$$

die übrigen Verluste ergeben sich als:

$$100 - (18,5 + 60,6) = 100 - 79,1 = 20,9.$$

Diese Wärmebilanz sei graphisch durch Fig. 40 dargestellt.

Fig. 40.



Viertes Beispiel.

Vergleichsversuche für den Gasverbrauch bei Leucht- und Kraftgasbetrieb, ausgeführt an Körtingschen Gasmotoren.

Die verwendeten Maschinen von gleicher Leistung (100 PS_e) gehören derselben Type an. Die eine wurde mit Leuchtgas, die andere mit Kraftgas betrieben. Die Bremsleistungen wurden mittels des Pronyschen Zaumes bestimmt und der Gasverbrauch verschiedenen Leistungen entsprechend festgestellt.

Die im einzelnen gemessenen sowie die durch Rechnung gefundenen Werte sind in Tabellen zusammengestellt. Die gebremste Leistung N_e

ergibt sich jeweils aus der Bremsbelastung P , dem Hebelarm der Bremse R und der Tourenzahl n nach Formel (7), S. 154 zu:

$$N_e = \frac{P \cdot R \cdot n}{716,200} = \frac{P \cdot 2,400 \cdot n}{716,200} = 0,00335 \cdot P \cdot n.$$

Bremsprobe mit Leuchtgas.

	Touren	R m	P kg	PS_e	Gasverbrauch pro Stunde cbm	Gasverbrauch pro Stunde und PS_e Liter
Größte Leistung .	130	2,400	261,6	114,0	58,02	509,0
Normale Leistung .	130	2,400	230,0	100,0	53,16	531,6
Halbe Leistung .	132	2,400	130,1	75,5	38,04	661,6
Leergang	134	—	—	—	18,24	—

Gasdruck: 110 mm Wassersäule, Gastemperatur: 20° C, Luftdruck: 755 mm.

Bremsprobe mit Kraftgas.

	Touren	R m	P kg	PS_e	Gasverbrauch pro Stunde cbm	Gasverbrauch pro Stunde und PS_e Liter
Größte Leistung .	130	2,400	261,7	114,0	216	1900
Normale Leistung .	131	2,400	230,5	101,0	195	1930
Halbe Leistung .	134	2,400	130,9	58,8	150	2550
Leerlauf	136	—	—	—	66	—

Gasdruck: 100 mm Wassersäule, Gastemperatur: 20° C, Luftdruck: 749 mm.

Danach beträgt die Ausgiebigkeit des Leuchtgases für motorische Zwecke ungefähr das 3,5- bis 4fache von der des Kraftgases. In jedem einzelnen Falle hängt natürlich die Ausgiebigkeit sowohl des Leucht- wie des Kraftgases sehr von der zur Gaserzeugung verwandten Kohle ab und wird obiges Verhältnis somit in ziemlich weiten Grenzen schwanken.

Fünftes und sechstes Beispiel.

Versuche an Koksofen- und Braunkohlen-Großgasmaschinen und Vergleichsversuche zwischen Dampfmaschinen- und Gasmaschinenbetrieb bezüglich Wärmeausnutzung.

Auf den meisten Zechen werden heute noch die Koksofengase zur Dampfkesselheizung für die Dampfmaschinenanlagen benutzt. Der Wärmegehalt der Gase wird hierbei nur wenig ausgenutzt, da selbst bei gut ausgeführten Dampfanlagen nur etwa 16 Proz. des Heizwertes der Gase in mechanischer Arbeit gewonnen werden, während bei einer erstklassigen Gasmaschinenanlage etwa 29 Proz. des Heizwertes der Gase ausgenutzt werden.

Eine vergleichende Betrachtung zwischen Dampfmaschine und Gasmaschine bezüglich der Wärmeausnutzung bei gasförmigem Brenn-

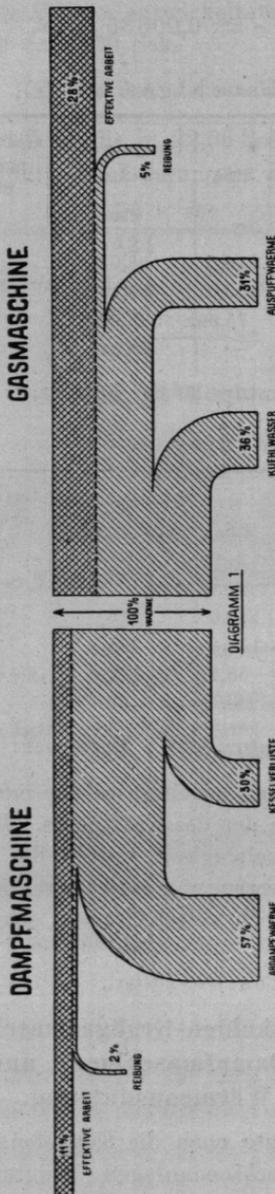


Fig. 41.

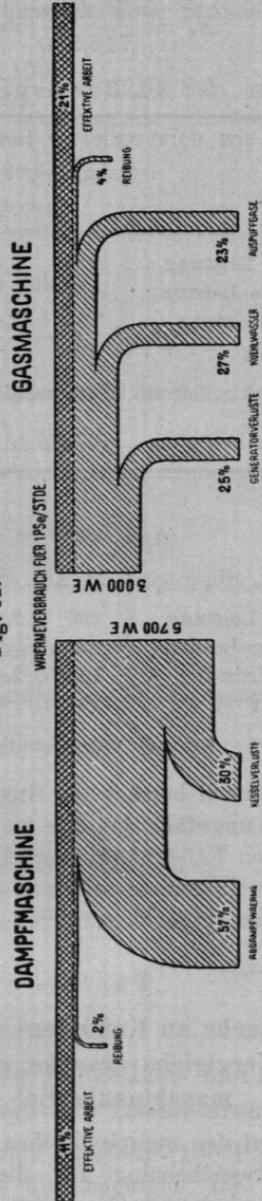


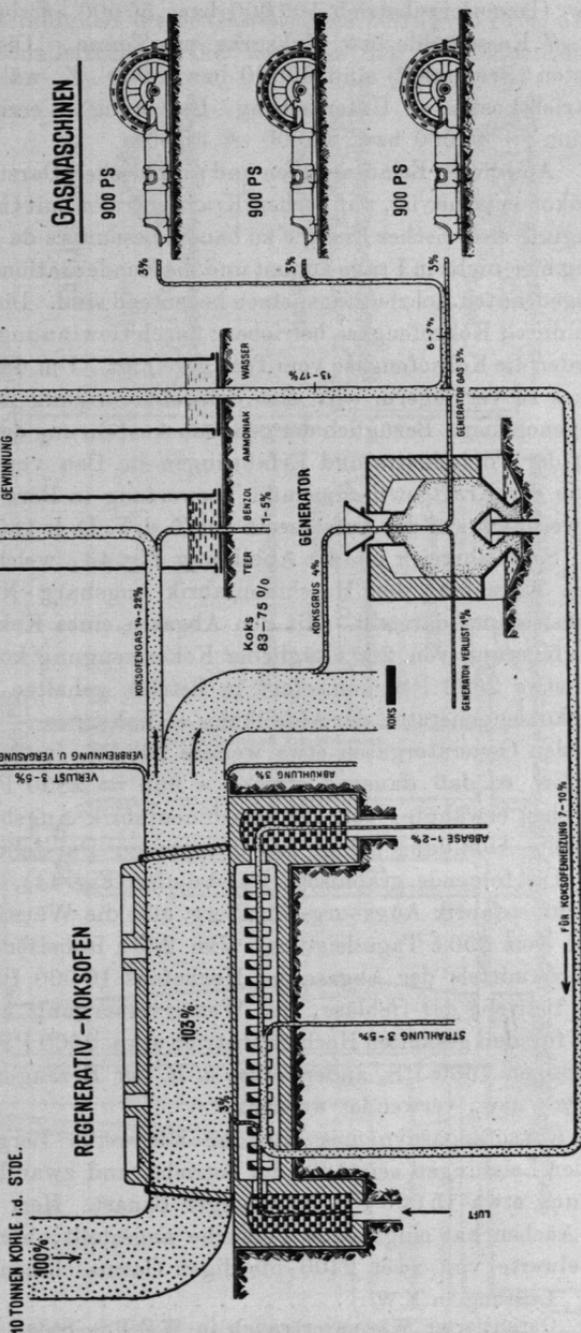
Fig. 42.

material bzw. des spezifischen Wärmeverbrauchs bei festem Brennmaterial ergeben die von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg angestellten Versuche und gegebenen graphischen Darstellungen, welche ich nachfolgend wiedergebe (Fig. 41 und 42). Bei einer Roheisenherstellung von

Fig. 43.

WÄRMEBILANZ EINES KOKSOFENS

VON 200 TONNEN TAGESLEISTUNG



täglich 250 t werden Abgase für 4000 bzw. 10 000 PS_e mit Dampfmaschinen- bzw. Gasmaschinenbetrieb geliefert. Die Jahreskosten von 1000 PS_e bei 7200 Betriebsstunden betragen bei Dampfmaschinenbetrieb

bzw. Gasmotorenbetrieb 109 000 bzw. 50 000 \mathcal{M} bei einem Preise von 12 \mathcal{M} Kesselkohle bzw. Koksgrus pro Tonne. Die direkten Betriebskosten (Brennstoff) sind 69 000 bzw. 8000 \mathcal{M} , während die indirekten Betriebskosten — Unterhaltung, Bedienung, Verzinsung und Amortisation — 40 000 bzw. 42 000 \mathcal{M} ergeben.

Aus diesen Erläuterungen und graphischen Darstellungen erhellt, daß es ökonomischer ist, auf Zechen Kraftzentralen mit Gasmaschinen zur Erzeugung elektrischer Energie zu bauen, besonders da die Abdampfverwertung hier nicht in Frage kommt und die Kondensationsverluste in den sehr ausgedehnten Rohrleitungsnetzen bedeutend sind. Die Gasmaschinen werden durch Koksofengase betrieben; durch Gewinnung der Nebenprodukte werden die Koksofengase vom Teer gereinigt. Um den Schwefelgehalt des Gases zu verringern, wird eine Schwefelreinigung mittels Raseneisenerz vorgenommen. Bezüglich der genauen Ausführung der Großgasmaschinen und der Fortschritte und Erfahrungen im Bau von Großgasmaschinen, sowie der Kraftgewinnung und Verwertung in Berg- und Hüttenwerken verweise ich auf die Aufsätze in der Z. d. V. D. I. 1905, 1906 und 1908.

Sehr lehrreich ist die Abbildung Fig. 43, welche die Wärmebilanz eines Koksofens der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg von 200 t Tagesleistung darstellt. Mit den Abgasen eines Koksofens mit Regenerativfeuerung von 200 t täglicher Kokserzeugung können Gasmaschinen von etwa 2000 PS_e immerfort in Betrieb gehalten werden. Wird im Feinkohlengenerator der Abfallkoks — Koksgrus — vergast, so können mit den Generatorgasen etwa weitere 950 PS_e in Gasmaschinen erzeugt werden, so daß dauernd etwa $3 \times 950 = 2850$ PS_e disponibel sind. Die eben erwähnte, von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg hergestellte Abbildung bringt das Gesagte zur Darstellung.

Die folgende graphische Darstellung (Fig. 44), hergestellt von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, gibt die Wärmebilanz eines Hochofens von 250 t Tagesleistung. Bei 250 t Roheisenerzeugung pro Tag sind vermittle der Abgase des Hochofens 10 000 PS_e zu erzielen. Da zum Betriebe der Gebläse, der Wasserversorgung und zum Transport, d. h. für den gesamten Hochofenbetrieb etwa 2500 PS_e erforderlich sind, so können 7500 PS_e anderweitig, z. B. zur Erzeugung der elektrischen Energie usw., verwendet werden.

Koksofengasdynamos sind im Eschweiler Bergwerksbetriebe mit großen Leistungen seit 1904 im Betriebe, und zwar beträgt die Gesamtleistung etwa 15 000 PS_e Nürnberger Bauart. Herr Professor Langer aus Aachen hat eingehende Versuche angestellt, und ergeben sich als Mittelwerte von zwei 2400-pferdigen Gasmaschinen folgende Zahlen:

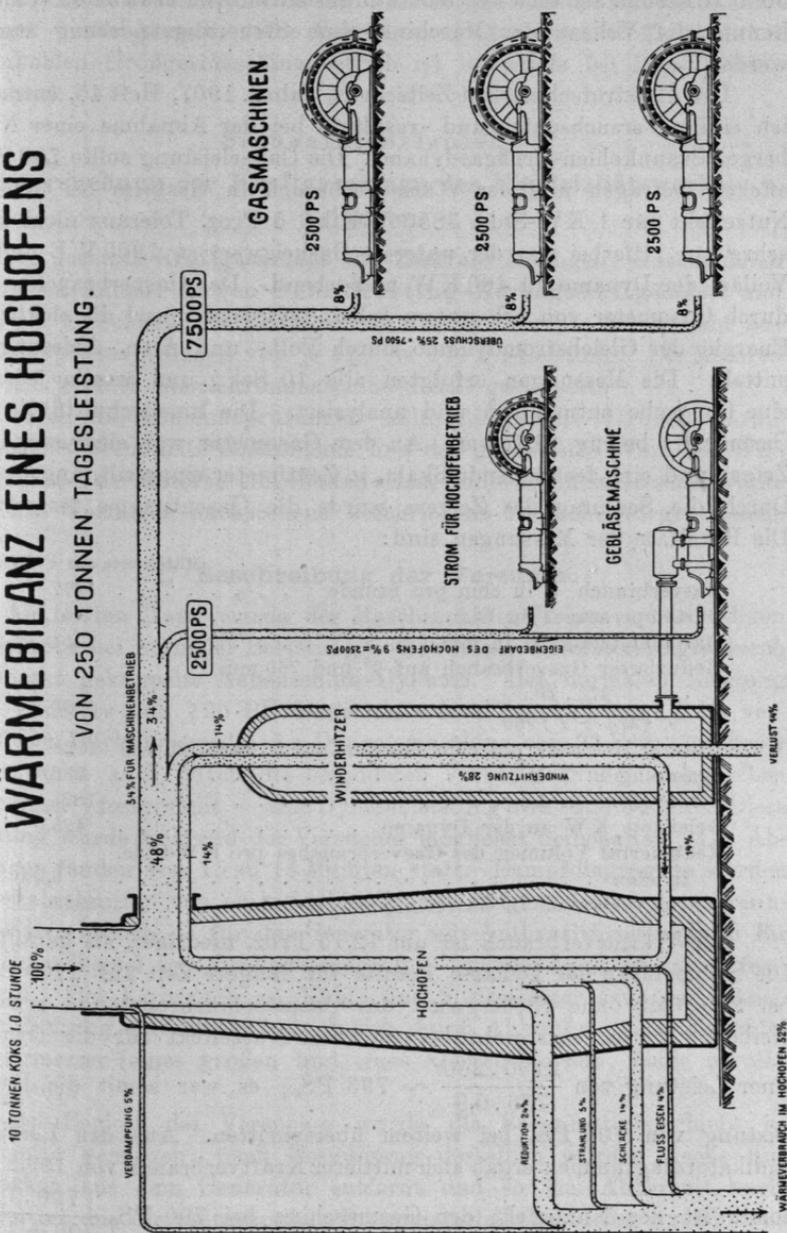
Leistung in KW	1542
Garantierter Wärmeverbrauch in WE/PS _i -Stde.	2000
Tatsächlicher Wärmeverbrauch in WE/PS _i -Stde.	1736,5
Garantierter Gesamtwirkungsgrad bei $\eta = 0,945$ für die	
Dynamo	0,794
Erzielter Wirkungsgrad bei Vollast	0,850

Die Überlastungsfähigkeit dieser Gasmaschine betrug 16 Proz. über die garantierte Maximalleistung. Die Versuche des Parallelbetriebes

WÄRMEBILANZ EINES HOCHOFENS

VON 250 TONNEN TAGESLEISTUNG.

Fig. 44.



der einzelnen Gasmaschinen untereinander bei verschiedenen Belastungen verliefen sehr zur Zufriedenheit. Auch ergaben die Prüfungen, daß die für Koksofengas gebauten Maschinen auch mit Koksgeneratorgas

betrieben werden konnten; hierbei brauchte keine Änderung der Steuerung vorgenommen zu werden. Sowohl bei Koksofengas- von etwa 3500 WE/cbm, als auch bei Generatorgasbetrieb von etwa 1000 WE/cbm konnte die Vollast der Maschine ohne Steuerungsänderung erreicht werden.

Der Elektrotechnischen Zeitschrift, Jahrg. 1907, Heft 45, entnehme ich einige Versuchsdaten und -resultate bei der Abnahme einer Nürnberger Braunkohlen-Großgasdynamo. Die Dauerleistung sollte 700 Pferd effektiv betragen und der Wärmeverbrauch in Gasform bei 90 Proz. Nutzeffekt für 1 KW-Stde. 3850 WE bei 5 Proz. Toleranz nicht überschreiten. Hierbei war der unterste Gasheizwert zu 1200 WE und die Vollast der Dynamo zu 460 KW maßgebend. Der Gasverbrauch wurde durch Gasometer von bekanntem Inhalt festgestellt und die elektrische Energie der Gleichstromdynamo durch Volt- und Amp.-Ableseung ermittelt. Die Messungen erfolgten alle 10 Sek., und wurde jedesmal eine Gasprobe entnommen und analysiert. Die Innenschnittfläche des Gasometers betrug 19,75 qm. An dem Gasometer war ein beweglicher Zeiger und eine feststehende Skala, in Zentimeter eingeteilt, angebracht. Durch die Senkung des Zeigers wurde die Gasentnahme festgestellt. Die Resultate der Messungen sind:

	Mittelwerte aus 4 Versuchen
Gasverbrauch V in cbm pro Stunde	1477
Gastemperatur T in C^0	41,1
Barometerstand B in mm	751
Reduzierter Gasverbrauch auf 0^0 und 760 mm	
$= V \cdot \frac{273 \cdot B}{(273 + T) 760}$ in cbm pro Stunde	1283
Unterer Heizwert pro cbm bezogen auf 0^0 und 760 mm	1128
Spannung in Volt	238,4
Stromstärke in Amp.	1821
Geleistete KW an der Dynamo	425,0
Reduziertes Volumen des Gasverbrauches pro KW-Stde.	
in cbm	3,00
Wärmeverbrauch in Gasform pro KW-Stde.	3383

Der Wärmeverbrauch ist um 12,15 Proz. niedriger, als garantiert. Die Stromstärke der Dynamo konnte für längere Zeit auf 2100 Amp. bei 250 Volt ohne Niedergehen des Gasmaschinenregulators erhalten bleiben. Dieses entspricht bei 90 Proz. Nutzeffekt für die Dynamo einer Leistung von $\frac{2100 \cdot 250}{736 \cdot 0,9} \sim 793 \text{ PS}_e$; es war somit die Dauerleistung von 700 PS_e bei weitem überschritten. Aus den Leerlauf-Indikator diagrammen ergab sich mittlerer Kraftverbrauch von 199,5 PS_e , somit ist der Nutzeffekt der Gasmaschine bei 700 PS_e $\frac{700 \cdot 100}{700 + 199,5} = 78$ Proz. Bei einem Nutzeffekt der Generatoren von 75 Proz. und einem mittleren Heizwerte der Braunkohlenbriketts von 5000 WE pro Kilogramm entspricht bei dem ermittelten Wärmeverbrauche von 3385 WE

pro Kilowattstunde ein Brikettverbrauch von 0,9 kg pro Kilowattstunde. Der Brikettpreis betrug 9,50 *M* pro Tonne auf dem Werke Lauchhammer, woselbst die Gasmaschine in Betrieb war, so daß sich die Kilowattstunde nur auf 0,855 J stellt. Die Verringerung der Brennstoffkosten bei Braunkohlen-Großgasmaschinenbetrieb ist besonders bei Dauerbetrieb bedeutend.

Siebentes Beispiel.

Untersuchung der Kraftgasanlage des Elektrizitätswerkes Erlangen.

Die gesamte Kraftgasanlage der Zentrale Erlangen, einschließlich der Gasmaschinen, ist von Gebr. Körting-Körtingsdorf geliefert und dient als ausschließliche Betriebskraft für das Werk. Sie besteht aus zwei kompletten Anlagen von je 125 bis 140 PS-Leistung. Die Motoren sind mit je einer Gleichstrommaschine direkt gekuppelt.

Durch die Abnahmeprüfungen sollte festgestellt werden, ob die garantierte Brennmaterialökonomie und der garantierte Wert des Wirkungsgrades der Motoren eingehalten seien, und wurden zu diesem Zwecke von dem Verfasser nachstehend beschriebene Versuche vorgenommen.

I. Beschreibung der Versuche.

Am ersten Tage wurde der Maschinensatz I einer achtstündigen Dauerprobe bei normaler Belastung unterworfen; dieselbe erfolgte durch die direkt gekuppelte Nebenschluß-Dynamo. Der normalen Leistung des Gasmotors von 125 PS entspricht unter Zugrundelegung des vertraglichen Wirkungsgrades der Dynamomaschine von 91 Proz. — dieser Wert wurde auch durch die besonderen Versuche an den elektrischen Maschinen¹⁾ festgestellt — eine Dynamoleistung von rund 84 KW. Diese Leistung wurde während des Versuches möglichst beibehalten. Die Ablesungen fanden von 15 zu 15 Minuten statt. Dampfdiagramme wurden in Zeitabschnitten von einer halben Stunde aufgenommen. Der Brennmaterialverbrauch — für den Generator mit Anthrazitfeuerung und für den Dampfkessel mit Gaskoksfeuerung — wurde durch Wägung festgestellt. Der Verbrauch an Kühl- und Speisewasser (aus der städtischen Leitung entnommen) ergab sich durch Ablesung zweier geeichter Wassermesser (eines großen und eines kleinen Messers, beide parallel geschaltet).

Bei Beginn des Versuches wurde die Brennmaterialschicht im Generator gemessen; nach Beendigung desselben wurden Asche und Schlacken aus dem Generator entfernt und so viel Anthrazit nachgeschüttet, bis die ursprüngliche Brennmaterialhöhe wieder erreicht war.

Vor dem Beginn des Versuches war der Motor zwei Stunden im Betriebe gewesen, davon die letzte Stunde bei Normalbelastung.

¹⁾ Siehe auch Kapitel L, viertes Beispiel.

Am zweiten Versuchstage wurde der Maschinensatz II unter abgeänderten Bedingungen geprüft. Es sollte festgestellt werden, ob eine Erhöhung der Tourenzahl des Gasmotors — entsprechend einer Erhöhung der Klemmenspannung der Dynamo auf rund 500 Volt — bei mäßig erhöhter Belastung dauernd anstandslos durchzuführen sei.

Es wurde zunächst ein $3\frac{1}{2}$ stündiger Versuch bei einer mittleren Belastung von 86,4 KW angestellt. Anschließend hieran wurde der Motor $4\frac{1}{2}$ weitere Stunden stärker belastet, derart, daß die durchschnittliche Belastung während des ganzen achtstündigen Betriebes 88,7 KW betrug, somit längere Zeit erheblich höher war, als der normalen Leistung entspricht.

Im übrigen wurde der zweite Versuch analog dem ersten durchgeführt.

II. Versuchstabellen und Resultate.

Es mögen zunächst die an den beiden Tagen vorgenommenen Messungen in umstehenden Tabellen I und II folgen (S. 174 und 175).

Die Brennmaterialökonomie ergibt sich nach diesen Versuchen wie folgt:

Bei normaler Belastung des Maschinensatzes I (83,935 KW) resultierte laut Versuchstabelle I ein Verbrauch an Anthrazit und Koks von
376,5 kg.

Hierbei war die gesamte geleistete elektrische Nutzarbeit
671,48 KW-Std.

Daraus folgt ein Brennmaterialverbrauch pro Kilowattstunde von
 $376,5 : 671,4 = 0,56$ kg (garantiert waren 0,78 kg).

Bei der höheren Belastung des Maschinensatzes II (im Mittel 88,715 KW) ergab sich nach Versuchstabelle II ein Brennmaterialverbrauch von

417 kg.

Die elektrische Nutzarbeit betrug
709,72 KW-Std.

Daher Brennmaterialverbrauch pro Kilowattstunde:
 $417 : 709,72 = 0,588$ kg.

Es stieg somit der Brennmaterialverbrauch gegenüber dem ersten Versuch nur wenig.

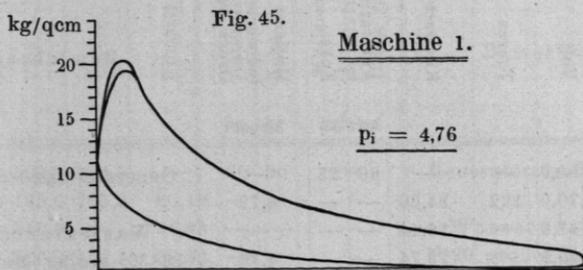
Als Verbrauch an Kühl- und Speisewasser pro Stunde ergab sich am ersten Versuchstage 4,09 cbm, am zweiten 4,4 cbm; da die Leistung der Gasmotoren hierbei rund 125 bzw. 133 PS_e betrug, so folgt ein Verbrauch an Wasser pro effektive Pferdestärke und Stunde von

~ 33 Liter (garantiert waren 50 Liter).

Der Wirkungsgrad der Gasmotoren läßt sich aus den Daten der Versuchstabellen und den Konstanten der Maschinen (Zylinderdurch-

messer und Hub) unter Berücksichtigung des durch besonderen Versuch ermittelten Nutzeffektes der Gleichstrommaschinen von rund 91 Proz. bestimmen. Es ergab sich für beide Maschinen bei Berechnung des Wirkungsgrades für die verschiedenen Versuchszeiten ein solcher von etwa 86 Proz.¹⁾ im Durchschnitt. Die Berechnung des Wirkungsgrades η der Gasmotoren sei für je eine Beobachtung an den beiden Versuchs-

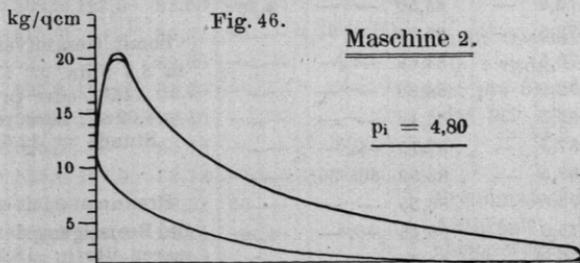
Maschine I, Ablesung 2^h 15'.



tagen durchgeführt und zu diesem Zwecke zwei Leistungen herausgegriffen, die annähernd den Mittelwerten der jeweiligen Versuchsreihe entsprechen.

Elektrische Leistung = 85,07 KW . . . $n = 121,6$ Umdrehungen pro Minute (Mittelwert aus sämtlichen Ablesungen) . . . $p_i = 4,76$ kg/qcm. Zylinderdurchmesser $d = 550$ mm. Hub $s = 0,96$ m.

Maschine II, Ablesung 11^h 45'.



Effektiv abgegebene Leistung des Motors bei einem Nutzeffekte der Dynamo von 91 Proz.:

$$N_e = \frac{85,07}{0,91 \cdot 0,736} = 127 \text{ PS}_e.$$

Die indizierte Leistung bestimmt sich nach Formel (9a), S. 155:

$$N_i = 0,10000 \cdot p_i \frac{s_1 \cdot n}{30} \cdot \frac{1}{75}.$$

¹⁾ Es ist hierbei zu berücksichtigen, daß der Wirkungsgrad von 86 Proz. ohne Lagerreibungsverluste zu verstehen ist, da dieselben in dem Nutzeffekte der Dynamo von 91 Proz. zum größten Teile schon enthalten sind.

Versuchstabelle I.

(Maschinensatz I.)

Gasmotor: Zylinderdurchmesser 500 mm. Hub 960 mm.
Versuchsdauer = 8 Stunden.

Zeit	Ampere	Volt	Touren	Kilowatt	Anthrazit	Koks	Mittlerer indizierter Druck p_i	Bemerkungen
					kg	kg	kg/qcm	
8 ^h	172,0	450,0	—	—	60	25	—	Generatorstand = 1,52 m
8 ¹⁵	180,0	470,0	122	84,60	—	—	4,72	
8 ³⁰	171,0	447,0	—	76,44	—	—	—	Wasserverbrauch:
8 ⁴⁵	172,4	462,5	—	79,74	—	—	4,76	12 ^h 30' großer Messer, Stand: 698,6 m ³
9	184,0	467,5	123	86,02	60	—	—	3 ^h 50' großer Messer: Stand: 709,7 m ³
9 ¹⁵	177,0	462,5	122	81,86	—	—	4,68	
9 ³⁰	180,0	470,0	—	84,60	—	—	—	3,5 Stdn. 11,1 m ³
9 ⁴⁵	179,0	462,5	—	82,78	—	—	4,72	
10	181,0	472,5	—	85,52	—	—	—	
10 ¹⁵	180,0	465,0	122	83,70	—	—	4,60	12 ^h 30' kleiner Messer, Stand: 260,24 m ³
10 ³⁰	178,0	466,5	—	83,04	60	—	—	3 ^h 50' kleiner Messer, Stand: 263,45 m ³
10 ⁴⁵	177,6	465,0	121	82,58	—	—	4,48	
11	180,4	470,0	—	84,79	—	—	—	3,5 Stdn. 3,21 m ³
11 ¹⁵	180,0	475,0	—	85,50	—	—	4,60	
11 ³⁰	180,2	472,5	—	85,14	—	—	—	Somit Gesamtverbrauch:
11 ⁴⁵	180,0	470,5	—	84,69	—	—	—	in 3,5 Stdn. = 11,1 + 3,21
12	180,0	472,0	—	84,96	—	—	—	= 14,31, oder pro Stunde
12 ¹⁵	177,2	465,5	—	82,49	—	—	—	= 4,09 m ³ , oder pro PS und
12 ³⁰	177,0	467,5	—	82,75	—	—	—	Stunde = 32,62 Liter
12 ⁴⁵	178,8	467,5	—	83,59	60	30	—	
1	181,8	475,0	—	86,35	—	—	—	Brennmaterialverbrauch:
1 ¹⁵	182,0	475,0	—	86,45	—	—	4,56	Bei Beendigung des Versuches
1 ³⁰	180,0	470,0	—	84,60	—	—	—	waren übrig: 18,5 kg Koks;
1 ⁴⁵	180,0	470,0	—	84,60	—	—	4,60	nach Abschlackung des Genera-
2	180,0	468,5	—	84,33	—	—	—	tors, wobei 44 kg Asche und
2 ¹⁵	181,0	470,0	—	85,07	—	—	4,76	Schlacke (mit etwas Lösch-
2 ³⁰	180,0	471,5	—	84,87	—	—	—	wasser) entfernt wurden, wurden
2 ⁴⁵	180,0	467,5	—	84,15	60	—	4,52	40 kg Anthrazit nachge-
3	177,0	465,0	119	82,30	—	—	—	feuert, um den ursprünglichen
3 ¹⁵	180,4	472,5	—	85,24	—	—	—	Stand zu erreichen; somit ist
3 ³⁰	180,0	469,0	—	84,42	—	—	4,76 (3 ⁴⁰)	der Gesamtverbrauch:
3 ⁴⁵	180,0	470,0	121	84,60	—	—	4,64	(300 + 55) — 18,5 + 40
4	179,0	470,0	—	84,13	—	—	4,52	= 376,5 kg Anthrazit u. Koks
				2685,90	300	55		

2685,90 : 4 = 671,48 K W-Stdn; 671,48 : 8 = 83,935 KW mittlere Leistung.

Versuchstabelle II.
(Maschinensatz II.)

Gas motor: Zylinderdurchmesser 500 mm. Hub 960 mm.
Versuchsdauer = 8 Stunden.

Zeit	Ampere	Volt	Touren	Kilowatt	Anthrazit	Koks	Mittlerer indizierter Druck p_i kg/qcm	Bemerkungen
					kg	kg		
8 ^h	160,0	500,0	126,5	—	60	30	—	Generatorstand = 1,36 m
8 ¹⁵	162,0	495,0	125,0	80,19	—	—	—	
8 ³⁰	166,0	510,0	—	84,66	—	—	—	Wasserverbrauch: 8 ^h 20' großer Messer, Stand: 736,9 m ³
8 ⁴⁵	171,0	520,0	127,5	88,92	—	—	—	
9	167,0	510,0	127,0	85,17	60	—	—	3 ^h 50' großer Messer, Stand: 762,2 m ³
9 ¹⁵	168,0	517,5	124,0	86,94	—	—	—	
9 ³⁰	169,0	512,5	126,0	86,61	—	—	—	7,5 Stdn. 25,3 m ³
9 ⁴⁵	170,0	518,5	127,5	88,15	—	—	4,8	
10	169,0	519,0	126,5	87,71	—	—	—	8 ^h 20' kleiner Messer, Stand: 273,27 m ³
10 ¹⁵	168,5	515,0	127,0	86,77	60	—	4,8	
10 ³⁰	170,6	526,0	126,0	89,74	—	—	—	5 ^h 30' kleiner Messer, Stand: 280,86 m ³
10 ⁴⁵	169,0	517,0	126,0	87,37	—	—	4,6	
11	169,0	517,5	—	87,46	—	—	—	7,5 Stdn. 7,59 m ³
11 ¹⁵	165,0	509,0	127,0	83,98	—	—	—	
11 ³⁰	168,0	515,0	—	86,52	60	—	4,76 (11 ²⁰)	Somit Gesamtverbrauch: in 7 Stdn. = 32,9 m ³ , oder pro Stunde = 4,4 m ³ , oder pro PS und Stunde = 33,2 Liter
11 ⁴⁵	171,2	525,0	—	89,88	—	—	4,8	
12	170,4	525,0	128,0	89,45	—	—	—	Brennmaterialverbrauch: Anthrazit . . . 420 kg rückgewogen . . 44 „ 376 kg
12 ¹⁵	175,0	528,0	—	92,40	—	—	—	
12 ³⁰	173,0	525,0	—	90,82	—	—	5,0	Koks 60 kg rückgewogen . . 19 „ 41 kg
12 ⁴⁵	171,0	525,0	127,0	89,78	—	—	4,68	
1	169,4	522,5	—	88,51	60	—	—	Gesamtverbrauch: 376 + 41 = 417 kg
1 ¹⁵	173,2	532,0	128,0	92,14	—	—	4,64	
1 ³⁰	175,2	538,0	127,0	94,26	—	—	—	
1 ⁴⁵	174,0	533,5	—	92,83	—	—	4,88	
2	174,0	532,5	128,0	92,65	—	—	—	
2 ¹⁵	172,6	528,0	126,5	91,13	—	—	4,64	
2 ³⁰	170,0	520,0	—	88,40	60	30	—	
2 ⁴⁵	178,4	547,5	126,0	97,67	—	—	4,68	
3	172,0	528,5	—	90,80	—	—	—	
3 ¹⁵	170,0	525,0	126,5	89,25	60	—	—	
3 ³⁰	168,0	515,0	—	86,52	—	—	—	
3 ⁴⁵	169,2	513,0	—	86,60	—	—	—	
4	167,0	512,5	—	85,60	—	—	—	
				2838,88	420	60		

2838,88 : 4 = 709,72 KW-Stdn.; 709,72 : 8 = 88,715 KW mittlere Leistung.

$$\left(O = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,550^2}{4} = 0,23758 \text{ m}^2; s_1 = \frac{s}{4} = \frac{0,96}{4} = 0,24 \text{ m} \right)$$

$$N_i = 0,2376 \cdot 10000 \cdot 4,76 \cdot \frac{0,24 \cdot 121,6}{30 \cdot 75} = 146,6 \text{ PS}_i$$

Aus N_e und N_i erhält man den Wirkungsgrad zu

$$\eta = \frac{N_e}{N_i} = \frac{127}{146,6} = \sim 0,866.$$

Kilowatt = 89,88 $n = 128,0$ $p_i = 4,80$

$$N_e = \frac{89,88}{0,91 \cdot 0,736} = 134,2 \text{ PS}_e$$

$$N_i = 0,2376 \cdot 10000 \cdot 4,8 \cdot \frac{0,24 \cdot 128}{30 \cdot 75} = 155,7 \text{ PS}_i$$

$$\eta = \frac{N_e}{N_i} = \frac{134,2}{155,7} = 0,862.$$

Die diesen Werten entsprechenden Diagramme sind aus den Fig. 45 und 46 zu ersehen (s. auch Kapitel L, viertes Beispiel).

Achtes Beispiel.

Rechnerische und experimentelle Untersuchung eines Generators und Gasmotors der Oberurseler Motorenfabrik von 35 PS Normalleistung, 360 mm Zylinderdurchmesser und 540 mm Kolbenhub.

I. Daten.

Zylinderdurchmesser 360 mm, Kolbenhub 540 mm, Tourenzahl 200 pro Minute, Schachtdurchmesser 380 mm und Schachthöhe 525 mm des Generators.

Die Bestimmung der effektiven Arbeit erfolgte mittels des Brauerschen Bremsbandes. Die Bremsbelastungen und anderen Daten sind in Abschnitt II, S. 168 u. f. gegeben. Außerdem wurde die effektive Leistung auf rechnerischem und elektrischem Wege — indirekte Bremsmethode — ermittelt. Auch über die Größe und Leistungsfähigkeit des Generators wie auch über den Gang des Motors sind nähere Untersuchungen und Beobachtungen angestellt.

II. Ausrechnungen und Versuchsergebnisse.

Nach den Daten ergibt sich eine Kolbengeschwindigkeit [s. Formel (11), S. 156] von

$$\frac{0,540 \cdot 200}{30} = 3,6 \text{ m/sec.}$$

Das Hubvolumen pro Pferdestärke in Liter für die normale Leistung beträgt [s. Formel (12 a), S. 156]:

$$\frac{3,6^2 \cdot \pi}{4} \cdot 5,4 = \frac{10,17 \cdot 5,4}{35} = 1,569 \text{ Liter,}$$

und das Volumen pro Sekunde [s. Formel (12b), S. 156]:

$$\frac{3,6^2 \cdot \pi}{4} \cdot 36 = 10,46 \text{ Liter.}$$

Beide Werte sind groß und genügen durchaus. Der mittlere Druck ergibt sich [s. Formel (14), S. 156] zu:

$$p_i = \frac{35 \cdot 4 \cdot 75}{10,17 \cdot 3,6 \cdot \eta} = \frac{2,868}{\eta},$$

für $\eta = 0,75$ wird

$$p_i = \frac{2,868}{0,75} = 3,8 \text{ Atm.}$$

Im Mittel ergeben sich für p_i nach einer Reihe von analogen Prüfungen an Kraftgasmotoren 4,50 Atm. Der Motor ist somit reichlich bemessen und wird eine um 15 Proz. größere Leistung, wie 35 PS, ergeben. Die Maximalleistung ist somit:

$$1,15 \cdot 35 = 40,25 \text{ PS.}$$

Der Zylinderdurchmesser und Hub der Körtingschen Motoren bei 35 PS normal ist 325 bzw. 560 mm bei 170 Umdrehungen pro Minute; dieses entspricht somit ungefähr obigen Daten.

Die Kurbelwelle ist an der Kurbel 165 mm stark, was für die Leistung normal ist. Jedes Schwungrad wiegt etwa 700 kg; dies entspricht einem Ungleichförmigkeitsgrad von etwa $\frac{1}{40}$.

Der Generator hat etwa 380 mm Schachtdurchmesser und 525 mm Schachthöhe. Rechnet man etwa 0,40 bis 0,45 kg Anthrazitverbrauch, so werden in der Stunde $0,40 \cdot 35 = 14 \text{ kg}$ bis $0,45 \cdot 35 = 15,75 \text{ kg}$ verbraucht. Der Querschnitt des Generatorschachtes ist:

$$\frac{0,380^2 \pi}{4} = 0,1134 \text{ qm}$$

groß, d. h. auf das Quadratmeter kommen

$$\frac{14}{0,1134} = 123 \text{ kg} \text{ bis } \frac{15,75}{0,1134} = 139 \text{ kg.}$$

Die Steuerung der Maschine ist selbsttätig, das Gaseinlaßventil wird durch einen abfallenden Nocken betätigt. Die Schmierung erfolgt teils durch Tropföler, teils durch einen mechanisch angetriebenen Kolben. Der Regulator besitzt eine Ölbremse; durch dieselbe wird ein dauerndes Hin- und Herpendeln des Regulators vermieden, sofern dieser empfindlicher ist als die Schwungräder. Der Gleichförmigkeitsgrad ist, wie oben bemerkt, nicht sehr groß, da jedoch der Antrieb mittels Riemen und Vorgelege erfolgt und Werkstättenbeleuchtung in Frage kommt, so

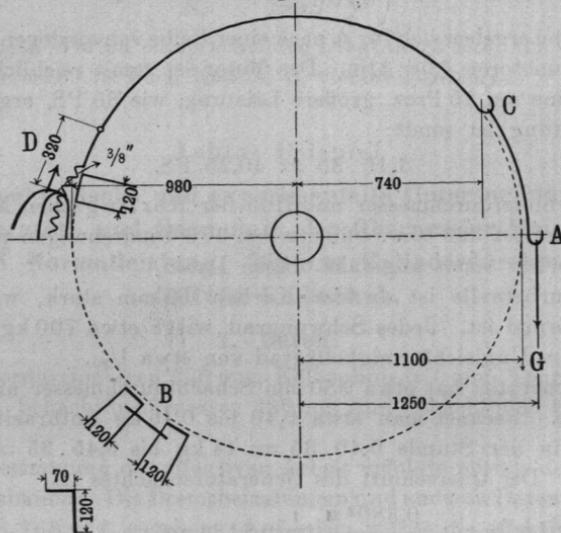
genügt in diesem Falle der Ungleichförmigkeitsgrad von $\frac{1}{40}$. Helligkeitsschwankungen der elektrischen Beleuchtung konnten mit dem Auge bei 200 bis 210 Umdrehungen pro Minute nicht wahrgenommen werden.

Die Bremsungen erfolgten mit dem Brauerschen Apparat und wurden vier Versuche angestellt. Die erste Bremsung dauerte eine halbe Stunde und mußte sodann abgebrochen werden, da das zum Bremsen benutzte Schwungrad sich stark erwärmt hatte. Die mittlere Tourenzahl berechnet sich zu:

$$n_{\text{Mittel}} = \frac{\sum n}{12} = \frac{180 + 180 + 184 + 182 + 182 + 183 + 187 + 185 + 184 + 184 + 188 + 186}{12} = 183,75.$$

Die Bremsbandanordnung gibt die Skizze (Fig. 47). Das Gewicht G , welches am Haken A während des Versuches hing, wog 102,7 kg. Der

Fig. 47.



Haken bei C hat ein Gewicht von 0,500 kg; das an dem Haken C hängende Stück Bandeseisen nebst Aufhängehaken ist 1,700 kg schwer. Die bei B befindlichen Winkel wiegen 1,200 kg. Der Winkel bei D hat ein Gewicht von 0,500 kg. Die Hebelarme der einzelnen Gewichte sind aus der Skizze zu ersehen. Bei Reduktion der einzelnen Gewichte auf den Hebelarm von 1250 mm ergibt sich:

1. für den Haken C $\frac{0,500 \cdot 740}{1250} = 0,296$,
2. für das Bandeseisen nebst Haken . . $\frac{1,700 \cdot 1100}{1250} = 1,496$.

Die Gewichte rechts von der Wellenmitte betragen somit:

$$102,7 + 0,296 + 1,496 = 104,492 \text{ kg.}$$

Vom Aufhängepunkt nach links befinden sich zwei Spannwinkel bei *B*; das Gewicht ist 1,200 kg, der Angriffspunkt liegt am Umfange, somit im Abstände von 1100 mm. Diese Reduktion und dieselbe des Winkels bei *D* ergibt sich zu:

$$1. \frac{1,200 \cdot 1100}{1250} = 1,056 \text{ kg.} \qquad 2. \frac{0,500 \cdot 980}{1250} = 0,392 \text{ kg.}$$

Somit sind $1,056 + 0,392 = 1,448$ kg in Abzug zu bringen, so daß $104,492 - 1,448 = 103,044$ kg in Rechnung zu setzen sind.

Die gebremste Leistung beträgt daher nach Formel 41, S. 46:

$$N_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1,25 \cdot 183,75}{60 \cdot 75} \cdot 103,044 = 33,03 \text{ PS.}$$

Während des Versuches zeigte sich, daß das Einströmventil undicht war, weshalb einige Tage später nach Abdichtung des Ventileinsatzes ein neuer Bremsversuch vorgenommen wurde. Die mittlere Tourenzahl pro Minute wurde aus dem Stand des Tourenzählers vor und nach dem Versuche ermittelt und ergab sich zu 210. Der Gang des Motors war während des Versuches sehr gleichmäßig und der Regulator spielte. Bei einem weiteren Versuch war die Tourenzahl pro Minute 210,4.

Da alle Verhältnisse dieselben geblieben waren und die Tourenzahl in beiden letzteren Fällen zu 210 angenommen wurde, so ergibt sich eine gebremste Leistung von:

$$N_e = \frac{33,03 \cdot 210}{183,75} = 37,75 \text{ PS}_e.$$

Zur Kontrolle der rechnerischen Untersuchung und mechanischen Bremsung wurde auch eine elektrische — indirekte Bremsmethode — vorgenommen. Im folgenden sei gegeben:

1. Versuchsdaten und rechnerische Auswertung derselben.

Tabelle A.

Zeit	Skalenteile des Amperemeters	Volt	Zeit	Skalenteile des Amperemeters	Volt
9,10	120	120	9,40 ²⁾	—	—
9,15	114	115	9,47	113	123
9,16	118	120	9,52	109	121
9,17	114	120	10,00	109	110
9,20	120	123	10,02	109	110
9,25	119	121	10,12	102	108
9,30	104	108	10,17	95	100
9,30 ¹⁾	—	—	10,25 ³⁾	—	—

¹⁾ Setzte Gasmotor aus. Zündung versagte, weil verschmutzt. — ²⁾ In Gangsetzung, Belastung. — ³⁾ Untersuchung beendet, um mit einer weniger feuchten Anthrazitkohle eine weitere Prüfung vorzunehmen.

Mittel 146,4 Amp. und 115,3 Volt. Durch Korrektur reduzieren sich die Werte auf:

146 Amp. und 113,65 Volt, somit 16585 Watt.

Bei den neuen Untersuchungen ergaben sich folgende Werte:

Tabelle B.

6,18 wurde der Motor und 6,24 die Dynamo angestellt.

Zeit	Skalenteile	Volt	Tourenzahl	Bemerkungen
6,30	122	125	106	Regulator spielt.
6,35	120	124	204	" "
6,40	116	121	204	" "
6,45	126	123	204	" "
6,50	110	115	192	Regulator liegt auf.
6,55	75	90	182	" " "
7,00	104	110	198	" " "
7,05	85	95	—	
7,10	97	106	190	" " "
7,15	119	120	204	Regulator spielt.
7,20	120	123	204	" "
7,25 ¹⁾	—	—	—	Ankerdraht am Kommutator abgesprungen.
7,38 ²⁾	—	—	—	
7,41	117	121	208	
7,45	121	123	208	
7,50	120	122	208	
7,55	118	121	208	
8,00	119	121	210	
8,05	120	123	210	
8,10	114	120	210	
8,15	118	122	210	
8,20	115	123	208	
8,25	116	123	210	
8,30	117	123	208	
8,35	117	121	208	
8,40	111	120	—	

Mittel 151,35 Amp., 118,12 Volt; durch Korrektur reduzieren sich die Werte auf:

150,9 Amp. und 116,47 Volt, somit 17564 Watt.

Bei einem Nutzeffekt von 85 Proz. für die Dynamo und 83 Proz. für das gesamte Vorgelege bzw. beider Riemen ergeben sich nach den Werten von

Tabelle A . . 16585 Watt = rund 31,9 PS_e und

Tabelle B . . 17564 " = " 33,8 "

¹⁾ Kollektor feuerte, Dynamo ausgeschaltet, Motor läuft leer. — ²⁾ Dynamo in Gang.

Die Gesamtleistung aus beiden Versuchen ist rund 32,8 PS_e als Mittelwert.

Der Maximalwert ist rund 19950 Watt = rund 38,5 PS_e.

Eine Stunde lang von 7^h 41 bis 8^h 40 ergaben sich Mittelwerte von 155,60 Amp., 119,85 Volt, somit rund 18639 Watt = rund 35,9 PS_e.

2. Ausführung der Versuche und Resultate.

Die Prüfung auf Kraftleistung geschah durch eine von der Transmission angetriebene Dynamomaschine, deren erzeugter Strom in einen Wasserwiderstand geleitet und gemessen wurde. Die Meßinstrumente waren geeicht. Nach dem Anlassen des Motors lief derselbe etwa eine Stunde mit ziemlich gleichmäßiger Belastung. Die Messungen erfolgten nach halbstündigem Betriebe. Darauf versagte die Zündvorrichtung. Der Betrieb mußte ausgesetzt und der Funkenzieher gereinigt werden. Nach etwa 10 Minuten war der Motor wieder wie früher im Betriebe. Der sehr klein gewählte Wasserwiderstand geriet ins Kochen und der Motor ging sehr ungleichmäßig. Der Generator lieferte schlecht zusammengesetztes Gas und die Kohle setzte sich im Füllschacht fest, so daß die Untersuchung aufgegeben und eine andere, nicht so feuchte Kohle besorgt wurde. Die Notierungen und Ergebnisse dieser Untersuchung sind in der Tabelle A dargestellt.

An einem anderen Tage wurde der Motor von 6^h 30 bis 7^h 25 und von 7^h 40 bis 8^h 40 abends unter Belastung geprüft, war also 1 Stunde 55 Minuten im Betriebe. Von 7^h 25 bis 7^h 40 versagte die Dynamomaschine, ein Ankerdraht am Kollektor war abgesprungen und mußte frisch verlötet werden. Wie aus der Tabelle B zu ersehen ist, lief der Motor bei dieser Prüfung ziemlich regelmäßig, mit Ausnahme der Zeit von 6^h 50 bis 7^h 10, in der der Gaserzeuger wieder schlechteres Gas lieferte; es war dies auf unaufmerksame Bedienung zurückzuführen. Zur Ermittlung der Leistung und zur Beobachtung des Gasmotors während des Betriebes wurden die in den vorhergehenden Tabellen A und B zusammengestellten Untersuchungen angestellt.

Mittels Präzisionsamperemeter und Präzisionsvoltmeter, Fabrikate der Hartmann u. Braunschen Werke, wurde die abgegebene elektrische Energie gemessen. Die Apparate sind geprüft und die Abweichungen bei den Messungen bei dem Gesamtergebnis berücksichtigt worden.

Während der Versuche erfolgten die Ablesungen der Meßapparate von 5 zu 5 Minuten, außerdem wurde die Tourenzahl des Gasmotors von Zeit zu Zeit kontrolliert.

Die Tourenzahl schwankte im regulären Betriebe zwischen 202 und maximal 210 Touren; sie war im Durchschnitt 205 in der Minute, bei den Störungen ging sie bis auf 180 zurück. Die Spannungsschwankungen beliefen sich beim zweiten Versuche auf 2 bis 3 Volt, abgesehen von dem Aussetzen des Motors. Unterschiede der Helligkeitsschwankungen

Bezüglich der Anlage selbst sei noch folgendes bemerkt: Fehler, welche die Betriebssicherheit in Zweifel stellen, hatte die Anlage nicht. Die vorhandene allgemeine Abnutzung war der Betriebszeit und starken Inanspruchnahme entsprechend. Brüche oder Frostrisse konnten nicht beobachtet werden. Die Schmierung funktionierte anstandslos. Bei gleichzeitiger Licht- und Kraftabgabe, zu welcher diese Anlage bestimmt war, konnte nicht untersucht werden. Die Lichtschwankungen hängen in diesem Falle von der Größe der jeweiligen Belastungsschwankungen ab. Bei normaler Wartung und unter den gegebenen Verhältnissen war die Anlage zur Erzeugung von elektrischem Licht geeignet.

Beispiele betr. Dieselmotoren. Den ausführlichen Berichten über Versuche von Dieselmotoren von Prof. Dr. E. Meyer-Charlottenburg, Z. d. V. d. I. 1903, Nr. 18 u. 19 und von Ober-Ingenieur Chr. Eberle, Z. d. B. R. V. 1906, Nr. 3 u. 5 entnehme ich folgendes:

Neuntes Beispiel.

**Versuche an einem einzylindrigen Dieselmotor von 70 PS.
von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.**

Versuchsdaten, Beschreibung der Versuche und Versuchsergebnisse. Die Versuchsdaten sind: Nennleistung 70 PS_e, Tourenzahl pro Minute $n = 160$, Zylinderdurchmesser 400,5 mm, Hub 600,5 mm, Hubvolumen V_h bzw. Inhalt des Kompressionsraumes V_c bzw.

$$\text{Kompressionsgrad } \varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

des Motorzylinders sind 75,65 bzw. 5,255 Liter bzw. 15,40. Der Zylinderdurchmesser bzw. der Hub der Luftpumpe sind 56,0 bzw. 139,3 mm.

Während des Versuches wurde alle fünf Minuten der Tourenzähler abgelesen und wurden Diagramme am Arbeitszylinder und an der Luftpumpe aufgenommen. Die Indikatorfeder für den Arbeitszylinder bzw. für die Luftpumpe ergab einen Maßstab von 1 kg/qcm = 0,991 mm bzw. = 0,575 mm

Schreibstiftweg. Der Arbeitsverbrauch beim Ansaugen der Luft und beim Auspuff der Verbrennungsrückstände wurde nach früheren Feststellungen zu etwa 1,5 Proz. der Volleistung angenommen. Als Brenn-

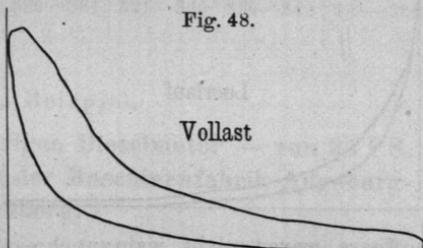


Fig. 48.

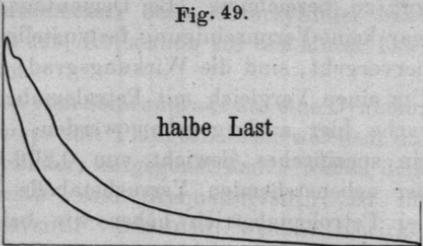
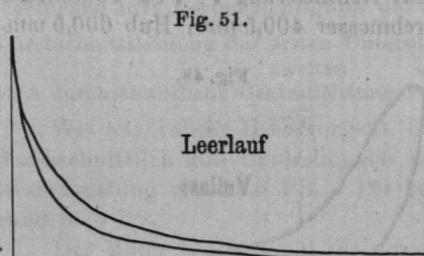
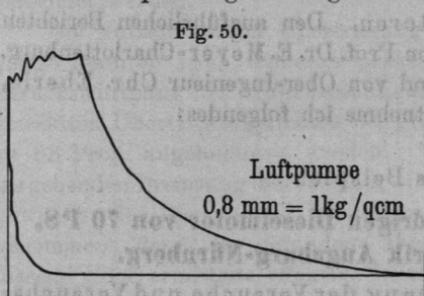


Fig. 49.

stoff wurde Paraffinöl von 0,893 kg/Liter spez. Gew. bei 15° verwendet. Der Heizwert dieses Brennstoffes ist um etwa 2 $\frac{1}{2}$ Proz. niedriger als derjenige des Petroleum. Die Schmierung während der Versuche war sehr reichlich. Aus den Diagrammen, Fig. 48 u. 49, erkennt man die große Regelmäßigkeit der Arbeitsvorgänge des Motors; die Diagramme eines Versuches (etwa 15) von Vollast bis Leerlauf decken sich vollständig. Die Umlaufzahlen eines jeden Versuches sind auch dieselben. Die Kompressionsendspannung beträgt 34 bis 35 kg/qcm Überdruck. Fig. 50 stellt eine Anzahl Luftpumpendiagramme von einer Aufnahme dar. Die Höchstspannung während des Druckhubes war 68 kg/qcm und die tiefste Spannung bei Beginn des Ansaugens 7 kg/qcm Überdruck.



Der Paraffinölverbrauch war nicht hoch, und zwar nur etwa 7 Proz. pro effektive Pferdekraft und Stunde höher als bei Betrieb mit russischem Petroleum. Pro indizierte Pferdekraft und Stunde war der Brennstoffverbrauch bei Petroleum- oder Paraffinölbetrieb nahezu derselbe. Der Unterschied der Tourenzahl bei Belastungsabnahme war sehr gering und blieb derselbe bei gleicher Belastung. Die Empfindlichkeit des Regulators ist groß, ohne daß die notwendige Stabilität Einbuße erleidet, wie die Übereinstimmung der Diagramme bei Leerlauf (s. Fig. 51) zeigt.

Eine Schwärzung des Auspuffes oder Geruch der Auspuffgase waren nicht wahrzunehmen; die Gleichmäßigkeit war, wie bereits bemerkt, ebenso wie die Sicherheit des Ganges durchaus als gut zu bezeichnen. Bei Demontage der Ventile nach den Versuchen war keine Verunreinigung festzustellen. Wie aus den Versuchstabellen hervorgeht, sind die Wirkungsgrade hoch und der Ölverbrauch gering. Um einen Vergleich mit Petroleumbetrieb zu geben, sollen diese Versuche hier auch gegeben werden. Das betreffende Petroleum hatte ein spezifisches Gewicht von 0,806 kg/Liter bei 18,7° C. Wie aus der nebenstehenden Versuchstabelle hervorgeht, sind die Nutzeffekte bei Petroleumbetrieb höher wie bei den Versuchen mit Paraffinölbetrieb.

Bei Bestimmung der Werte in der nebenstehenden Versuchstabelle sind die Formeln Nr. 5 bis 10, S. 154 u. 155 zur Anwendung gekommen.

Brennstoffe	Paraffinöl	Paraffinöl	Russisches Petroleum	Russisches Petroleum
Belastung	normal	$\frac{3}{4}$	normal	$\frac{3}{4}$
Tourenzahl (Kurbelwelle) n pro Minute	159,3	159,9	158,8	159,8
Bremsperde N_e	69,84	53,04	69,63	53,01
Mittlere indiz. Spannung im Zylinder	7,17	5,84	6,78	5,56
Mittlere indiz. Arbeit des Motors	96,10	78,50	90,40	74,60
Mittlere indiz. Spannung der Luftpumpe	22,2	22,3	19,5	20,8
Mittlere indiz. Arbeit der Luftpumpe	2,70	2,71	2,36	2,52
Gesamte indizierte Arbeit $N_i = N_i(\text{Motor}) + N_i(\text{Luftpumpe})$. . .	93,40	75,80	88,00	72,10
Mechan. Wirkungsgrad $= \frac{N_e}{N_i} \cdot 100$	74,8	70,0	79,1	73,6
Ölverbrauch pro PSi-Stde. in g	154	150	152	147
Ölverbrauch pro PSe-Stde. in g	206	215	192	201
Kühlwasserverbrauch bei 11° C pro PSi-Stde. in Liter	7,30	10,20	6,60	5,83
Kühlwasserabflußtemperatur °C	68,0—79,0	77,0—79,0	72,5—81,0	70,0—76,5
Abgastemperatur im Auspuffrohr hinter dem Auspuffventil	330—381	321—330	336—349	335—336

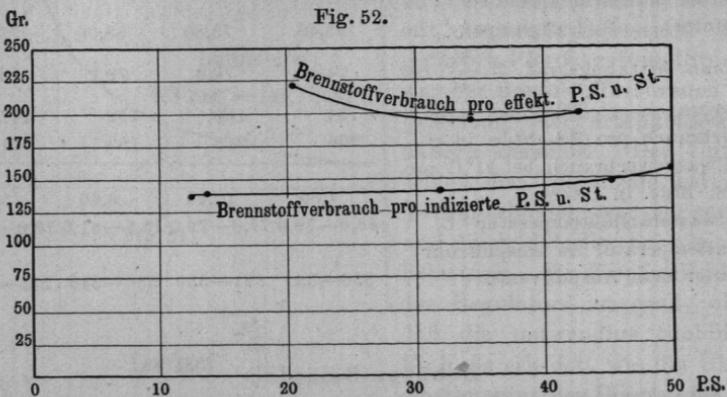
Zehntes Beispiel.

Versuche an einem einzylindrigen Dieselmotor — von 35 PS_e normaler Nutzleistung — von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

Versuchsdaten, Beschreibung der Versuche und Versuchsergebnisse. Die Versuchsdaten sind: Nennleistung 35 PS, Tourenzahl pro Minute $n = 190$, Zylinderdurchmesser beim Motorzylinder bzw. bei der Luftpumpe 300 mm bzw. 52 mm, Kolbenhub für den Motor bzw. die Luftpumpe 460 mm bzw. 92 mm.

Der Motor betrieb mittels Riemen vom Schwungrade aus eine Dynamo; er besitzt eine einzylindrige Luftpumpe mit Plungerkolben, welchem die Luft, vorkomprimiert vom Motorzylinder, entgegenströmt. Neben dem Ein- und Auslaßventil, dem Anlaß- und Brennstoffventil, ist im Zylinderdeckel noch ein Überströmventil vorhanden, welches bewirkt, daß in der zweiten Hälfte des Kompressionshubes des Motorzylinders aus diesem vorkomprimierte Luft durch eine Leitung zur Luftpumpe übergeht. In der Luftpumpe wird die Luft auf etwa 60 Atm. weiter komprimiert und dem Anlaßgefäß zugeleitet. Durch diese Vorkomprimierung

mierungsmethode wurde das Kompressionsverhältnis sehr verringert, und zwar auf 1:10. Bei direkter Ansaugung der Luftpumpe war dasselbe 1:60; dieses Kompressionsverhältnis war nur bei sehr guten Ventilen und kleinem schädlichen Raume zu bewirken, anderenfalls setzte die Pumpe aus. Neuerdings wendet man „zweistufige Kompression mit Ansaugung aus der Atmosphäre“ an, da die aus dem Motorzylinder entnommene Luft vielfach verunreinigt und die Ursache zur Verstopfung des Brennstoffventils ist. Die Versuche wurden bei Leerlauf halber, normaler und maximaler Belastung durchgeführt. Der Brennölverbrauch wurde durch einen Behälter von bekanntem Inhalte, welcher an die Zuleitung zu den Ölpumpen angeschlossen war, festgestellt. Der dem Behälter zugeführte Brennstoff wurde durch Wägung ermittelt, hierbei durften die Resultate der Kontrollmessungen bzw. Berechnungen während des Versuches maximal nur 2 Proz. voneinander abweichen. Außer der



Aufnahme der Indikatordiagramme am Motor und Luftpumpen wurden Messungen über Tourenzahl des Motors, Leistungen an der durch Riementrieb verbundenen Dynamomaschine mittels Präzisionsinstrumenten, Kompressionsenddrucke der Luftpumpen, Kühlwasserverbrauch-, und -temperatur, Abgastemperatur, Kohlensäure- und Sauerstoffgehalt der Abgase in einem Orsatapparat angestellt.

Die effektive Leistung des Motors wurde unter Zugrundelegung der Wirkungsgrade der Dynamomaschine — für halbe Belastung, Normalbelastung bzw. maximale Belastung zu 0,871, 0,900 bzw. 0,905 — ermittelt. Der Riemenverlust ist mit 0,7 PS angesetzt. Wie aus den Versuchstabellen hervorgeht, ist der Motorwirkungsgrad für die Normalbelastung 78,7 Proz. und steigt auf 83,2 Proz. für die maximale Belastung. Das Paraffinöl hatte einen Heizwert von 9815 WE und ein spez. Gew. von 0,8924. Die Brennstoffverbrauchszahlen für die effektive und indizierte Pferdestärke und Stunde sind in Fig. 52 für die verschiedenen Belastungen eingetragen. Der Brennstoffverbrauch nahm also mit der Belastung für die indizierte Pferdestärke pro Stunde nur

	Leerlauf von Motor und Dynamo	Eine halbe Belastung	Eine ganze Belastung	Maximale Belastung
Motor-Kompressionsüberdruck in Atmosphären im Zylinder	35	35,5	36	36
" Überdruck im Einblasegefäß	41,9	45,0	54,7	54,8
" Überdruck in der Überströmleitung	12,7	11,0	8,3	5,5
" Tourenzahl pro Minute	196,5	193,3	191,4	189,9
Indizierte PS	13,1	31,8	44,3	50,3
Luftpumpen-Kompressionsendüberdruck in Atmosphären im Zylinder	44	47	59	59
" -Einströmüberdruck im Zylinder	3,1	4,4	5,0	4,3
Indizierte PS	0,49	0,68	1,07	1,13
Elektrische Energie in KW	—	12,60	22,05	26,80
Elektrische Energie in PS	—	17,15	29,95	36,4
Effektive Leistung des Motors = $\frac{\text{Elektrische Energie}}{t_{\text{Dynamo}}}$ (Wirkungsgrad der Dynamo) + gesamt Verlust durch Riemenantrieb in PS	—	20,4	34,0	40,9
Mechanischer Nutzeffekt = $\frac{\text{Effektive Leistung}}{\text{indiz. PS d. Motors} - \text{indiz. PS d. Luftpumpe}}$ in Proz.	—	65,7	78,7	83,2
Brennstoffverbrauch pro PS _e u. Stde. in g	—	222,7	197,6	199,4
Brennstoffverbrauch pro PS _i u. Stde. in g	—	142,9	151,7	162,1
Brennstoffverbrauch umgerechnet auf Brennstoff von 10 000 WE pro PS _e -Stde. bzw. PS _i -Stde.	—	218,6 bzw. 140,3	193,9 bzw. 148,9	195,7 bzw. 159,1
Kühlwasserverbrauch pro PS _e u. Stde. in kg	—	8,7	8,6	6,7
Kühlwasserverbrauch pro PS _i u. Stde. in kg	—	5,6	6,6	5,4
Kühlwassertemperatur, Abfluß bzw. Zufluß in C°	—	58,0 bzw. 7,9	55,0 bzw. 7,8	62,2 bzw. 8,0
Heizwert von 1 kg Brennstoff in WE	—	—	9815	—

wenig zu. Frühere Versuche ergaben für einen 200 PS.-Motor nur einen Ölverbrauch von 185 g pro effektive Pferdestärke und Stunde, bezogen auf Brennstoff von 10 000 WE, während bei 35PS-Motornormalleistung der Verbrauch nur auf 193,9 g stieg. Der Brennstoffkühlwasserverbrauch pro effektives Pferd und Stunde war sehr gering im Verhältnis zu anderen Verbrennungsmotoren; letzterer betrug nicht einmal 9 kg pro effektive Pferdestärke und Stunde bei halber Belastung. Die indizierte Luftpumpenarbeit ergab sich zu $\frac{1,07 \cdot 100}{44,3}$ = 2,4 Proz. der gesamten Indikatorleistung bei Überströmung und Normalleistung; bei zweistufiger Luftkompression belief sich dieselbe auf mehr als das Doppelte bei einer Motorleistung von 200 PS. Von der verfügbaren Wärme von 9815 WE von 1 kg Brennstoff sind bei den Versuchen mit halber, ganzer und maximaler Belastung 45,0, 42,4 und 39,7 Proz. in indizierten Pferdestärken und bei Normalleistung 32,5 Proz. in effektiven Pferdestärken gewonnen; der Verlust in Reibungs- und Luftpumpenenergie, im Kühlwasser und in den Abgasen usw. war hierbei rund 10,21 bzw. 36,50 Proz. Der Tourenunterschied von max. 1,2 Proz. erfolgte bei Be- und Entlastungen von 25 Proz.; während bei vollständiger augenblicklicher Entlastung nur eine Tourenhöhung über die normale Tourenzahl von 3,3 Proz. eintrat. Bei Auswertung der Versuchsergebnisse, wie in der vorstehenden Versuchstabelle angegeben, sind die Formeln Nr. 5 bis 10, S. 154 u. 155, sowie die früher schon gegebenen verwendet worden:

F. Betriebskraft und Gleichförmigkeit des Ganges der Antriebsmaschinen.

Die Wahl der Betriebskraft läßt sich nur von Fall zu Fall treffen. Es werden bestimmte Anforderungen an die verschiedenen Betriebsmaschinen gestellt. — Bei Wahl der Wasserkraft zum Betriebe kommen Wasserräder selten, vielmehr speziell nur Turbinen in Frage, da die geringe Umlaufzahl der Wasserräder für den elektrischen Lichtbetrieb sich wenig eignet. Bei den Turbinen müssen die Schwungmassen groß gewählt werden, um die äußeren Schwankungen in der Energieaufnahme auszugleichen. Auf die Regulierung der Geschwindigkeit ist hier besonderes Gewicht zu legen. Bei großen Schwungmassen und normaler Regulierung wird der Gang der Turbine ein sehr regelmäßiger und sind Schwankungen, welche bei Dampftrieb durch den Kurbelantrieb bedingt sind, hier ausgeschlossen. Bei Antrieb durch Turbinen ist daher das Parallelschalten von Mehrphasenmaschinen leicht zu erreichen. Der Antrieb erfolgt durch Zahnradübersetzung oder auch in neuerer Zeit