

Bau und Berechnung
der
Verbrennungskraftmaschinen

Von
Otto Kraemer

Zweite Auflage

Bau und Berechnung der Verbrennungskraftmaschinen

Von

Otto Kraemer

Professor an der Technischen Hochschule Karlsruhe

Zweite, neubearbeitete und erweiterte Auflage

Mit 203 Abbildungen



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH
1941

ISBN 978-3-662-36221-1 ISBN 978-3-662-37051-3 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-37051-3

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

**Copyright 1937 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1937**

Vorwort.

Ein handliches, sehr billiges, für jeden angehenden Techniker leicht lesbares und leicht faßliches Lehrbuch, das dem Lernenden Verständnis, Mut und Freude eingeben soll, und das auch dem fertigen Ingenieur durch den klaren Ernst seiner Auskünfte Nutzen und Genuß zu vermitteln vermag, ein solches Buch war ich bestrebt zu schreiben. Titel, Format und Aufgabe des kleinen Buches entsprechen dem seit Jahrzehnten in vielen Auflagen verbreiteten „Seufert“, an dessen Stelle das vorliegende, grundlegend neu gestaltete und ausgestattete Buch treten soll. Ein neuartiger Plan ordnet übersichtlich die Vielheit der Probleme, ausgehend und in jedem Satz geleitet vom Wunschbild des Idealverfahrens und musterhafter Gestaltung. Eine Fülle von Abbildungen und Beispielrechnungen erläutert die Erklärungen des Büchleins, das trotz seinen knappen praktischen Hinweisen und Handhaben kein „Kochbuch“ sein will mit den üblichen Faustformeln, die den falschen Anschein von Naturgesetzlichkeit erwecken und die wahren Hintergründe, Abhängigkeiten und Begrenzungen verschweigen. Nein, ein Buch, das den Leser ernst nimmt, und ihm Begründungen und brauchbare Richtlinien an Stelle statistischer Formeln gibt, und darüber hinaus einen Überblick über die Stellung des Verbrennungsmotors in der Geschichte der Technik und Menschheit.

Karlsruhe, Sommer 1937.

Otto Kraemer.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Die Neuauflage meines kleinen Buches nahm ich zum Anlaß, mehrere Abschnitte entsprechend den Erkenntnissen und Fortschritten des zeitgenössischen Motorenbaues zu überarbeiten und zu erweitern.

Karlsruhe, Sommer 1940.

Otto Kraemer.

Inhaltsverzeichnis.

I. Die Aufgabe.	Seite
1. Energie aus Brennstoff	1
2. Energieverwandlung	2
3. Idealprozesse	5
II. Die Brennkraftmaschine.	
1. Arbeitsweise der Verbrennungskraftmotoren. Viertakt, Zweitakt	14
2. Gemischbildung. Otto-Motor, Dieselmotor	19
3. Luftbedarf, Leistung, mittlerer Druck	25
4. Berechnung der Hauptabmessungen	32
5. Wirkungsgrad, Brennstoffverbrauch	41
6. Literleistung. Leistungserhöhung, Aufladen	45
7. Kühlung	56
8. Zündung und Verbrennung. Klopfen	61
9. Abwärme	64
III. Die Kolbenmaschine.	
1. Kräftespiel der Kolbenmaschine. Gaskräfte, Massenkkräfte . .	68
2. Massenausgleich	74
3. Ungleichförmigkeit des Drehmomentes. Schwungrad	81
4. Kritische Drehzahlen	86
5. Dichtung und Schmierung	96
6. Kolbenmaschine oder Turbine	103
IV. Gestaltung und Berechnung.	
1. Werkstoffe, zulässige Beanspruchungen, Lagerdrücke	105
2. Grundsätze und Regeln für die Gestaltung	109
3. Wärmebeanspruchte Bauteile	118
4. Ventile und Nocken	124
5. Spül- und Auspuffschlitze	133
6. Mischventile und Vergaser	140
7. Zündeinrichtung	146
8. Einspritzung	151
9. Regelung	175
10. Anlassen und Umsteuern	177
V. Anhang.	
1. Brennstoffe	183
2. Geschichtliche Übersicht	191
3. Ausblick	196
Stichwortverzeichnis	198

I. Die Aufgabe.

1. Energie aus Brennstoff.

Wir leben im „Verbrennungszeitalter“. Nicht nur *Wärme*, sondern auch *mechanische Energie* gewinnen wir *aus der Verbrennung von Brennstoffen*.

Die Brennstoffe sind Energiespeicher. Jahrelang empfängt die wachsende Pflanze Sonnenenergie, sie benutzt diese Energien zu verwickelten chemischen Vorgängen, sie wächst, sie baut Stoffe auf, denen wir zu beliebiger Zeit die gespeicherten Energien wieder entnehmen können. Wir erhalten diese Energien in Form von Wärme, die bei der Verbrennung frei wird.

Wenn wir Kohle aus der Erde graben, so heben wir Pflanzenreste ans Tageslicht, die ihre Energien seit Jahrmillionen bewahrt haben. Wenn wir diese Kohlen verbrennen, so genießen wir die seit Jahrmillionen gespeicherte Sonnenenergie, welche die Pflanzen während ihres Wachstums empfangen und gesammelt haben.

Auch das Erdöl, das man aus tierischem Ursprung herleitet, ist Speicher von Energien, welche jene vorgeschichtlichen Tiere, wenn nicht unmittelbar von der Sonne, so durch ihre pflanzliche Nahrung empfangen haben.

Die Speichereigenschaft wird besonders klar bei der Betrachtung eines bekannten gasförmigen Brennstoffes: des Wasserstoffes. Durch Elektrolyse kann man Wasser in seine elementaren Bestandteile zerlegen: Wasserstoff und Sauerstoff. Man wendet für diesen Vorgang eine gewisse elektrische Arbeit (Kilowattstunden) auf. Die aufgewandte Energiemenge ist in dem erzeugten Wasserstoff gespeichert, sie kann durch Verbrennung dieses Wasserstoffes wieder herausgeholt werden, und zwar vornehmlich in Form von Wärme.

Es gibt keinen Energiespeicher in unserer Zeit, der so billig und bequem, so beweglich, beständig und unabhängig wäre wie Brennstoff. Talsperren, Hochbehälter, Dampfspeicher, Akkumulatoren usw. — mögen sie auch teilweise bessere Wirkungsgrade aufweisen — sie alle können sich in den genannten Eigenschaften mit

dem Brennstoff nicht vergleichen. *Brennstoff ist der ideale Energiespeicher*, und in dieser Tatsache liegt seine Vorherrschaft begründet, die unserem ganzen Zeitalter den Stempel des „Verbrennungszeitalters“ aufgedrückt hat.

2. Energieverwandlung.

Bei der Verbrennung wird die gespeicherte Energie in Form von Wärme frei. Die Anzahl von Wärmeeinheiten (Kalorien „kcal“) die aus 1 kg Brennstoff frei werden, nennt man den „Heizwert“ des Brennstoffes. Die aus einer so kleinen Brennstoffmenge freierwerdende Energie ist erstaunlich groß.

Heizwerte.

Benzin	10200 kcal/kg	Teeröl	8870 kcal/kg
Benzol	9600 kcal/kg	Spiritus	5300—6000 kcal/kg
Gasöl	10000 kcal/kg	Steinkohle	6000—7500 kcal/kg

Bemerkung: Die Kondensationswärme des in den Verbrennungsgasen enthaltenen Wasserdampfes ist, allgemeinem Brauch folgend, gleich abgezogen, da sie praktisch nicht ausgenutzt wird. Die hier gegebenen Ziffern stellen daher den „unteren“ Heizwert dar.

Heizwerte gasförmiger Brennstoffe

bezogen auf 1 m³ Brennstoff

(1 m³ gemessen bei 15° C und 735 mm Barometerstand).

Wasserstoff H ₂	2360 kcal/m ³	Wassergas	2350 kcal/m ³
Kohlenoxyd CO	2760 kcal/m ³	Gichtgas (Hochofengas)	880 kcal/m ³
Methan CH ₄	7900 kcal/m ³	Koksofengas	3700—4200 kcal/m ³
Äthan C ₂ H ₆	13910 kcal/m ³	Steinkohlenschwelgas	6360 kcal/m ³
Propan C ₃ H ₈	19870 kcal/m ³	Braunkohlenschwelgas	2400 kcal/m ³
Butan C ₄ H ₁₀	25940 kcal/m ³	Holzgas	1050—1250 kcal/m ³
Äthylen C ₂ H ₄	13260 kcal/m ³	Klär gas	6000 kcal/m ³
Azetylen C ₂ H ₂	12340 kcal/m ³	Erdgas	6600 kcal/m ³
Leuchtgas (je nach Zusammen- setzung)	3400—4500 kcal/m ³	Generatorgas	1250 kcal/m ³
		„Flüssiggas“	22000 kcal/m ³

Diese Verbrennungswärme wird in Wärmekraftmaschinen in mechanische Energie verwandelt. Die Umrechnungszahlen zwischen den Maßeinheiten der beiden Energieformen sind bekannt:

$$\begin{aligned} 1 \text{ kcal} &= 427 \text{ mkg (Meterkilogramm),} \\ 632 \text{ kcal} &= 1 \text{ PSh (Pferdekraftstunden),} \\ 860 \text{ kcal} &= 1 \text{ kWh (Kilowattstunden).} \end{aligned}$$

Es ist jedoch nicht möglich, die Verwandlung von Wärme in Kraft mit Hilfe der bekannten Wärmekraftmaschinen *vollständig*

durchzuführen. Ein Teil der zugeführten Wärme geht aus dem Arbeitsvorgang *in Form von Wärme* wieder hervor, so daß nur ein Bruchteil der zugeführten Wärme tatsächlich in Form von mechanischer Energie erhalten werden kann. Die Ausbeute an mechanischer Arbeit bei der *besten* bekannten Wärmekraftmaschine, dem Dieselmotor, ist nur 35 bis 40 %, der übrige Teil geht *als Wärme* in den Auspuffgasen, im Kühlwasser usw. weg.

Man kann sich diese wichtige Tatsache schnell an dem Beispiel einer ganz einfachen Heißluftmaschine klarmachen.

Abb. 1. Im Innern des Zylinders sei bei der Totpunktstellung des Kolbens eine gewisse Luftmenge von Außentemperatur und Außenluftdruck eingeschlossen. Nun wird der Zylinder zunächst bei feststehendem Kolben geheizt, wir führen also der eingeschlossenen Luft eine gewisse Wärmemenge Q_1 kcal zu, so daß die Temperatur und der Druck der Luft steigen. In einem Druck-Weg-Schaubild kennzeichnet sich der Druckanstieg bei unverändertem Rauminhalt durch die senkrechte Linie 1—2 (Abb. 2).

Abb. 2. Die Wärmezufuhr hört jetzt auf, und der Kolben bewege sich unter der Wirkung des entstandenen Druckes nach rechts. Dabei fällt der Druck stetig mit fortschreitendem Kolben, so daß sich im Druck-Weg-Schaubild eine hyperbelähnliche Kurve ergibt.

Abb. 3. Wenn die Ausdehnung (Expansion) der heißen Luft bis auf den Anfangsdruck herunter erfolgt ist, so nimmt die gleiche Luftmenge, die anfangs den Raum x_1 erfüllt hat, trotz gleichem Druck den viel größeren Raum x_2 ein. *Sie ist also warm, sie enthält trotz der*

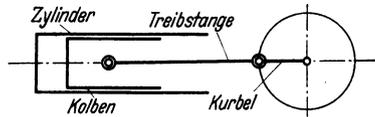


Abb. 1. Heißluftmaschine in Ausgangsstellung.

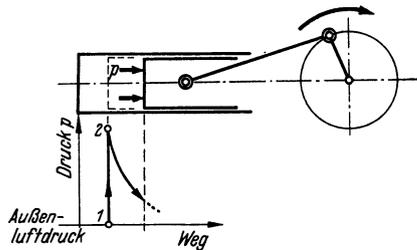


Abb. 2. Druckverlauf bei Ausdehnung des erhitzten Luftinhaltes.

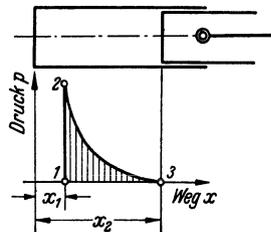


Abb. 3. Ende der Ausdehnung.

inzwischen geleisteten mechanischen Arbeit (Fortdrücken des Kolbens) noch eine Wärmemenge Q_2 , welche abgeführt werden muß, wenn der Kolben wieder in seine Ausgangsstellung zurückkehren soll. Q_2 muß der eingeschlossenen Luft entweder durch Kühlung des Zylindermantels entzogen werden, so daß sie sich wieder auf den Anfangsrauminhalt x_1 zusammenzieht, oder die ganze warme Luft muß mit ihrem Wärmeinhalt Q_2 ausgeschoben werden und durch neueintretende frische Luft ersetzt werden. *Auf jeden Fall ist Q_2 als Wärme fortgeführt worden, und während des Arbeitsganges ist nur der Anteil $Q_1 - Q_2$ in mechanische Energie verwandelt worden zur Arbeitsleistung am Kolben.*

Diese mechanische Arbeit kann bekanntlich durch die geschaffte Fläche des Druck-Weg-Schaubildes (Abb. 3) dargestellt werden. Der Flächeninhalt dieser Fläche, multipliziert mit der Kolbenfläche $D^2 \frac{\pi}{4}$, ergibt die geleistete Arbeit L in mkg.

Man hat natürlich die Absicht, aus der aufgewandten Wärmemenge Q_1 eine *möglichst große Ausbeute an mechanischer Energie* zu erhalten. Man beurteilt den Grad der Verwirklichung dieser Absicht in einer Wärmekraftmaschine nach dem „*thermischen Wirkungsgrad η_t* “, der das Verhältnis der mechanischen Arbeitsausbeute zur aufgewandten Wärmemenge Q_1 als Bruchzahl oder in Hundertteilen angibt.

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \cdot 100 = \frac{1}{427} L \cdot 100\% .$$

Beispiel: Bei dem oben beschriebenen Arbeitsgang einer einfachen Heißluftmaschine sei etwa bei der Erwärmung von 1 auf 2 eine Temperaturerhöhung von 15°C auf 1000°C angenommen. Die zugeführte Wärmemenge $Q_1 = G \cdot c_p \cdot (1000 - 15)$ kcal, wobei G das Gewicht und c_p die spezifische Wärme der eingeschlossenen Luftmenge bedeutet. Der Druckanstieg

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{1000 + 273}{15 + 273} = 4,4 .$$

Die Ausdehnung von 2 nach 3 sei „*adiabatisch*“, also ohne Wärmeaustausch von und nach außen angenommen. Es ergibt sich dann nach den Regeln der Wärmelehre die Temperatur $T_3 = T_2 \cdot \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}$, also mit den hier angenommenen Zahlen: $T_3 = 1273 \cdot \left(\frac{1}{4,4}\right)^{\frac{1,4 - 1}{1,4}} = 833^\circ$, also

$t_3 = 833 - 273 = 560^\circ \text{C}$. Die abzuführende Wärmemenge $Q_2 = G \cdot c_p \cdot (560 - 15)$, und der thermische Wirkungsgrad

$$\eta_t = \frac{G \cdot c_v \cdot (1000 - 15) - G \cdot c_p \cdot (560 - 15)}{G \cdot c_v \cdot (1000 - 15)} \cdot 100$$

$$= \frac{985 - c_p/c_v \cdot 545}{985} \cdot 100 = \frac{985 - 1,4 \cdot 545}{985} \cdot 100 = 23\%.$$

Die Wärmemengen Q_1 , Q_2 und $\frac{1}{427} L = Q_1 - Q_2$ lassen sich bekanntlich ebenfalls sehr anschaulich als Flächen darstellen, und zwar in dem T - s -Schaubild. Das Bild des obigen Beispiels würde so aussehen (Abb. 4):

$$Q_1 = I \ 1 \ 2 \ II$$

$$Q_2 = II \ 3 \ 1 \ I$$

$$AL = I \ 2 \ 3 \quad \left(A = \frac{1}{427} \text{ kcal/mkg} \right)$$

$$\eta_t = \frac{\text{Fläche } 1 \ 2 \ 3}{\text{Fläche } I \ 1 \ 2 \ II};$$

Unter der „Entropie“ s braucht man sich in diesem Zusammenhang keine andere Vorstellung zu machen als: Die bei einer Zustandsänderung der Gasmenge zuzuführende Wärmemenge Q soll als Fläche dargestellt werden. Der Zuwachs dQ der Wärmemenge Q bei einer kleinen Zustandsänderung wird in zwei Faktoren zerlegt. Als den einen Faktor wählen wir die absolute Temperatur T (Abb. 5). Den anderen Faktor, der sich dann ergibt, nennen wir „Entropiezuwachs“ $ds = \frac{dQ}{T}$.

Wir benutzen diese Darstellung, weil sie auf die anschaulichste und rascheste Weise zu den „Idealprozessen“ hinführt.

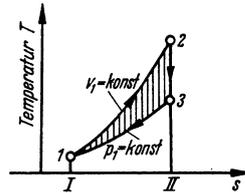


Abb. 4. T - s -Schaubild des in Abb. 1—3 abgewickelten Vorganges. Die ohne Wärmezu- und -abfuhr verlaufende „adiabatische“ Expansion bildet sich bekanntlich in dieser Darstellung als senkrechte gerade Linie ab.

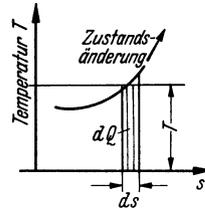


Abb. 5. Darstellung der Wärmezufuhr $dQ = T \cdot ds$ im T - s -Schaubild.

3. Idealprozesse.

Der thermische Wirkungsgrad des oben beschriebenen Beispiels einer Wärmekraftmaschine wäre offensichtlich günstiger erzielt worden, wenn die Luft vor der Erwärmung *verdichtet* (komprimiert)

worden wäre, so daß die Schaubilder des Arbeitsganges etwa so ausgesehen hätten (Abb. 6):

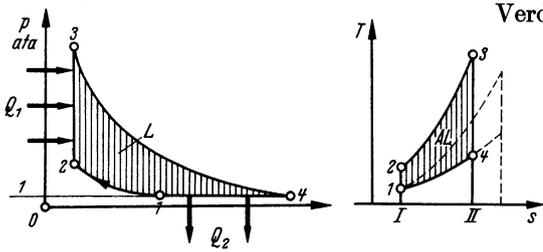


Abb. 6. Druck-Weg-Schaubild und T-s-Schaubild einer Wärmekraftmaschine mit Verdichtung.

Verdichtung von 1 nach 2.

$$\eta_t = \frac{\text{Fläche } 1\ 2\ 3\ 4}{\text{Fläche } 1\ 2\ 3\ II}$$

Das Verhältnis der Fläche AL zur Fläche Q_1 im T-s-Schaubild ist wesentlich günstiger als das im vorigen Abschnitt gezeigte, und es ist ohne weiteres klar,

daß η_t um so besser wird, je höher die Verdichtung von 1 nach 2 getrieben wird.

Wir haben also durch eine Veränderung des Arbeitsverfahrens eine größere Leistungsausbeute η_t erzielen können. Es bestehen natürlich außerdem noch mannigfache Möglichkeiten zur Veränderung des Verfahrens, z. B. durch Wärmezufuhr bei gleichzeitig ausweichendem Kolben, oder vorzeitig einsetzender Wärmeabfuhr usw.

Es gilt, für die Wärmekraftmaschine aus der Fülle der Möglichkeiten den „Idealprozeß“ ausfindig zu machen, bei dem in den gegebenen Grenzen der beste thermische Wirkungsgrad erzielt werden kann.

Je nachdem, welche Grenzen man einhalten will oder muß, erhält man verschiedene Idealprozesse. Aus den folgenden Bildern ersieht man deutlich, daß der Idealprozeß jedesmal durch seine Grenzen selbst sowie durch 2 Adiabaten bestimmt wird; z. B.

1. Temperaturgrenzen. Idealprozeß = „Carnot-Prozeß“.

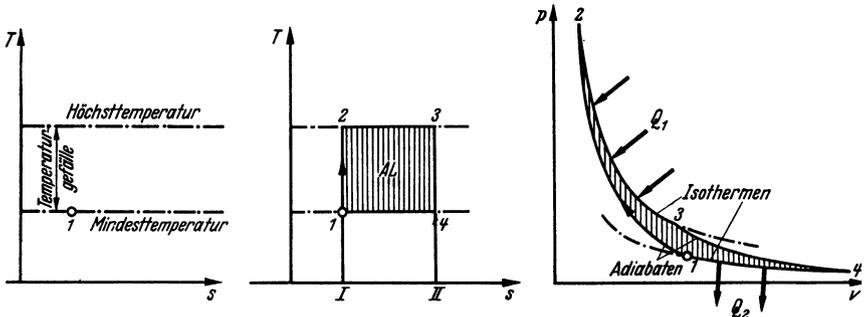


Abb. 7. Günstigster Prozeß zwischen zwei gegebenen Temperaturgrenzen.

Theoretisch-thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$.

2. Druckgrenzen. Idealprozeß = „Clausius-Rankine-Prozeß“.

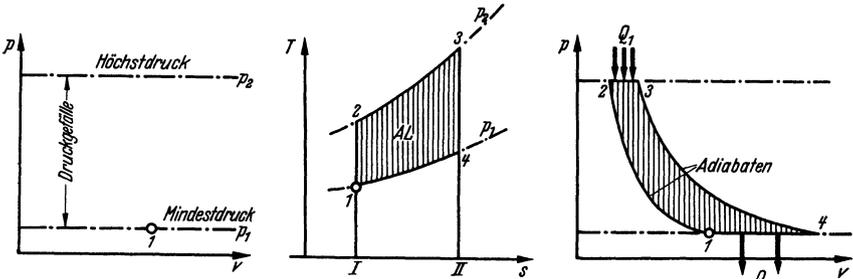


Abb. 8. Günstigster Prozeß zwischen zwei gegebenen Druckgrenzen.

Theoretisch-thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$.

3. Raumgrenzen. Idealprozeß = „Gleichraum-Prozeß“.

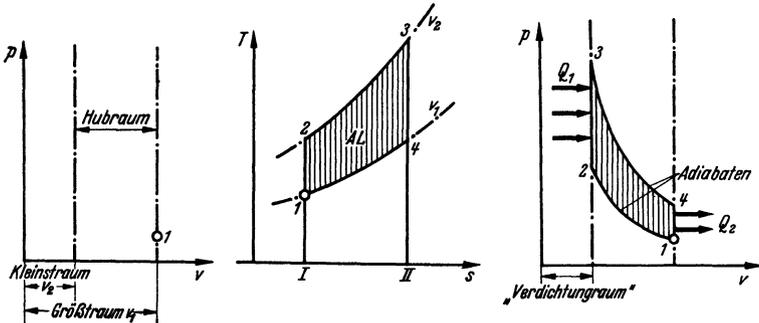


Abb. 9. Günstigster Prozeß zwischen zwei gegebenen Raumgrenzen.

Theoretisch-thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th} = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\kappa-1}$.

Man sieht bei Betrachtung dieser 3 Abbildungen leicht ein, daß der beste Prozeß tatsächlich jeweils durch die Begrenzungen selber und 2 Adiabaten gebildet wird. Die Wärmezufuhr hat längs der oberen Grenze zu erfolgen, die Wärmeabfuhr längs der unteren Grenze. Der Übergang von Grenze zu Grenze hat ohne Wärmezufuhr und ohne Wärmeabfuhr, d. h. „adiabatisch“ zu geschehen. Jede Änderung an diesem Bild würde das Verhältnis $\frac{AL}{Q_1} = \eta_t$ kleiner machen.

Die Natur selber liefert als *untere* Grenze die *Temperatur der Umgebung*, an die wir die Wärme Q_2 abführen müssen. Ein

Unterschreiten dieser Temperatur — etwa durch künstliches Fortsetzen der Expansion — ist für die Wärmekraftmaschine zwecklos, da auf solche Weise kein zusätzlicher Leistungsgewinn mehr erzielbar wäre. Man hätte folglich — wie beim Carnot-Prozeß — der eingeschlossenen Gasmenge die Wärmemenge Q_2 während einer *isothermischen Verdichtung* bei der gegebenen Umgebungstemperatur zu entziehen, wozu aber wegen der bekannten Trägheit der Wärmeübertragung sehr lange Zeiten und sehr große Wärmeaustauschflächen zur Verfügung stehen müßten.

Die *obere* Grenze für unsere Wärmekraftprozesse wird uns dagegen nicht durch die Natur gesetzt, sondern durch die Eigenschaften unserer Maschinen und Geräte, deren Werkstoffe und Bauformen nicht beliebig hohe Temperaturen oder Drücke aushalten.

Die *Kolbenkraftmaschinen*, von denen in diesem Buche fast ausschließlich die Rede sein wird, sind nun, im Gegensatz zu den Turbinen, *nicht* unmittelbar durch die *Höchsttemperaturen* (rund 2000°C) des Arbeitsprozesses gefährdet. Innerhalb der Wände der Kolbenmaschine wiederholt sich ja in rascher Folge stets das gleiche, zwischen hohen und niedrigen Temperaturen wechselnde Arbeitsspiel, so daß die Wände nur eine *Durchschnittstemperatur* wahrnehmen.

Demnach sind für den gesuchten „vollständigen Idealprozeß“ folgende Begrenzungen gegeben: *Höchster zulässiger Druck*, bei dessen Überschreitung der Motor der Gefahr des Platzens nahekommen würde, und *tiefste verfügbare Umgebungstemperatur*, deren Unterschreitung nutzlos wäre (Abb. 10).

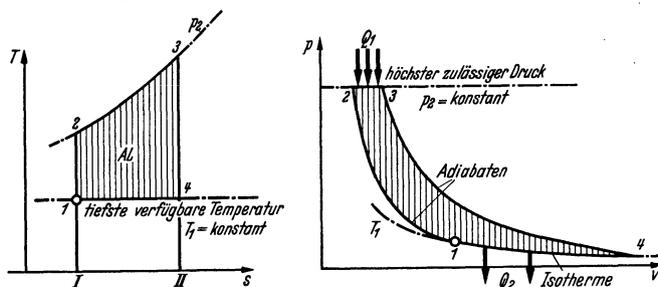


Abb. 10. Vollständiger Idealprozeß.

Höchstmögliche Ausbeute an mechanischer Arbeit zwischen dem höchsten zulässigen Druck und der tiefsten verfügbaren Temperatur.

Offenbar wird jene Kraftmaschine die günstigste Leistungsausbeute ergeben, deren Konstruktion einen möglichst hohen Höchst-

druck zuläßt, und deren Arbeitsverfahren sich dem beschriebenen „vollständigen Idealprozeß“ möglichst annähert.

Die heute üblichen Arbeitsverfahren bei Kolben-Brennkraftmaschinen unterscheiden sich aus verschiedenen Gründen in folgenden hauptsächlichsten Punkten vom vollständigen Idealprozeß:

1. Angesichts der schon erwähnten Schwierigkeit, die isothermische Verdichtung eines Gases — mit Wärmeabfuhr bei verschwindend kleinem Temperaturgefälle gegenüber der Umgebung! — praktisch durchzuführen, verdient der unterhalb der p_1 -Linie liegende Zipfel nur theoretisches Interesse (Abb. 11). Man macht von der Möglichkeit, den Gasinhalt unter den Atmosphärendruck zu entspannen, keinen Gebrauch.

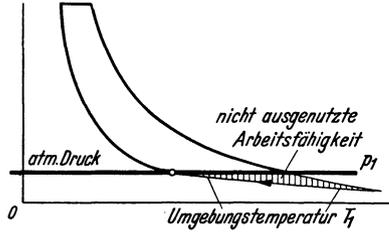


Abb. 11. Verzicht auf Unterdruckzipfel.

2. Man verzichtet auf *vollständige* Expansion (Abb. 12), denn ihre restlose Verwirklichung würde einen sehr großen Kolbenhub verlangen, bei dessen Durchlaufen am Ende mehr Energie durch Kolbenreibung verzehrt werden würde, als durch den Zipfel der p - v -Fläche gewonnen werden könnte.

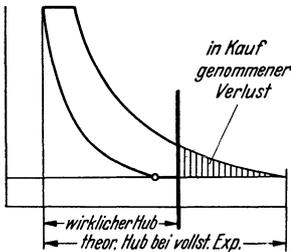


Abb. 12. Verzicht auf vollständige Expansion bei Kolbenmaschinen.

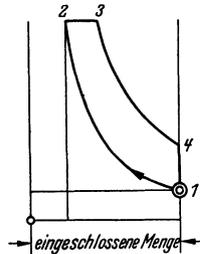


Abb. 13. Möglichst große arbeitende Luftmenge.

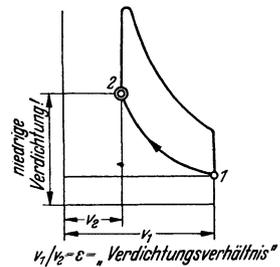


Abb. 14. Beschränkung der Verdichtungshöhe.

3. Bei Brennkraftmaschinen, in denen die Zufuhr der Wärmemenge Q_1 durch *Verbrennen von Brennstoff im Zylinderinnern* erfolgt, muß eine möglichst große Frischluftmenge, deren Sauerstoff ja zur Verbrennung nötig ist, am Prozeß teilnehmen. Man beginnt daher mit der Verdichtung (Punkt 1) möglichst im Kolbentotpunkt, wo das größtmögliche Luftvolumen eingeschlossen ist (Abb. 13).

4. Bei dem später noch zu erklärenden „Otto“-Prozeß, der *zündfähiges* Brennstoff-Luftgemisch verdichtet, darf eine gewisse Verdichtungstemperatur wegen der Gefahr selbsttätiger Vorzündung nicht überschritten werden (Abb. 15). Man ist also *im Verdichtungsverhältnis beschränkt* (Abb. 14). Beim „Diesel“-Prozeß, wo reine Frischluft verdichtet wird, besteht diese Gefahr nicht. Der Dieselmotor dürfte tatsächlich, wie es der Idealprozeß fordert, die Verdichtung bis zum zulässigen Höchstdruck treiben, sofern erreicht werden könnte, daß während der nachfolgenden Verbrennung der Druck nicht mehr ansteigt. Andernfalls muß man natürlich mit dem Verdichtungsdruck genügend niedrig bleiben, um nach dem Hinzukommen des Druckanstieges während der Verbrennung den zulässigen Höchstdruck nicht zu überschreiten.

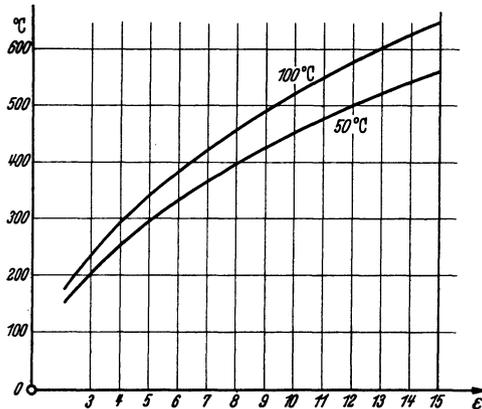


Abb. 15. Abhängigkeit der Verdichtungstemperatur vom Verdichtungsverhältnis ϵ (Die Verdichtungstemperaturen sind — ausgehend von einer Anfangstemperatur 50°C bzw. 100°C — mit einem Exponenten $\kappa = 1,35$ errechnet worden.)

Diese Abweichungen vom Idealprozeß sind also mehr oder minder freiwillige Zugeständnisse an den praktischen Maschinenbau bzw. an die heute bevorzugte Methode, die Wärmemenge Q_1 durch innere Verbrennung eines Brennstoff-Luftgemisches im Motor zu entfesseln.

Man geht soweit, daß man sogar in die Muster- oder Vergleichsprozesse, mit denen man den Gütegrad des Arbeitsverfahrens ausgeführter Maschinen vergleicht, die oben aufgezählten Abweichungen als Gegebenheiten aufgenommen, also neue Idealprozesse aufgestellt hat, deren thermischer Wirkungsgrad von vornherein kleiner ist, als der bestmögliche des vollständigen Idealprozesses.

Man benutzt folgende Vergleichsprozesse:

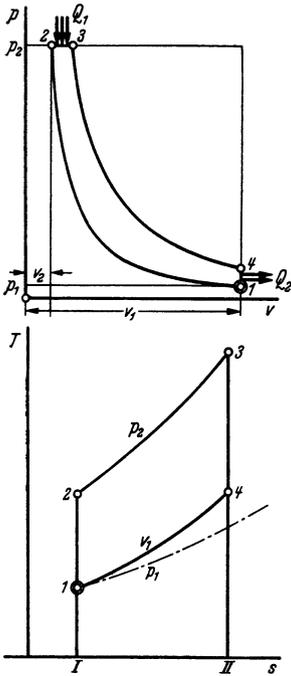


Abb. 16.

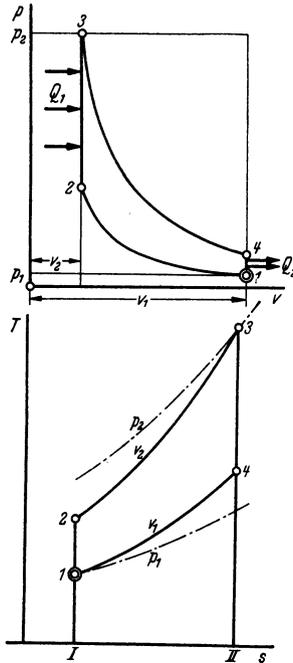


Abb. 17.

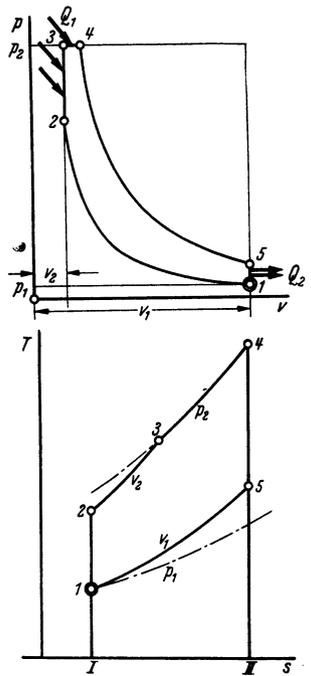


Abb. 18.

Abb. 16. Gleichdruckprozeß.

Verdichtungsbeginn im unteren Totpunkt. Adiabatische Verdichtung bis auf Höchstdruck. Allmähliche Wärmezufuhr (Verbrennung) ohne Drucksteigerung. Adiabatische Expansion bis Hubende. Wärmeabfuhr (Auspuff) im unteren Totpunkt.

Abb. 17. Gleichraumprozeß.

Verdichtungsbeginn im unteren Totpunkt. Begrenzte adiabatische Verdichtung. Wärmezufuhr (Verpuffung) mit plötzlicher Drucksteigerung im oberen Totpunkt. Adiabatische Expansion bis Hubende. Wärmeabfuhr (Auspuff) im unteren Totpunkt.

Abb. 18. Seiliger-Prozeß.

Verdichtungsbeginn im unteren Totpunkt. Begrenzte adiabatische Verdichtung. Wärmezufuhr zunächst mit plötzlicher Drucksteigerung, dann bei gleichbleibendem Höchstdruck. Adiabatische Expansion bis Hubende. Wärmeabfuhr (Auspuff) im unteren Totpunkt.

Es ist wichtig, sich klar zu machen, welche Forderungen mit diesen Musterprozessen gestellt sind. Sie verlangen Wärmezufuhr Q_1 nach ganz scharf bestimmtem Verlauf, Beendigung der Wärmezufuhr vor Beginn der Expansion, „adiabatische“ Expansion ohne Wärmezufuhr oder -abfuhr, Abfuhr der Wärmemenge Q_2 erst bei Erreichung des unteren Totpunktes, möglichst hohe adiabatische Verdichtung. Und selbst wenn alle diese theoretischen Forderungen

genau erfüllt und verwirklicht wären, wäre der Wirkungsgrad erheblich kleiner als 1, eben wegen der oben erklärten Notwendigkeit der nach vollendeter Expansion unweigerlich abzuführenden Wärmemenge Q_2 .

Gleichdruck- und Gleichraumprozeß sind leicht als Sonderfälle des Seiliger-Prozesses zu erkennen. Der Gleichdruckprozeß mit der vollständigen adiabatischen Verdichtung kommt zweifellos dem Idealprozeß am nächsten und hat daher auch bei gleichem Höchstdruck den besten Wirkungsgrad. Das Schaubild Abb. 19 gibt einen Überblick, wie sich der Wirkungsgrad η_{th} dieser Musterprozesse mit der Festsetzung des Höchstdruckes $p_3 = \delta \cdot p_1$ ändert. Der Wirkungsgrad rückt augenfällig höher, wenn der zulässige Höchstdruck höher angesetzt wird. Das Anwachsen von η_{th} mit dem Verdichtungsverhältnis ε geht bei kleinen Werten von ε recht steil vor sich, bei höheren Werten von ε dagegen ist der Anstieg nur flach, so daß dann durch höhergetriebene Verdichtung keine lohnende Verbesserung mehr erzielbar wird. Auch die Menge der in den Prozeß eingeführten Wärme Q_1 ist von Einfluß auf den Wirkungsgrad, wie man aus dem Schaubild entnehmen kann, wo längs jeder Kurve der Wert Q_1 konstant angenommen ist.

Die Wirklichkeit kann aber diese Forderungen gar nicht genau erfüllen. Der wirkliche thermische Wirkungsgrad η_t eines Motors bleibt doch leider hinter dem theoretischen Bestwirkungsgrad η_{th} des Musterprozesses ziemlich weit zurück. Der Grad der Annäherung an den Vergleichsprozeß wird durch den Gütegrad

$$\eta_g = \frac{\eta_t}{\eta_{th}} \text{ ausgedrückt.}$$

Die hauptsächlichlichen Abweichungen, welche den Gütegrad herabdrücken, sind:

1. *Unprogrammmäßige Wärme-Zufuhr.* 2. *Unprogrammmäßige Wärme-Abfuhr.*

Zu 1. Die Wärmezufuhr erfolgt durch Verbrennung eines Brennstoff-Luftgemisches. Der Verbrennungsverlauf kann praktisch kaum so gut, genau und sicher gesteuert und beherrscht werden, daß das scharfe Wärmezufuhrprogramm des Vergleichsprozesses verwirklicht wird. Das Ende der Verbrennung zieht sich zudem in vielen Fällen bis weit in die Expansion hinein („Schleichende Verbrennung“, „Nachbrennen“). Am ehesten gelingt die Regelung des Verbrennungsverlaufes bei dem später näher erklärten Dieselmotor, da man dort den Zeitpunkt und die Regelung des Brennstoffnachsches bei der Einspritzung in der Hand hat.

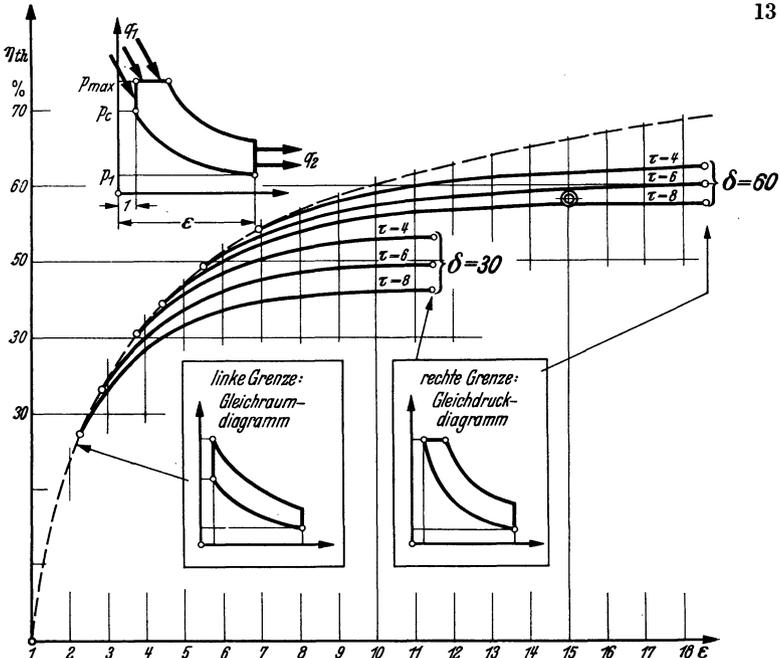


Abb. 19. Theoretischer thermischer Wirkungsgrad η_{th} von Seiliger-Prozessen.

Der thermische Wirkungsgrad dieses Musterprozesses (vergl. Abb. 18!) ist

$$\eta_{th} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v (T_5 - T_1)}{q_1}$$

Hierin ist:

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3) \text{ kcal/kg Gas,}$$

woraus

$$T_4 = \frac{q_1}{c_p} - \frac{c_v}{c_p} (T_3 - T_2) + T_3$$

Nun ist aber

$$\frac{c_p}{c_v} = \kappa, \quad \frac{v_1}{v_2} = \epsilon, \quad \frac{p_3}{p_1} = \delta, \quad v_3 = v_2, \quad p_4 = p_3, \quad v_5 = v_1$$

und nach bekannten Gleichungen der Wärmelehre:

$$T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{\kappa-1}, \quad p_2 = p_1 \cdot \epsilon^\kappa, \\ T_3 = T_2 \cdot \frac{p_3}{p_2}, \quad v_4 = v_3 \frac{T_4}{T_3}, \quad T_5 = T_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^{\kappa-1}$$

Für T_5 ergibt sich hiernach:

$$T_5 = T_1 \cdot \frac{1}{\delta^{\kappa-1}} \cdot \left[\frac{q_1}{c_p \cdot T_1} + \frac{\kappa-1}{\kappa} \cdot \frac{\delta}{\epsilon} + \frac{\epsilon^{\kappa-1}}{\kappa} \right] \kappa$$

und endlich:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\left[\frac{q_1}{c_p \cdot T_1} \cdot \frac{\epsilon}{\delta} + \frac{\kappa-1}{\kappa} + \frac{\epsilon^\kappa}{\kappa \delta} \right] \kappa - \frac{\epsilon^\kappa}{\delta}}{\frac{q_1}{c_p \cdot T_1} \cdot \kappa \cdot \frac{\epsilon^\kappa}{\delta}}$$

Nach dieser Gleichung sind die oben abgebildeten Kurvenscharen ausgerechnet. Die Größengruppe $\frac{q_1}{c_p \cdot T_1}$ ist zur Abkürzung mit τ bezeichnet worden. Für κ wurde 1,40 angenommen.

Beispiel: Ein Dieselmotor mit dem Raumverhältnis $\epsilon = 15$, in welchem als Höchstdruck 60 ata zugelassen werden mögen, soll mit Gasöl vom Heizwert 10000 kcal/kg betrieben werden, und zwar mit einem Gemischverhältnis von 1 kg Gasöl auf 18 kg Luftfüllung.

$$\epsilon = 15, \quad \delta = \frac{60}{1}, \quad q_1 = \frac{10000}{18+1} = 527 \text{ kcal/kg Gas,}$$

$$c_p = 0,25 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}, \quad T_1 = 273 + 20, \quad \tau = \frac{q_1}{c_p \cdot T_1} = \frac{527}{0,25 \cdot 293} = 7,2$$

In dem oben abgebildeten Schaublatt wird abgelesen: Theoretischer thermischer Wirkungsgrad bei musterhaftem Verlauf des Prozesses: $\eta_{th} = 58\%$.

Zu 2. Leider geht an die Metallmasse der den Verbrennungsraum umgebenden *Wände des Motors zur Unzeit Wärme aus dem Prozeß heraus*, die sie zum größten Teil nach außen an die Luft oder das Kühlwasser abführen, zum anderen Teil speichern und dem Prozeß zur Unzeit wieder zuleiten. Diese Wandungswirkungen schädigen wegen ihrer Programmwidrigkeit den Gütegrad ungemein, namentlich im Augenblick der Zündung und Verbrennung, wo gänzlich abweichend vom Musterprozeß die kaum glaubliche Menge von etwa 10% (und mehr!) der zugeführten Wärme Q_1 sofort ungenutzt zu verschwinden pflegt und dem Arbeitsprozeß verloren geht. Diese Verluste sind um so größer, je heftiger die Wirbelung der Gase im Verbrennungsraum, je größer und kälter die Wandflächen, und je höher die Gastemperaturen sind.

Weitere Umstände, die den Gütegrad herabsetzen, sind:

3. Unvollständige Verbrennung, d. h. unvollständige Entwicklung der nach dem Heizwert des Brennstoffes zu erwartenden Wärmemenge Q_1 infolge Sauerstoffmangels, kalter Wände oder sonstiger ungünstiger Umstände.

4. Drosselwirkungen beim Ein- und Ausströmen des Gases, welche Druckverluste und entsprechende Einbußen an Diagrammfläche bedingen.

5. Undichtigkeiten des Kolbens und der Ventile, die einen Teil des arbeitenden Gases nach außen entweichen lassen.

Diese sind begrifflicherweise bei höheren Verdichtungs- und Zündrücken und bei ausgelaufenen Laufbüchsen größer.

II. Die Brennkraftmaschine.

1. Arbeitsverfahren der Verbrennungsmotoren.

Die Zufuhr der Wärme Q_1 erfolgt durch Verbrennen des zündfähigen Brennstoff-Luftgemisches im Zylinder. Da zur Verbrennung eines kg Brennstoffes eine ganz bestimmte Luftmenge benötigt wird, ist die Höchstmenge des bei einem Arbeitsablauf verbrennbaren Brennstoffes durch den im Zylinder befindlichen Vorrat von Luft begrenzt.

Die Abfuhr der Wärme Q_2 erfolgt durch Ausstoßen der heißen Verbrennungsgase aus dem Zylinder nach der Expansion.

Nach dem Ausstoßen der Abgase muß der *Zylinder mit frischer Ladung gefüllt* werden, die eingesaugt oder hineingedrückt werden muß.

Der *Viertaktmotor* erfüllt die vorgenannten Aufgaben in einem Ablauf von *vier* Kolbenhüben:

1. Einsaugen frischer Ladung,
2. Verdichtung,
3. Zündung und Expansion,
4. Ausschleiben der Abgase.

Der Viertaktmotor braucht also 2 Umdrehungen der Kurbelwelle zum einmaligen Ablauf seines Arbeitsverfahrens. Daher dreht

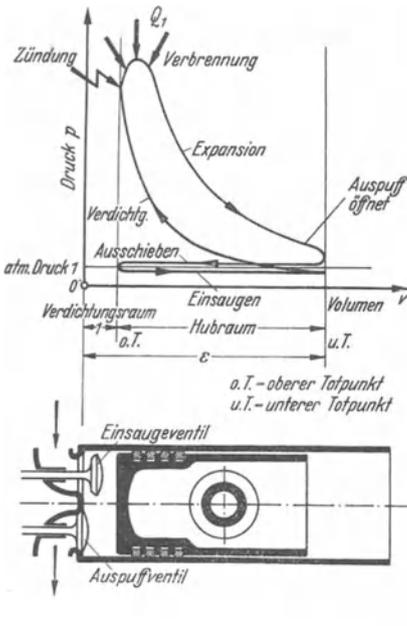


Abb. 20. Arbeitsverfahren
des Viertaktmotors.

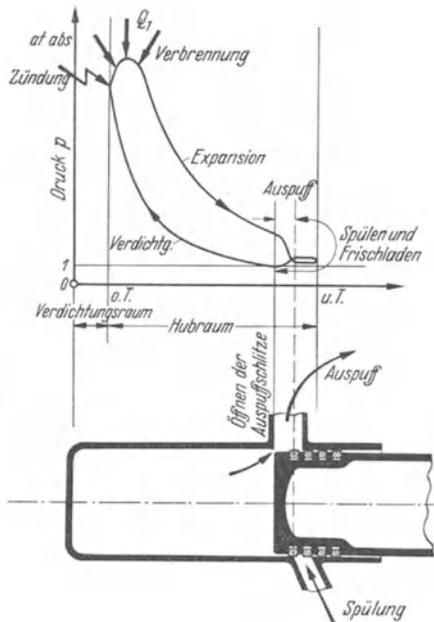


Abb. 21. Arbeitsverfahren
des Zweitaktmotors.

sich die Steuerwelle, welche das Öffnen und Schließen der Ventile zu betätigen hat, mit der *halben* Motordrehzahl.

Der *Zweitaktmotor* spart die beiden Takte des Einsaugens und Ausschleibens. Der Wechsel des Zylinderinhaltes geschieht nach der Expansion in unmittelbarer Nähe des unteren Totpunktes, so daß bei Beginn der Verdichtung das Abgas entfernt und die frische Ladung eingefüllt ist. Das Ausstoßen der Abgase erfolgt fast allgemein durch *Auspuffschlitze*, welche vom Arbeitskolben normalerweise abgedeckt und nur in der Nähe des unteren Totpunktes

geöffnet werden. Nachdem die Abgase sich entspannt haben, wird frische Ladung durch Ventile oder Schlitze eingeblasen, welche die restlichen Abgase „ausspült“ und das Zylinderinnere füllt. Beim

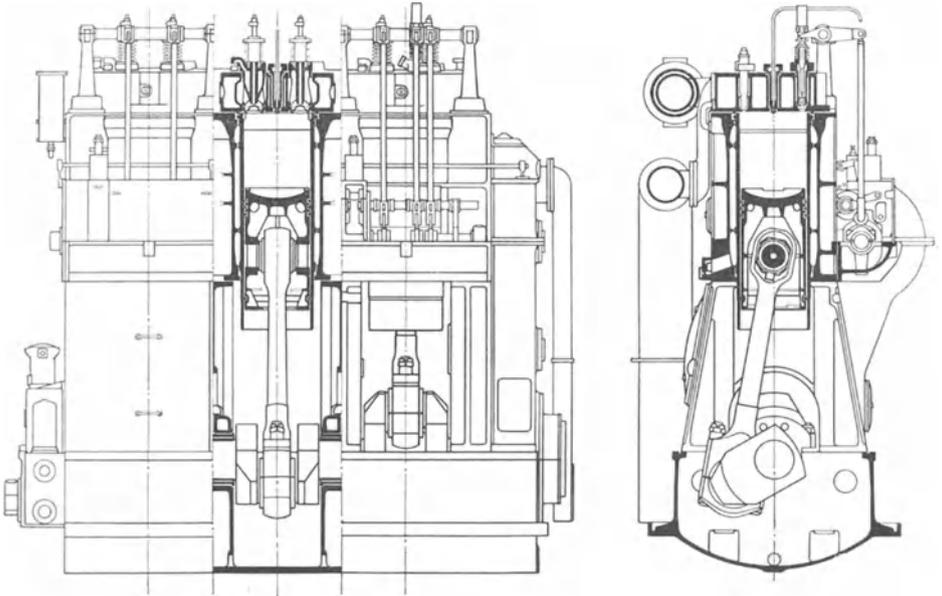


Abb. 22. Viertakt-Dieselmotor der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (MAN). Drei Arbeitszylinder, Tauchkolbenbauart, unmittelbare Brennstoffeinspritzung durch nockenbetätigte Hochdruckbrennstoffpumpe. Im Längsschnitt sind im Deckel sichtbar: das wassergekühlte Auspuffventil, die Einspritzdüse und das Einlaßventil, im Querschnitt Sicherheitsventil, Einspritzdüse und Anlaßventil, das zum Anfahren mittels Druckluft dient. Die eingesetzte Laufbüchse ist wassergekühlt, ebenso der Zylinderdeckel und das Auspuffrohr. Steuerwellenantrieb durch Stirnräder am Maschinenende mit Übersetzung 2:1.

Rücklauf des Arbeitskolbens beginnt die Verdichtung in dem Augenblick, wo die Auspuffschlitze überdeckt werden.

Der Zweitaktmotor arbeitet also nach folgendem Schema:

1. *Verdichtung*,
2. *Arbeitstakt* (Zündung, Verbrennung, Expansion, Auspuff, Spülung und frische Füllung).

Der Zweitaktmotor leistet bei *jeder* Umdrehung der Kurbelwelle einen Arbeitstakt. Die Steuerwelle für etwa vorhandene Ventile und Brennstoffpumpe muß mit einer Drehzahl umlaufen, die der Motordrehzahl gleich ist. Bei Schlitzzspülung kommen jedoch gesteuerte Ventile im Zylinderdeckel in Fortfall.

Rein äußerlich unterscheiden sich Viertakt- oder Zweitaktmotor folgendermaßen:

Der *Viertaktmotor* hat in jedem Zylinderdeckel mindestens ein Einlaßventil und ein Auslaßventil. Einsaugleitung und Auspuffleitung gehen von den *Zylinderköpfen* aus. Einlaß- und Auslaßventile werden von einer Nockenwelle (oder Exzenterwelle) aus mittels Stangen, Hebeln usw. taktmäßig betätigt. Die Nockenwelle („Steuerwelle“) läuft mit halber Motordrehzahl. Die Tatsache, daß ein einzelner Zylinder

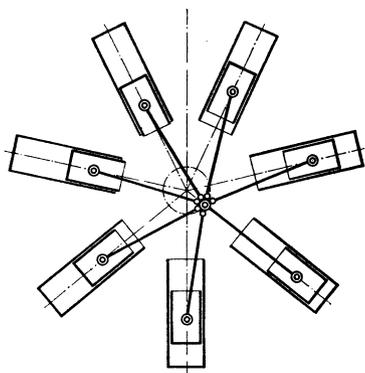


Abb. 23. Sternmotor.

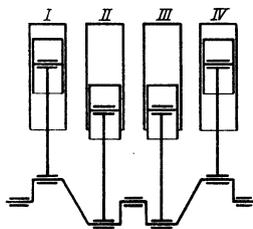


Abb. 24. Reihenmotor.

nur jede zweite Umdrehung einen Arbeitshub leistet, und das Bestreben, bei Mehrzylindermotoren aufeinanderfolgende Zündungen in gleichen Abständen zu erzielen, führen zu folgenden Nutzanwendungen:

Viertakt-Sternmotoren erhalten ungerade Zylinderzahl.

Viertakt-Reihenmotoren mit geradzahlgiger Zylinderzahl erhalten paarweise gleichgerichtete Kurbelkröpfungen.

Der *Zweitaktmotor* hat gewöhnlich keinerlei Ventile im Zylinderdeckel, da Auspuff und Einlaß durch Schlitze in Mantel und Laufbüchse erfolgen. Im Zylinderdeckel sitzt dann lediglich die Zündkerze bzw. Einspritzdüse, und allenfalls — bei Großmotoren — selbsttätiges Sicherheitsventil und ferngesteuertes Anlaßventil. Eine Steuerwelle für Ventilbetätigung ist daher in der Regel nicht vorhanden. Spülluftleitung und Auspuffleitung schließen im unteren Teil des Zylinders an den Mantel an. Zweitakt-Sternmotoren können geradzahlige Zylinderanzahl aufweisen. Zweitakt-Reihenmotoren vermeiden gleichgerichtete Kurbelkröpfungen. Doppeltwirkende Zweitaktmotoren vermeiden sogar *entgegengesetzt* gerichtete Kurbelkröpfungen und bevorzugen daher ungerade Zylinderzahlen. Ein Zweitaktmotor hat ein gleichförmigeres Drehmoment als ein

Viertaktmotor gleicher Zylinderzahl und benötigt daher ein kleineres Schwungrad.

Der Zweitaktmotor bläst die frische Ladung mit einem gewissen Druck ins Zylinderinnere hinein. Er besitzt also ein angehängtes oder auch getrennt angetriebenes Gebläse. Bei manchen einfachwirkenden Zweitaktmotor-Bauarten allerdings

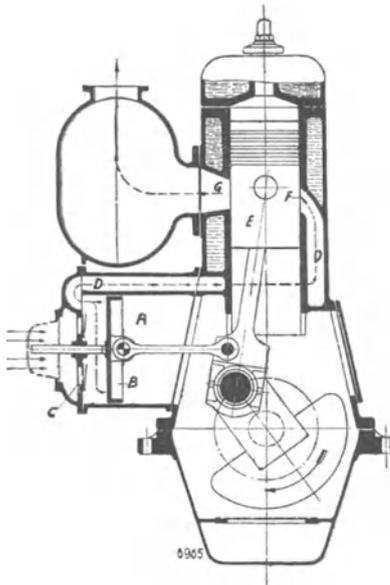


Abb. 25. Deutz-Zweitakt-Dieselmotor (Schema).

In der seitlich angehängten Spül- und Luftpumpe *A* bewegt sich der Gebläsekolben *B* und saugt durch die Rückschlagklappen *C* Frischluft ein, die er durch die Luftkanäle *D* ins Innere des Arbeitszylinders drückt, wenn der Arbeitskolben *E* in der Nähe seines unteren Totpunktes die Spülschlitze *F* freigibt. Die Abgase entweichen durch die Auspuffschlitze *G*.

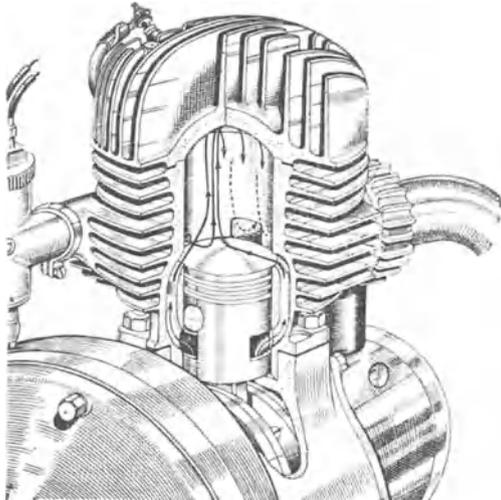


Abb. 26.

Zündapp-Zweitakt-Vergasermotor

mit Kurbelkastengebläse. Der Arbeitskolben saugt beim Aufwärtsgang aus dem links sichtbaren Vergaser das Benzinluftgemisch in den Kurbelkasten, wo es beim Abwärtsgang des Arbeitskolbens verdichtet wird. In der gezeichneten Tiefstellung des Kolbens bläst das Gemisch auf den durch Pfeile deutlich gemachten Wegen ins Zylinderinnere über und spült („Dreistromspülung“) die Abgase durch die Auspuffschlitze hinaus.

übernimmt die Unterseite des Arbeitskolbens diese Luftverdichtungsarbeit, so daß der Kurbelraum zum Gebläse wird.

Der Kreuzkopfzapfen eines einfach wirkenden Zweitaktmotors wird im Laufe des Arbeitsspiels niemals entlastet, so daß für die Schmierung dieser Lager besondere Sorgfalt nötig ist. Man sieht daher besonders kräftige Kreuzkopfbauarten mit geringen spezifischen Flächendrücken, man findet gesonderte Hochdruck-

schmierung der Kreuzkopfpapfen durch Posaunen, oder durch an den einzelnen Kreuzköpfen selbst angehängte kleine Kolbenpumpen.

2. Gemischbildung.

Man hat zwei wesentlich voneinander verschiedene Verfahren zu unterscheiden:

1. Das „*Otto-Verfahren*“.
2. Das „*Diesel-Verfahren*“.

Beim *Otto-Motor* wird fertiges, zündfähiges Brennstoff-Luftgemisch in den Zylinder eingeführt und während des Verdichtungshubes verdichtet. Die Verbrennung wird in der Nähe des oberen Totpunktes durch Fremdzündung — z. B. elektrischen Funken — eingeleitet. Die Verbrennung erfolgt meist mit heftigem augenblicklichen Druckanstieg, so daß das Diagramm des Druckablaufes ähnlich dem Schaubild des „Gleichraumprozesses“ (vgl. S. 11) auszufallen pflegt. Daher auch die Bezeichnung: Verpuffungsmotor, Explosionsmotor. Das *Otto-Verfahren* findet Anwendung bei gasförmigen Brennstoffen (in Gasmotoren) und bei leichtflüchtigen flüssigen Brennstoffen, die man der eingesaugten Luft als Dampf oder Nebel beimischt (Vergasermotoren).

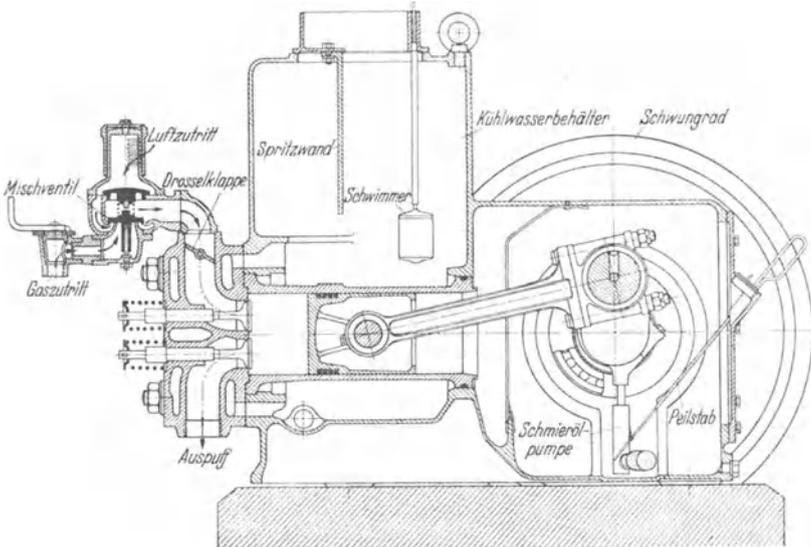


Abb. 27. Liegender Viertakt-Sauggasmotor der Firma Deutz. Arbeitszylinder mit auswechselbarer Laufbüchse, Kugellagerung der Kurbelwelle, Regelung durch Drosselklappe.

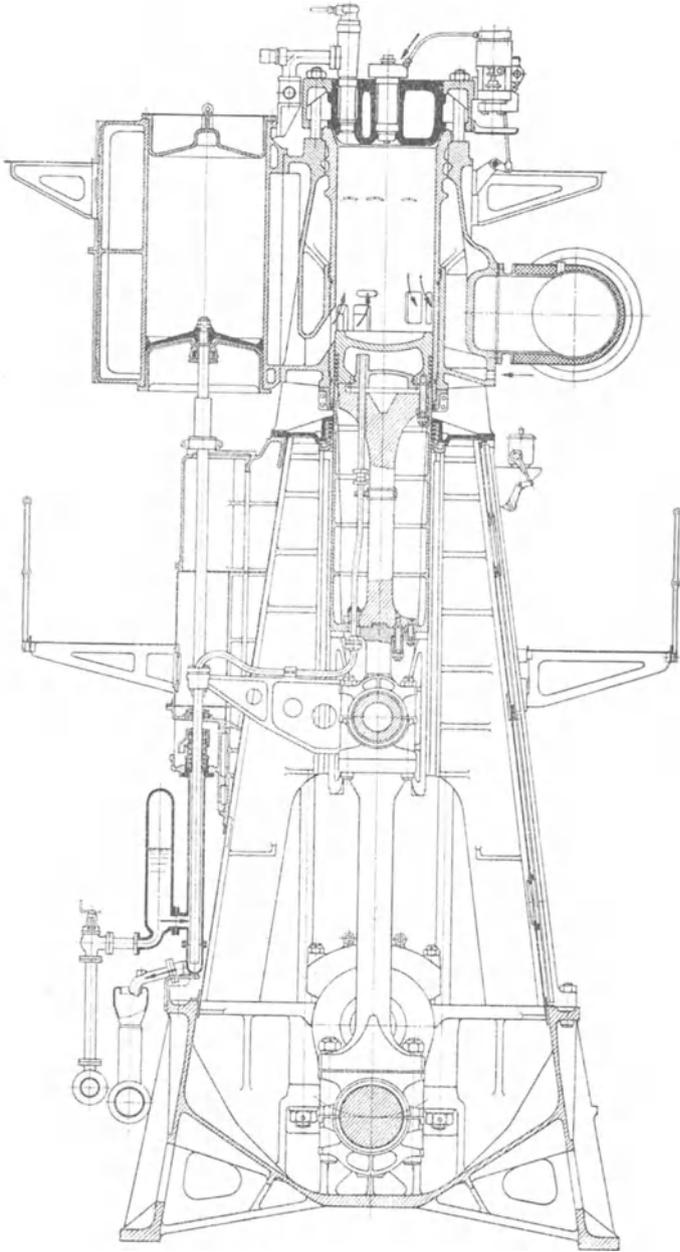


Abb. 28. (Erklärung s. S. 21.)

Wegen der Gefahr der Selbstzündung des Gemisches vor Vollen-
dung des Verdichtungshubes darf die *Verdichtung nicht zu hoch*
getrieben werden. Die folgende Tafel gibt Werte für das Ver-
dichtungsverhältnis bei verschiedenen Brennstoffen an, die natürlich
entsprechend den verschiedenen Zündeigenschaften der einzelnen
Brennstoffe verschieden sind.

Übliche Verdichtungsverhältnisse ϵ bei Otto-Motoren.

Brennstoff	ϵ	Brennstoff	ϵ
Benzin	5 : 1	Leuchtgas	6 : 1
Benzol	6 : 1	Gichtgas	6,5 : 1
Reiner Alkohol . .	12 : 1	Koksofengas	5 : 1
	(Rennmotor)	Holzgas	9 : 1
		Generatorgas	7 : 1
		Methan.	8 : 1

Auch die später (S. 60) beschriebene Erscheinung des „Klop-
fens“ zwingt zur Beschränkung der Verdichtung. Aus den gleichen
Gründen müssen die *Wände* des Otto-Motors trotz den damit ver-
bundenen Verlusten und Nachteilen *möglichst kühl* gehalten werden
(vgl. Abb. 15!).

*Beim Dieselmotor wird jedoch reine Verbrennungsluft in den
Zylinder eingeführt und verdichtet.* Die Gefahr einer Selbstzündung
ist bei dieser natürlich nicht vorhanden, so daß man durch *hohe*
Verdichtung (etwa 30 at) einen sehr guten thermischen Wirkungs-
grad η erzielen kann (vgl. S. 11). Der Brennstoff wird erst kurz
vor dem oberen Totpunkt in den Verbrennungsraum gedrückt,
wobei natürlich in kürzester Zeit eine verbrennungstechnisch
günstige Gemischbildung von Brennstoff und Verbrennungsluft
erzielt werden muß („Zerstäubung“, „Durchwirbelung“). Fremd-
zündung ist *nicht* erforderlich (allenfalls bei kaltanlaufendem
Motor während weniger Takte!), da der hochverdichtete Zylinder-
inhalt durch die Verdichtung eine höhere Temperatur angenommen

Abb. 28. Zweitakt-Großdiesel-Schiffsmaschine der Germaniawerft Krupp, Kiel.
 $D = 650$ m, $H = 1250$ mm, $n = 120$ /min, $N_e = 500$ PS/Zylinder.

Einfachwirkend, Kreuzkopfbauart, unmittelbare Einspritzung. Im Deckel sind sichtbar:
Anlaßventil (zum Anfahren mittels Druckluft), Einspritzdüse, rechts daneben Einspritz-
pumpe (Archaouloff). Lauffbüchse, Deckel und Kolben sind wassergekühlt. Kühlwasserzuluß
und -abfluß zum Kolben durch Posaunenrohre. Der am Kreuzkopf ausladende Posaunenarm
treibt zugleich das seitlich angehängte Spülluft-Kolbengebläse an. Der Gebläsekolben ist
doppeltwirkend und fördert die Spülluft durch selbsttätige Sauge- und Druckventile in
den Spülluftaufnehmer, von wo sie durch fensterartige Spülschlitze kurz vor u. T. des
Arbeitskolbens in den Hubraum des Arbeitszylinders einbläst und die Abgase durch die
Auspuffschlitze ins Auspuffrohr drängt.

hat als die Entzündungstemperatur des Brennstoffes (vgl. Abb. 15!). Weil der Brennstoff bei dieser Art der Gemischbildung nicht gas- oder dampfförmig eingeführt zu werden braucht, ist das Dieselverfahren im Gegensatz zum Otto-Verfahren für schwerflüchtige flüssige Brennstoffe geeignet — z. B. Rohöl, „Dieselöl“, Teeröl — die erheblich billiger als Benzin sind. Der Name „Rohölmotor“ kennzeichnet diesen wertvollen Vorteil des Dieselverfahrens. Durch mehr oder minder rasches Einspritzen des Brennstoffes kann man den Verbrennungsverlauf von außen her beeinflussen, den beim Otto-Motor typischen explosionsartigen Druckanstieg also verhindern und z. B. das Überschreiten eines bestimmten Höchstdruckes vermeiden. Das Diagramm fällt damit mehr wie der Seiliger-Prozeß (s. S. 11) aus, und kann sogar dem Gleichdruckprozeß weitgehend angenähert werden, welcher bei gegebenen Druckgrenzen die bestmögliche Brennstoffausnutzung erzielt. Daher wird der Dieselmotor auch (wenig glücklich!) als „Gleichdruckmotor“ bezeichnet, oder zum Unterschied gegen den „Verpuffungsmotor“ als „Verbrennungsmotor“. Der thermische Wirkungsgrad des Dieselmotors wird von keiner anderen Wärmekraftmaschine erreicht.

Da die Gefahr der Vorzündung nicht besteht, können die *Wände* zwecks Verminderung der Wärmeverluste so *warm* gehalten werden, als mit Rücksicht auf die Haltbarkeit der Bauteile, der Erhaltung des Schmieröls und den Liefergrad (S. 29) möglich oder ratsam erscheint.

Rein äußerlich unterscheiden sich Otto- oder Dieselmotor folgendermaßen:

Der Zylinderdeckel des *Otto-Motors* enthält eine oder mehrere Zündkerzen, deren elektrische Funken periodisch durch eine Zündmaschine erzeugt werden müssen.

Der Otto-Motor saugt Brennstoffluft*gemisch* an. Die nach dem Otto-Verfahren arbeitenden Gasmaschinen besitzen ein *Mischventil* mit Regelklappen, Regelschiebern od. dgl. Motoren für leicht flüchtige flüssige Brennstoffe führen die Frischluft durch einen „*Vergaser*“ zwecks Vermischung mit zerstäubtem, verdampfendem Brennstoff. Die Einrichtungen zur Leistungsregelung führen zum Vergaser bzw. Mischventil.

Der *Dieselmotor* saugt reine Luft an. In der Ansaugleitung befindet sich lediglich ein Luftfilter oder ein Schalldämpfer, jedoch kein Vergaser oder Mischventil.

Der Zylinderdeckel des Dieselmotors enthält eine *Brennstoffdüse* bzw. ein *Brennstoff-Einspritzventil*. Zündkerzen fehlen.

(Manche Motoren besitzen elektrische *Glühkerzen* zur Erleichterung des Zündens beim Anfahren mit kaltem Motor.) Ältere Dieselmotoren sind mit einem *angehängten Einblase-luftverdichter* („Kompressor“) — dreistufig auf 70 at — ausgerüstet, um die zur Einspritzung und Zerstäubung des Brennstoffes gebrauchte Druckluft zu erzeugen. Auf jeden Fall besitzt der Dieselmotor eine oder mehrere *Brennstoffpumpen* mit Rohrleitung zur Brennstoffdüse im Zylinderdeckel. Die Leistungsregelung greift in den Brennstoffpumpenantrieb ein.

Der sog. *Glühkopfmotor* hat sämtliche Merkmale eines Zweitakt-Dieselmotors.

Seine Besonderheit gegenüber dem üblichen Dieselmotor besteht in der vom eigentlichen Verbrennungsraum abge schnürten ungekühlten Einspritzkammer am Zylinderkopf, deren glühende Wände zur Aufbereitung (Erwärmung, Aufspaltung, Verdampfung) und Zündung des Brennstoffes (Rohöl, Teeröl usw.) beitragen. Beim

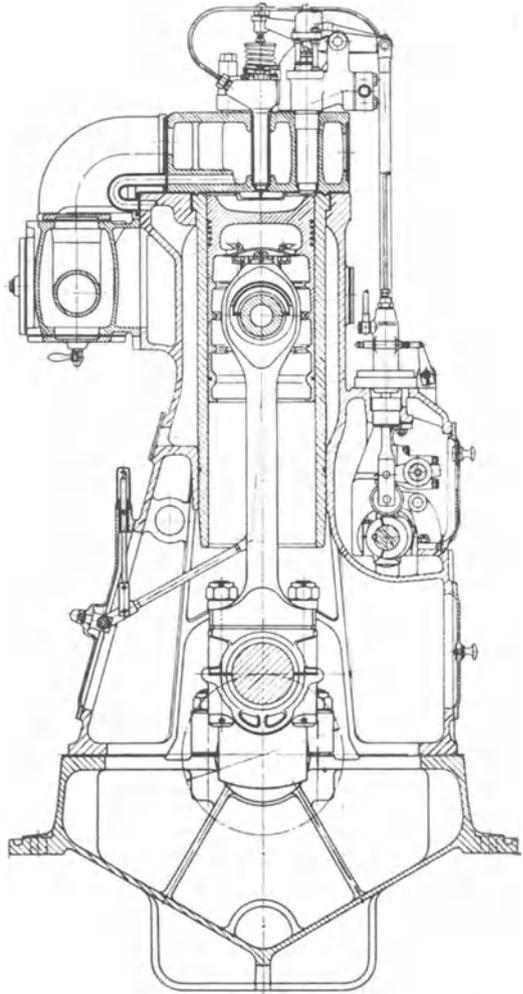


Abb. 29. Viertakt-Dieselmotor der Germaniawerft Krupp, Kiel.

Tauchkolbenbauart, unmittelbare Einspritzung durch nockenbetätigte Hochdruck-Brennstoffpumpe. Im Deckel sichtbar: Einspritzdüse und Anlaßventil. Links: gekühltes Auspuffrohr, darunter Indiziervorrichtung.

Anfahren aus kaltem Zustande pflegt dieser „Glühkopf“ durch eine Lötlampe oder durch elektrische Heizung angewärmt zu

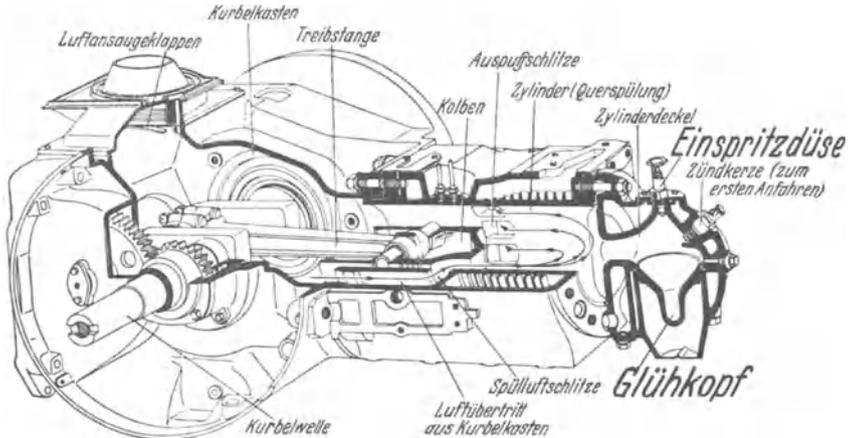


Abb. 30. Liegender Glühkopf-Zweitaktmotor („Bulldog“) der Firma Heinrich Lanz, Mannheim.

werden, oder die Zündung wird während der kurzen Anfahrzeit durch eine Zündkerze bewirkt. Trotz der niedrigen Verdichtung ($\epsilon = 9$), die dem Glühkopfmotor auch die Bezeichnung „Mitteldruckmotor“ eingebracht hat, entsteht in dem von glühend heißen Wänden eingeschlossenen Verdichtungsraum die nötige Temperatur zur Zündung des Brennstoffes. Der Glühkopfmotor saugt reine Luft an, die Gemischbildung geschieht während des Verdichtungshubes durch das Einströmen dieser Luft in die Verbrennungskammer, wo der Brennstoff lange vor dem oberen Totpunkt eingespritzt wird. Durch diese Voreinspritzung hat man allerdings die obenerwähnte Möglichkeit der Beeinflussung des Verbrennungsverlaufes aus der Hand gegeben. Es entsteht daher bei der schließlich eintretenden Entzündung des

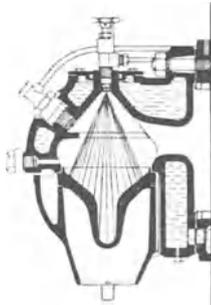


Abb. 31. Einspritzung des Brennstoffes in den Glühkopf beim Lanz-Bulldog-Motor.

Gemisches eine plötzliche Verpuffung und Drucksteigerung, die es ratsam erscheinen läßt, nicht allzu hoch zu verdichten.

Auch die später zu erklärenden neuzeitlichen Vorkammer-Dieselmotoren sind vor diese Frage gestellt, da der Einspritzverlauf

dort nicht in der gleichen Weise beherrscht werden kann wie bei den unmittelbar in den Verbrennungsraum einspritzenden Dieselmotoren. Der infolgedessen auftretende explosionsartige hohe Druckerhöhung verbietet allzuhohe Verdichtung, die jedoch immer so hoch getrieben werden muß, daß die Selbstzündung im Verdichtungstotpunkt sicher eintritt.

3. Luftbedarf, Leistung, mittlerer Druck.

Zur vollkommenen Verbrennung von 1 kg Brennstoff wird *eine ganz bestimmte Menge Sauerstoff benötigt*, die aus der chemischen Zusammensetzung des Brennstoffes berechnet werden kann. Die im Motor beim Verdichtungs- und Verbrennungs- Hub eingeschlossene Sauerstoffmenge bestimmt also die Höchstmenge des im Arbeitshub verbrennbaren Brennstoffes.

Würde man den Motor nach jedem Arbeitsspiel frisch mit reinem *Sauerstoff* füllen, so könnte man theoretisch etwa 0,4 g Brennstoff (z. B. Gasöl) in jedem Liter Hubvolumen verbrennen, man würde dabei je Arbeitstakt etwa 4 kcal/Ltr entfesseln und könnte — nebenbei gesagt — der dabei auftretenden hohen Temperaturen sicherlich nicht im entfernten Herr werden.

In Wirklichkeit arbeitet jeder Motor aus ganz natürlichen Gründen *mit Luft*. Luft ist ein Gasgemisch, das zu 21 Raumprozenten aus Sauerstoff (O_2) besteht, und im übrigen hauptsächlich aus Stickstoff (N_2), der an den Verbrennungsvorgängen nicht teilnimmt.

Die *Mindestluftmenge*, die gerade noch zur vollständigen Verbrennung eines Brennstoffes ausreicht, steht also zu dem theoretischen Sauerstoffbedarf des Brennstoffes in der einfachen Beziehung

$$L_{\min} = O_{\min} \cdot \frac{100}{21} \text{ m}^3/\text{kg Brennstoff.}$$

Alle Gasmengen, die im *Raummaß* m^3 angegeben werden, müssen auf einheitlichen Druck und einheitliche Temperatur bezogen werden, da ja die räumliche Ausdehnung einer Gasmenge von Druck und Temperatur abhängig ist. Man pflegt sich bei technischen Rechnungen auf $+15^\circ C$ und 1 at, d. i. 735 mm Barometerstand, zu beziehen.

Das Einheitsgewicht trockener Luft ist bei diesen Bedingungen $1,188 \text{ kg/m}^3$, das Einheitsgewicht des Sauerstoffes $1,312 \text{ kg/m}^3$.

Luft- und Sauerstoffbedarf eines Brennstoffes lassen sich nach einfachen Gleichungen der Feuerungschemie errechnen, oder unmittelbar aus Zahlentafeln entnehmen, wie sie auch im folgenden gegeben werden.

Die Grundbestandteile der Brennstoffe sind in der Hauptsache Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H_2), Sauerstoff (O_2), Schwefel (S),

und daneben geringe Mengen von Stickstoff (N_2), Asche und Wasser. Nennenswerte Anteile von Wasser sind nur bei Kohle und bei Spiritus (d. i. hochprozentiger Alkohol) vorhanden. Die Mengenverhältnisse zur Erzielung vollkommener Verbrennung sind durch ein paar einfache Gleichungen gegeben:

$$\begin{aligned} 12 \text{ kg Kohlenstoff} + 32 \text{ kg Sauerstoff} &= 44 \text{ kg Kohlendioxyd,} \\ 4 \text{ kg Wasserstoff} + 32 \text{ kg Sauerstoff} &= 36 \text{ kg Wasserdampf,} \\ 32 \text{ kg Schwefel} + 32 \text{ kg Sauerstoff} &= 64 \text{ kg Schwefeldioxyd.} \end{aligned}$$

Sind also von einem Brennstoff die Anteile C, O, H und S in Hundertteilen des Brennstoffgewichtes bekannt, so läßt sich der Sauerstoffbedarf O_{\min} berechnen als

$$O_{\min} = \frac{1}{100} \left(\frac{8}{3} C + 8 H - O + S \right) \text{ kg O}_2/\text{kg Brennstoff}$$

oder $O_{\min} = \frac{1}{1,312 \cdot 100} \left(\frac{8}{3} C + 8 H - O + S \right) \text{ m}^3 \text{ O}_2/\text{kg Brennstoff}$

Beispiel: Gasöl

$$C = 85\%, \quad H = 13\%, \quad O = 1,7\%, \quad S = 0,3\%;$$

$$O_{\min} = \frac{1}{100} \left(\frac{8}{3} \cdot 85 + 8 \cdot 13 - 1,7 + 0,3 \right) = 3,29 \text{ kg O}_2/\text{kg Brennstoff}$$

$$\text{oder } O_{\min} = \frac{3,29}{1,312} = 2,51 \text{ m}^3 \text{ O}_2/\text{kg Brennstoff.}$$

$$\text{Luftbedarf also: } L_{\min} = 2,51 \frac{100}{21} = 12,0 \text{ m}^3 \text{ Luft/kg Brennstoff.}$$

Die folgende Tafel enthält die genannten Werte für einige bekannte flüssige und feste Brennstoffe (Durchschnittswerte).

	Gewichtsprocente				Sauerstoffbedarf O_{\min}		Luftbedarf L_{\min}	
	C	H	O	S	kg/kg Br.	m ³ /kg Br.	kg/kg Br.	m ³ /kg Br.
Benzin	85	15	0	0	3,46	2,64	14,9	12,6
Benzol	92	8	0	0	3,08	2,35	13,3	11,2
Gasöl	85	13	1,7	0,3	3,29	2,51	14,2	12,0
Reiner Alkohol	52	13	35	0	2,09	1,59	9,0	7,6
Steinkohlenteeröl	89	7	3,5	0,5	2,90	2,22	12,5	10,6
Braunkohlenteeröl	84	11	4,3	0,7	3,08	2,35	13,3	11,2
Steinkohle	75	4	10	1	2,23	1,70	9,6	8,1

Alles bezogen auf 1 kg Brennstoff.

Bei *gasförmigen* Brennstoffen pflegt man den Luftbedarf nicht für 1 kg, sondern für 1 m³ Brennstoff (15° C und 735 mm Barometerstand) anzugeben. Dabei gestaltet sich die Berechnung des Sauerstoffbedarfes O_{\min} in m³ O₂/m³ Brennstoffgas noch viel einfacher

als oben bei den festen und flüssigen Brennstoffen, denn die chemischen Gleichungen geben ja unmittelbar die Raumverhältnisse der sich verbindenden Gase an.

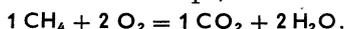
Es bedeutet z. B.:



2 Raumteile Kohlenoxyd verbrennen mit einem Raumteil Sauerstoff zu 2 Raumteilen Kohlendioxid; oder:



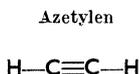
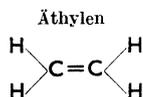
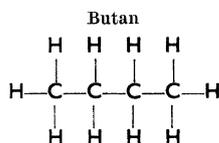
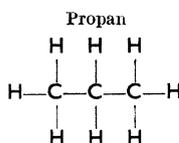
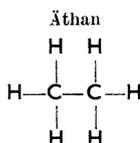
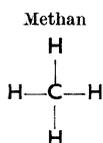
2 Raumteile Wasserstoff verbrennen mit einem Raumteil Sauerstoff zu 2 Raumteilen Wasserdampf; oder:



1 Raumteil Methan verbrennt mit 2 Raumteilen Sauerstoff zu 1 Raumteil Kohlendioxid und 2 Raumteilen Wasserdampf.

Es ist also sehr leicht, festzustellen, wieviel m³ Sauerstoff zur vollkommenen Verbrennung von 1 m³ Brennstoffgas benötigt werden. Die folgende Tafel stellt diese Zahlen für die wichtigsten Gase zusammen.

	Chemisches Zeichen	Einheitsgewicht kg/m ³	Sauerstoffbedarf	Luftbedarf L_{\min}
			$\frac{\text{O}_{\min}}{\text{m}^3 \text{ Brennstoff}}$	$\frac{\text{m}^3 \text{ Luft}}{\text{m}^3 \text{ Brennstoff}}$
Wasserstoff	H ₂	0,0827	0,5	2,38
Kohlenoxyd	CO	1,148	0,5	2,38
Methan	CH ₄	0,657	2,0	9,52
Äthan	C ₂ H ₆	1,243	3,5	16,7
Propan	C ₃ H ₈	1,852	5,0	23,8
Butan	C ₄ H ₁₀	2,450	6,5	31,0
Äthylen	C ₂ H ₄	1,149	3,0	14,29
Azetylen	C ₂ H ₂	1,066	2,5	11,90



Die technischen Gase, welche als Motortreibstoffe in Frage kommen, sind *Gasgemische*. Sie enthalten außer den obengenannten

verbrennlichen Anteilen auch Sauerstoff (O_2) und unverbrennliche Anteile wie z. B. Stickstoff (N_2), Kohlensäure (CO_2) und Feuchtigkeit (H_2O). Man pflegt die Bestandteile eines technischen Gases in Raumteilen anzugeben. Der Luftbedarf des Mischgases ist dann leicht aus dem Luftbedarf der Einzelbestandteile zu ermitteln.

Beispiel: Ein *Leuchtgas*, das aus folgenden Raumanteilen einfacher Gase zusammengesetzt sei:

55% H_2 , 12% CO , 25% CH_4 , 3% C_2H_4 , 2% CO_2 , 3% N_2

benötigt demnach

$$O_{\min} = 0,55 \cdot 0,5 + 0,12 \cdot 0,5 + 0,25 \cdot 2,0 + 0,03 \cdot 3,0 = 0,925 \text{ m}^3 O_2/\text{m}^3 \text{ Leuchtgas}$$

$$L_{\min} = 0,925 \cdot \frac{100}{21} = 4,40 \text{ m}^3 \text{ Luft}/\text{m}^3 \text{ Leuchtgas.}$$

Die folgende Tafel zeigt die durchschnittliche Zusammensetzung der wichtigsten technischen Gase und den Luftbedarf zur vollkommenen Verbrennung. (Die Zusammensetzung ist schwankend und weicht in Einzelfällen unter Umständen stark ab.)

	Einheitsgewicht kg/m ³	Raumanteile in %						O_{\min} m ³ /m ³	L_{\min} m ³ /m ³
		H_2	CO	CH_4	C_2H_4	CO_2	N_2		
Leuchtgas	0,45	55	12	25	3	2	3	0,925	4,40
Wassergas	0,63	51	40	—	—	4	5	0,455	2,17
Gichtgas (Hochofengas)	1,167	4	27	0,3	—	11	57	0,161	0,77
Koksofengas	0,446	50	7	29	—	3	7	0,865	4,12
Steinkohlenschwefelgas .	0,511	27	7	48	13	3	2	1,520	7,24
Braunkohlenschwefelgas .	0,577	24	8	17	2	17	2	0,560	2,67
Holzgas	1,05	14	16	3	0,2	12	54	0,216	1,03
Klär gas	0,92	0,2	—	75	—	22	2,7	1,501	7,15
Erdgas	0,631	14	11	75	—	—	—	1,625	7,74
Generatorgas	0,972	18	24	2	—	4	52	0,250	1,19

In Wirklichkeit braucht man jedoch meist *noch mehr Luft*, als nach den oben gegebenen Angaben gerade ausreichen würde, weil man trotz allen Bemühungen nur schlecht den Idealzustand verwirklichen kann, der in einer völlig *gleichmäßigen feinsten Verteilung* des Brennstoffes in der Verbrennungsluft bestehen müßte, derart, daß jedes Brennstoffmolekül von der nötigen Anzahl Sauerstoffmoleküle umlagert wäre. Namentlich beim Dieselmotor, wo die Gemischbildung erst kurz vor und während der Verbrennung erfolgt, kann ein so ideales Gelingen nicht erwartet werden. Unvollkommen verbrannte Brennstoffteilchen begegnen den nötigen Sauerstoffmolekülen zu spät oder gar nicht, und verlassen dann den Motor, ohne ihren vollen Heizwert abzugeben zu haben,

in Form von Ruß oder brennbaren Gasen wie Methan, Kohlenoxyd u. a.

Wirksame Mittel zur Erzielung vollkommener Verbrennung sind feinste Vernebelung, Zerstäubung oder „Vergasung“ des Brennstoffes, gute Durchwirbelung des Gemisches und schließlich *Luftüberschuß, durch welchen man die trotz allem bestehenbleibende Unvollkommenheit der Gemischbildung wettzumachen trachtet*. Man muß also für 1 kg Brennstoff nicht nur L_{\min} kg Luft ansaugen, sondern λL_{\min} , wobei λ eine Zahl größer als 1 ist. Je nach Güte und Gleichmäßigkeit des Gemisches und nach der erwünschten Verbrennungsgeschwindigkeit werden Werte λ von etwa 1,0 (Otto-Motor) bis 2,0 (Dieselmotor) verwirklicht.

Die Verbrennungsluftmenge für 1 kg (1 m^3) Brennstoff ist demnach $V_L = \lambda L_{\min} \text{ m}^3$. Brennstoff und Luft zusammen nehmen als brennbares Gemisch folgenden Raum ein:

$V_g = 1 + \lambda L_{\min} \text{ m}^3$ Gemisch/ m^3 Brennstoff bei gasförmigen Brennstoffen.

$V_g = \lambda L_{\min} = V_L \text{ m}^3$ Gemisch/kg Brennstoff bei festen und flüssigen Brennstoffen, in Annäherung auch bei dampfförmigen („vergasteten“) Brennstoffen, da der Raumanteil des Brennstoffes hierbei nur ein vernachlässigbar kleiner Bruchteil ist (etwa 2%).

Die in 1 m^3 gemischerfülltem Raum enthaltene Brennstoffmenge ist: $\frac{1}{V_g} \text{ kg/m}^3$ bzw. m^3/m^3 .

1 kg Brennstoff (bzw. 1 m^3) entwickelt bei vollständiger Verbrennung H_u kcal („unterer Heizwert“, vgl. die Zahlentafeln S. 2). Demnach werden in 1 m^3 gemischerfülltem Raum $\frac{H_u}{V_g} \text{ kcal/m}^3$ entwickelt („Gemischheizwert“).

Die *Leistung eines Motors* bestimmt sich somit aus folgenden einfachen Überlegungen:

Der Hubrauminhalt beträgt $V = D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H \text{ m}^3$ (Hub H und Kolbendurchmesser D in m!). Dieser Hubraum wird mit Brennstoffluftgemisch (Otto) oder Verbrennungsluft (Diesel) angefüllt. Durch Einsaugedrosselung und durch Erwärmung der eintretenden Ladung von den heißen Wänden und von Resten heißer Verbrennungsgase gelangt jedoch nur ein Bruchteil η_L („Liefergrad“) in den Zylinder. Auch rein atmosphärische Bedingungen wie heißes feuchtes Wetter, niedriger Barometerstand (große Meereshöhen, große Flughöhen!) verringern diesen Wert η_L .

Bei Zweitaktmotoren mit Schlitzsteuerung ist der auf den vollen Hub H bezogene Liefergrad η_L schon deshalb kleiner als 1, weil ein Teil der Hublänge (bis 20%) durch die Spül- und Auspuffschlitze beansprucht wird, so daß dieser Anteil für die Füllung des Zylinders mit Frischladung verloren ist. Zudem kann nicht erwartet werden, daß das Verdrängen der Abgase durch die neu-eintretende Ladung ganz ohne Mischung vor sich geht, so daß sich also η_L wegen des geringeren Reinheitsgrades des verbleibenden Zylinderinhaltes geringer ergeben muß.

Demnach ist die für einen Arbeitstakt angesaugte Frischladung in m^3 (15°C und 1 at) nur

$$\eta_L \cdot V \text{ m}^3.$$

Die hierin verbrennbare Brennstoffmenge ist nun nach dem oben bereits Gesagten:

$$\frac{\eta_L \cdot V}{V_g}$$

kg Brennstoff/Arbeitsspiel bzw. m^3 gasförmiger Brennstoff/Arbeitsspiel, und die Anzahl von Wärmeinheiten, die bei der Entzündung dieser Gemischmenge frei wird, ist:

$$Q_1 = \frac{\eta_L \cdot V}{V_g} \cdot H_u \text{ kcal/Arbeitsspiel.}$$

Die Leistungsausbeute (vgl. S. 4) ist demnach:

$$L = 427 \cdot \eta_t \cdot \frac{\eta_L \cdot V}{V_g} \cdot H_u \text{ mkg/Arbeitsspiel.}$$

Wenn der Motorzylinder pro min n_a Arbeitstakte macht, so ist seine Leistung $L \cdot n_a/60$ mkg/sek

$$N = L \cdot \frac{n_a}{60 \cdot 75} \text{ PS.}$$

Berücksichtigt man noch die Tatsache, daß der Motor zu seiner eigenen Bewegung Arbeit durch Lager- und Kolbenreibung und für die Leistung seiner angehängten Hilfsmaschinen verbraucht, und nur den Bruchteil η_m („mechanischer Wirkungsgrad“) tatsächlich abgibt, so erhalten wir endlich den Ausdruck für die Nutzleistung N_e („effektive Leistung“) eines Motors mit z Zylindern:

$$N_e = z \cdot \underset{\text{m}^3}{V} \cdot \left[\frac{427 \cdot H_u \cdot \eta_t \cdot \eta_L}{V_g} \right] \cdot \frac{n_a}{60 \cdot 75} \cdot \eta_m \text{ PS,}$$

wobei $V_g = \lambda \cdot L_{\min}$ bzw. $(1 + \lambda L_{\min})$ ist.

In der eckig eingeklammerten Größe sind verschiedene Erfahrungswerte — η_L , η_t , λ — zusammengefaßt. Es ist üblich und praktisch, sich gleich den ganzen eingeklammerten Ausdruck im

gesamten als Erfahrungswert zu merken, es ist nichts anderes als der „mittlere indizierte Druck p_{mi} “ (in der obigen Gleichung kg/cm^2).

Diese Größe p_{mi} hat eine sehr einprägsame Bedeutung und ist aus dem p - v -Diagramm des Motors durch Planimetrieren leicht zu ermitteln.

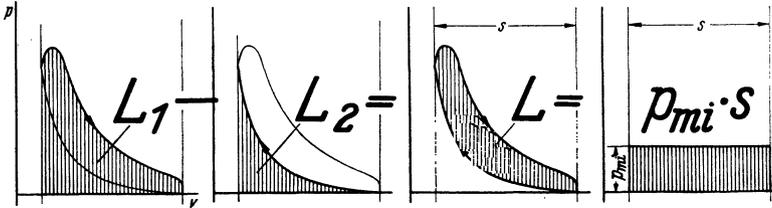


Abb. 32. Arbeitsfläche und mittlerer Druck im p - v -Diagramm.

Beim Arbeitshub leistet der Motor die Arbeit L_1 , die im p - v -Diagramm als Inhalt der geschrafften Fläche unter der Zustandsänderungslinie bestimmbar ist.

Beim Verdichtungshub verbraucht der Motor die Arbeit L_2 zur Verdichtung. Der abgegebene Arbeitsüberschuß $L = L_1 - L_2$ entspricht dem geschrafften Inhalt des Indikatordiagramms.

p_{mi} ist dann die Höhe eines flächengleichen Rechtecks über der gleichen Grundlinie, also

$$p_{mi} = \frac{\text{Diagramminhalt}}{\text{Diagrammgrundlinie}}$$

und erscheint in der Dimension eines Druckes als „mittlerer indizierter Druck“.

Auch bei Zweitaktmotoren ist als Diagrammgrundlinie die *gesamte* Länge von o. T. bis u. T. einzusetzen (vgl. Abb. 21). Der mittlere indizierte Druck fällt also beim Zweitaktmotor kleiner aus (vgl. das über den Liefergrad η_L beim Zweitaktmotor Erklärte!).

Die oben gegebene Leistungsformel läßt sich damit auch auf diesem Wege aufbauen:

$$\text{„indizierte Arbeit“} \quad L = \underbrace{p_{mi}}_{\text{mkg}} \cdot \underbrace{D^2}_{\text{kg/cm}^2} \cdot \underbrace{\frac{\pi}{4}}_{\text{cm}^2} \cdot \underbrace{H}_{\text{m}} \quad \text{mkg/Arbeitshub}$$

$$\text{„effektive Leistung“} \quad N_e = z \cdot \underbrace{p_{mi}}_{\text{kg/cm}^2} \cdot \underbrace{D^2}_{\text{cm}^2} \cdot \underbrace{\frac{\pi}{4}}_{\text{m}} \cdot \underbrace{H}_{\text{m}} \cdot \frac{\eta_a}{60 \cdot 75} \cdot \eta_m \quad \text{PS.}$$

Es ist z. B. bei normalen Viertaktmotoren $p_{mi} = 7 \text{ kg/cm}^2$, Zweitaktmotoren $p_{mi} = 3,5$ bis 6 kg/cm^2 .

Die beiden Erfahrungswerte p_{mi} und η_m werden zusammengefaßt zum „mittleren effektiven Druck“

$$p_{me} = \eta_m \cdot p_{mi} \text{ kg/cm}^2,$$

wobei sich η_m je nach Motorbauart und nach Zahl und Art der angehängten Hilfsmaschinen zwischen $\eta_m = 0,7$ und $0,9$ zu ergeben pflegt.

n_a war in diesen Formeln die *Zahl der Arbeitstakte* eines Motorzylinders in der min.

Bei *Zweitaktmotoren*, wo während jeder Umdrehung ein Arbeitstakt erfolgt, ist $n_a = n/\text{min}$, also gleich der Drehzahl je min.

Bei *Viertaktmotoren*, wo nur alle zwei Umdrehungen ein Arbeitstakt erfolgt, ist $n_a = \frac{n}{2}$ also

$$N_e = \underset{\substack{\text{kg/cm}^2 \\ \text{Zylinderzahl}}}{z} \cdot \underset{\text{cm}^2}{p_{mi}} \cdot \underset{\text{m}}{D^2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \underset{\text{m}}{H} \cdot \underset{\substack{\text{Drehzahl/min} \\ \text{Faktor 2 nur bei Viertakt!}}}{\frac{n}{60 \cdot 75 \cdot [2]}} \cdot \eta_m \text{ PS.}$$

Bei *doppeltwirkenden* Zylindern (z. B. Abb. 36), wo außer der Kolbenoberseite $F_0 = D^2 \frac{\pi}{4}$ auch die Kolbenunterseite F_u mitarbeitet, ist statt $D^2 \frac{\pi}{4}$ die Summe $F_0 + F_u$ einzusetzen. Bei Berücksichtigung des Kolbenstangenquerschnittes ist F_u kleiner als F_0 , und es ist ungefähr

$$F_0 + F_u = 1,88 F_0 = 1,88 D^2 \frac{\pi}{4} \text{ cm}^2.$$

4. Berechnung der Hauptabmessungen.

Gegeben ist gewöhnlich: die Nutzleistung N_e in PS — die minutliche Drehzahl n/min .

Gesucht sind: Zylinderzahl z — Zylinderdurchmesser D cm — Kolbenhub H m — die Größe des Verdichtungsraumes.

Gewählt wird: 1. Die für den jeweils vorliegenden Zweck und Brennstoff geeignet erscheinende *Arbeitsweise, Verdichtung und Bauart*,

2. die *Zylinderzahl* z nach konstruktiven Gesichtspunkten. Einzylinderbauart hat den Vorteil größter Einfachheit, Mehrzylinderbauart hat höhere Leistung je Liter Hubraum, da die einzelnen kleinen Zylinder höhere Drehzahl gestatten, sie hat ferner den Vorteil größerer Gleichförmigkeit der Drehkraft und vollkommenerer Ausgeglichenheit der Massen. In vielen Fällen

muß Vielzylindrigkeit gewählt werden, damit der Motor aus jeder beliebigen Stellung heraus anfahren kann,

3. das „Hubverhältnis $\frac{H}{D}$ “ (H und D in gleichem Maßstab gemessen!) nach vernünftigen Gesichtspunkten der Konstruktion, z. B. bei hochverdichtenden Motoren etwas größer als bei niedrigverdichtenden, mit Rücksicht auf die Gestalt des Verbrennungsraumes, der bei großem D und hoher Verdichtung allzu flachlinsenförmig würde. Durchschnittliche Werte für $\frac{H}{D}$ zwischen 1 und 2.

Angenommen wird:

1. *Der mittlere indizierte Druck* p_{mi} kg/cm², der entweder als Erfahrungswert für die in Frage kommende Motorgattung bekannt ist, oder der nach der oben abgeleiteten Beziehung: $p_{mi} = \left[\frac{427 \cdot H_u \cdot \eta_t \cdot \eta_L}{V_g \cdot 10000} \right]$ kg/cm² aus seinen Einzelbestandteilen berechnet werden muß, welche ihrerseits zum Teil als theoretisch festliegende, zum Teil als erfahrungsmäßig verwirklichte Werte eingesetzt werden müssen (s. auch S. 39, Zusammenhang zwischen mittlerem Druck und Brennstoffverbrauch),

2. *die durchschnittliche Kolbengeschwindigkeit* $c = \frac{H \cdot n}{30}$ m/sek, welche erfahrungsgemäß verwirklicht werden darf, ohne fühlbare Einsaugedrosselungen oder allzuhohe Massenkräfte der wechselnd auf und ab gerissenen Gewichte des Kolbens usw. hervorzurufen,

3. *der mechanische Wirkungsgrad* η_m , der als Erfahrungswert einigermaßen sicher bekannt ist.

Es ist ganz klar, daß *glatte runde Maßzahlen* bevorzugt werden müssen, schon wegen der Werkzeuge und Meßlehren, die außerhalb der Normmaße nur als teurere Sonderausführungen erhältlich sind. Man halte sich an die DIN-Reihe.

Es ist für den Ingenieur selbstverständlich, daß er nicht eine einzige Ziffer nach starren Annahmen ausrechnet, sondern daß er die benachbarten Möglichkeiten mitberücksichtigt und bewußt unter einer durchgerechneten Anzahl von Abmessungen und Bauarten nach praktischen Gesichtspunkten auswählt.

Es ist zudem in sehr vielen Fällen wichtig, gleich an die Aufstellung einer *Serie* zu denken, bei der man mit wenigen Typen einen möglichst umfassenden Teil des in Frage kommenden Marktes decken kann. Hier gilt dann in erhöhtem Maße die Forderung nach Übersicht und Normung.

Beispiele: I. *Schiffsmotor*. $N_e = 2000$ PS, $n = 120$ U/min.

In Frage kommt nur flüssiger Brennstoff. Gewählt wird ein *Dieselmotor*. Dieselöl ist weniger feuergefährlich als Benzin. Der Dieselmotor verbraucht weniger Brennstoff/PS h , der Bunkerinhalt wird also kleiner. Das Dieselöl kostet zudem erheblich weniger als Benzin oder andere Treibstoffe.

Gewählt wird die beim Dieselmotor übliche hohe Verdichtung auf etwa 30 ata, da ja bei der Verdichtung reiner Luft keine Selbstzündung zu befürchten ist. Gewählt wird ferner unmittelbare Einspritzung, im Gegensatz zu der früher üblichen Druckluft einspritzung, wo der dauernd arbeitende Hochdruckverdichter viel Kraft für sich verbrauchte. Den Einspritz- und Verbrennungsverlauf hat man in der Hand, so daß man hohe Zündspitzen — etwa über 45 bis 50 at — bestimmt vermeiden kann und nicht etwa aus einem derartigen Grunde zu einer Beschränkung den Verdichtungsdruckes gezwungen wäre.

Gewählt wird die übliche und praktische *stehende Bauart* mit der natürlichen Ausbaumöglichkeit der schweren Kolben oder Deckel mittels Kranes nach oben, gewählt wird ferner *Kreuzkopfbauart*, welche eine saubere Scheidung zwischen dem Verbrennungsraum und dem ölerfüllten Kurbelraum auch bei undichtem Kolben gewährleistet.

Gewählt wird eine *Zylinderzahl* von mindestens 4 Zylindern, damit der Motor aus jeder Kurbellage mittels Druckluft-Anlaßverfahrens sicher anspringt. Der ventillose Zweitaktmotor hat sich im Großmotorenbau gegen die früher übliche verwickeltere Viertaktbauart durchgesetzt. Wenn nicht dringend an Raum und Gewicht (und Kosten/PS) gespart werden muß, wird der *einfachwirkende* Zweitaktmotor vorzuziehen sein, weil der an Einfachheit und Betriebssicherheit kaum überboten werden kann (andernfalls doppelt-wirkend!).

Die Annahmen, mit denen hier zu rechnen ist, sind etwa

$$p_{mi} = 5 \div 5,5 \text{ kg/cm}^2, \quad c = 4 \div 5 \text{ m/sek},$$

$\eta_m \sim 0,85$, wenn wir annehmen, daß das Spülluftgebläse am Motor angehängt und vom Motor getrieben wird. (Diese Annahme erscheint besonders bequem, weil das Gebläse auf diese Weise selbsttätig seine Fördermenge der jeweiligen Drehzahl anpaßt. Gewählt sei hier ein Kolben- oder ein sonstiges nach dem Verdrängerprinzip arbeitendes Kapselgebläse, weil bei diesem die Fördermenge fast unabhängig vom Förderdruck ist — im Gegensatz zu dem Kreiselgebläse.)

Wir schreiten nun zur Berechnung von D , H und z .

Für $c = \frac{H \cdot n}{30}$ haben wir $4 \div 5$ m/sek angenommen, daher bestimmt sich

$$H = \frac{30}{120} \cdot (4 \div 5)$$

c	4,0	5,0	m/sek
H	1,0	1,25	m

Die Leistungsgleichung heißt

$$N_e = z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H \cdot p_{mi} \cdot \frac{n}{60 \cdot 75} \cdot \eta_m \text{ PS},$$

$$2000 = z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H \cdot 5,5 \cdot \frac{120}{60 \cdot 75} \cdot 0,85 \text{ PS},$$

$$z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H = 2000 \cdot \frac{60 \cdot 75}{5,5 \cdot 120 \cdot 0,85} = 16040.$$

Versuchen wir es mit $z = 4$, so erhalten wir

$$D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H = \frac{16040}{4} = 4010.$$

H	1,0	1,1	1,2	1,25 m
$D^2 \frac{\pi}{4}$	4010	3650	3340	3200 cm ²
D	71,5	68,2	66,2	63,8 cm

Man würde also etwa die Abmessungen ($D \times H$ in mm) von 700×1100 oder 650×1250 wählen.

Wir berechnen jedoch noch die Möglichkeiten $z = 5$ und $z = 6$ und finden:

$$z = 5 \quad D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H = 3208.$$

H	1,0	1,10	1,20	1,25 m
$D^2 \frac{\pi}{4}$	3208	2820	2670	2570 cm ²
D	64,0	60,0	58,4	57,2 cm

Hier ergeben die beiden ersten Spalten ansprechende Werte, während die beiden letzten wegen des ungewöhnlichen Hubverhältnisses $\frac{H}{D}$ weniger befriedigen.

$z = 6 \quad D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H = 2670$	H . .	1,0	1,10 m
	$D^2 \frac{\pi}{4}$	2670	2430 cm ²
	D . .	58,4	55,7 cm

Die Auswahl hat offenbar unter den folgenden Möglichkeiten zu geschehen:

	z	D	H	c	p_{mi}		z	D	H	c	p_{mi}
1.	4	700	1100	4,4	5,22	4.	5	600	1100	4,4	5,50
2.	4	650	1250	5,0	5,30	5.	6	600	1000	4,0	5,21
3.	5	650	1000	4,0	5,33						

Die Entscheidung wird nach verschiedenen Gesichtspunkten erfolgen. Hat z. B. der Hersteller einen Typ mit 650 mm Dmr. schon gebaut, so wird man sich für die Möglichkeiten 2. oder 3. entscheiden, weil eine große Anzahl von Modellen und Bauteilen ohne weiteres oder nach geringen Maßänderungen wiederverwertbar ist, und weil der Kunde bei Kauf eines Normaltyps mit größerer Sicherheit auf rasche Anlieferung von Reserve- und Ersatzteilen rechnen kann usw. Ob man sich für 2 oder 3 entscheiden wird, ist eine Frage des Raumes und in zweiter Linie des Gewichtes und Preises. Ausführung 2 hat den größeren Hub, daher die größere Bauhöhe und größere Ausbauhöhe. Ausführung 3 hat größere Baulänge. Wird besonderer Wert auf ruhigen Gang und ausgeglichene Massenkräfte gelegt, so tritt von

Viertakt im Zusammenhang mit dem Otto-Verfahren den Vorzug geben, weil es die beim Zweitakt-Otto-Motor bestehende Gefahr ausschließt, beim Spülvorgang Gemisch durch die Auspuffschlitze zu verlieren.

Die Annahmen, mit denen wir hier zu rechnen haben, sind etwa

$$p_{mi} = 3,0 \div 5,0 \text{ kg/cm}^2, \quad c = 4 \div 5 \text{ m/sek}, \quad \eta_m \sim 0,85,$$

womit die Rechnung sich wieder folgendermaßen gestaltet.

$$\begin{array}{c|c|c} c & 4,0 & 5,0 \text{ m/sek} \\ H & 1,0 & 1,25 \text{ m} \end{array}$$

$$N_e = z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot [1,88] \cdot H \cdot p_{mi} \cdot \frac{n}{60 \cdot 75 \cdot [2]} \cdot \eta_m \text{ PS}$$

doppeltwirkend!
Viertakt!

$$1000 = 2 \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot 1,88 \cdot H \cdot 5,0 \cdot \frac{120}{60 \cdot 75 \cdot 2} \cdot 0,8 \text{ PS}$$

$$D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H = \frac{1000 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 2}{2 \cdot 1,88 \cdot 5,0 \cdot 120 \cdot 0,8} = 5000$$

$H \dots$	1,0	1,1	1,2	1,25 m
$D^2 \frac{\pi}{4} \dots$	5000	4540	4160	4000 cm ²
$D \dots$	79,9	76,1	72,8	71,4 cm

Man wird die erste Spalte wegen ihrer ungewöhnlichen Kurzhubigkeit beiseite lassen und unter den folgenden Spalten nach den oben schon genannten Gesichtspunkten wählen: Glatte aufgerundete Masse, Rücksicht auf schon gebaute Typen, Baulänge, Ausbauraumbedarf usw. also etwa:

$$D = 750 \text{ mm}, \quad H = 1150 \text{ mm}, \quad c = 4,6 \text{ m/sek}, \quad p_{mi} = 4,92 \text{ kg/cm}^2.$$

Ist p_{mi} als Erfahrungswert nicht sicher bekannt, so muß man es aus seinen Einzelbestandteilen errechnen.

$$p_{mi} = \left[\frac{427 \cdot H_u \cdot \eta_t \cdot \eta_L}{V_g \cdot 10000} \right] \cdot \text{kg/cm}^2.$$

Aus der Tafel S. 28 entnehmen wir für Gichtgas

$$L_{\min} = 0,77 \text{ m}^3 \text{Luft/m}^3 \text{Gas}.$$

Beim Otto-Verfahren genügt geringer Luftüberschuß, also $\lambda \sim 1,2 - 1,3$, demnach $V_g = 1 + \lambda \cdot L_{\min} = 1 + 1,3 \cdot 0,77 = 2,00 \frac{\text{m}^3 \text{ Gemisch}}{\text{m}^3 \text{ Gichtgas}}$.

Den Heizwert entnehmen wir der Tafel S. 2. $H_u \sim 880 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3 \text{ Gichtgas}}$.

Für den thermischen Wirkungsgrad η_t dürfen wir etwa 30% annehmen. Der Liefergrad η_L ist bei diesen langsamlaufenden Maschinen etwa 0,88.

$$\text{Wir erhalten also } p_{mi} \sim \frac{427 \cdot 880 \cdot 0,30 \cdot 0,88}{2,00 \cdot 10000} = 4,96.$$

Man überzeugt sich leicht, in welchem starkem Maße p_{mi} von den Größen η_t , η_L und λ abhängig ist, die man nur nach Erfahrungen an aus-

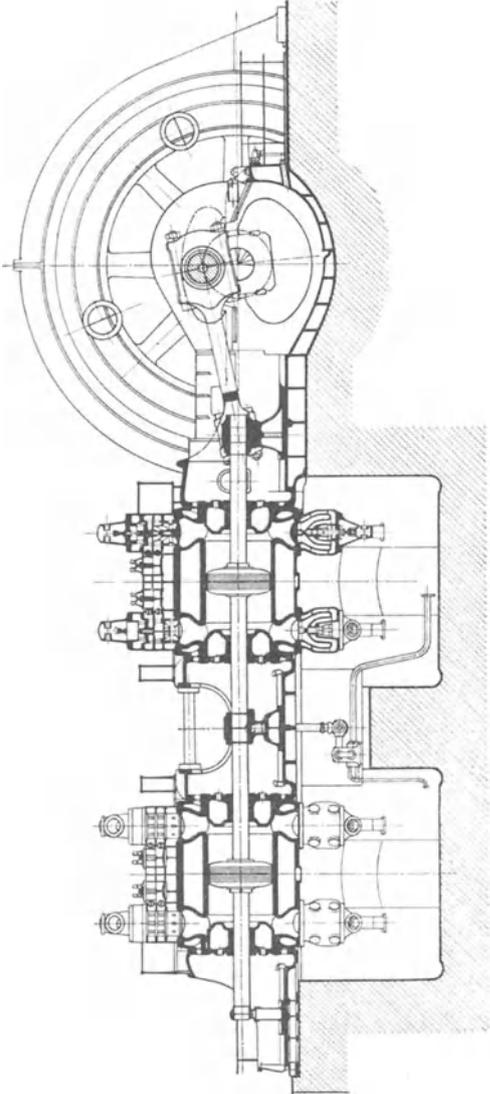


Abb. 34. Großgasmachine. Bauart Demag. 4000 PS, 107 U/min.
Zwei doppelwirkende Zylinder in Tandem-Bauart. Oben die Einlaßventile mit kolbenschieberartigen Mischventilen.
Unten Auspuffventile.

geführten Maschinen richtig schätzen kann. Die Zahlentafeln am Ende dieses Abschnittes geben Anhaltspunkte für die einzelnen Größen.

η_t läßt sich aus dem gemessenen Brennstoffverbrauch einer ausgeführten Maschine leicht berechnen, denn es besteht die einfache Beziehung (Näheres in Abschnitt II 5):

$$\begin{array}{c} \text{kcal/kg} \\ b_e \cdot H_u \cdot \eta_t \cdot \eta_m = 632. \\ \text{kg/PSch} \qquad \qquad \text{kcal/PSH} \end{array}$$

Unter Verwertung dieser Beziehung läßt sich schreiben:

$$p_{mi} \cdot \eta_m = \left[\frac{427 \cdot H_u \cdot \eta_L \cdot \frac{632}{H_u \cdot b_e}}{V_g \cdot 10000} \right],$$

$$p_{me} = \frac{27 \cdot \eta_L}{V_g \cdot b_e}.$$

III. Vergasermotor für Personenkraftwagen. $N_e = 50$ PS, $n = 2800$ U/min.

Als Vergasermotor für flüssigen Brennstoff arbeitet die Maschine nach dem Otto-Verfahren und bevorzugt mit Rücksicht auf die Gefahr von Gemischverlusten beim Spülen den Viertakt. Wenn bester Massenausgleich und große Gleichförmigkeit erstrebt werden, wird man 6 oder 8 Zylinder wählen.

Aus der Tafel S. 26 entnehmen wir für Benzin ein $L_{\min} = 12,6$ m³/kg Brennstoff. Wir kommen mit geringem Luftüberschuß aus. $\lambda = 1,0 - 1,1$. Unter Vernachlässigung des kleinen Raunteiles des Benzindampfes ist $V_g = 1,05 \cdot 12,6 = 13,2$ m³/kg genügend genau. Wegen der hohen Drehzahl ist ein kleinerer Liefergrad zu erwarten $\eta_L = 0,76$. Der Brennstoffverbrauch von Motoren dieser Größe ist erfahrungsgemäß etwa 260 g/PS_{ch}. $b_e = 0,260$ kg/PS_{ch}. Demnach unter Benutzung der vorhin abgeleiteten Gleichung:

$$p_{me} = \frac{27 \cdot \eta_L}{V_g \cdot b_e} = \frac{27 \cdot 0,76}{13,2 \cdot 0,260} = 6,0 \text{ kg/cm}^2.$$

c	7	8	9	10	m/sek
H	0,075	0,086	0,096	0,107	m

$$N_e = z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H \cdot p_{me} \cdot \frac{n}{60 \cdot 75 \cdot [2]} \text{ PS}$$

$\text{cm}^2 \qquad \qquad \text{m} \qquad \text{kg/cm}^2$

$z = 6$

$$N_e = 50 = 6 \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H \cdot 6,0 \cdot \frac{2800}{60 \cdot 75 \cdot 2}$$

$$D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H = \frac{50 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 2}{6 \cdot 6,0 \cdot 2800} = 4,46.$$

H	0,075	0,080	0,085	0,090	0,095 m
$D^2 \frac{\pi}{4}$	59,5	55,8	52,5	49,6	47,0 cm ²
D	8,7	8,4	8,15	7,95	7,73 cm

Man wird demnach wählen unter folgenden Möglichkeiten:

	D cm	H m	c m/sek	p_{me} kg/cm ²
$z = 6$	8,5	0,080	7,47	5,8
	8,2	0,085	7,94	5,95
	8,0	0,090	8,40	5,90

oder $z = 8$.

$$D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H = \frac{50 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 2}{8 \cdot 6,0 \cdot 2800} = 3,34.$$

	H	$D^2 \frac{\pi}{4}$	D
H	0,070	0,075	0,080
$D^2 \frac{\pi}{4}$	47,8	44,6	41,8
D	7,8	7,5	7,3

Man wird hier wählen unter folgenden Möglichkeiten:

	D cm	H m	c m/sek	p_{me} kg/cm ²
$z = 8$	7,8	0,070	6,55	6,0
	7,5	0,075	7,0	6,0
	7,3	0,080	7,47	6,0

Üblicherweise erreichbare Werte:

	Brennstoff- verbrauch b . g/PS _{ch}	Thermischer Wirkungsgrad η_t %
Groß-Dieselmotoren . .	180 ÷ 155	42—46
Klein-Dieselmotoren . .	210 ÷ 190	39—44
Glühkopfmotoren . . .	250 ÷ 210	32—40
Vergasermotoren		
Kraftwagen	300 ÷ 250	26—32
Flugzeug	260 ÷ 220	30—36
Gasmotoren		25—35

Allgemein haben größere sowie höher verdichtende Maschinen die besseren Verbrauchszahlen und Wirkungsgrade.

	Liefergrad η_L %
Langsamlaufende Motoren . .	~ 82—90 %
Schnellaufende Motoren . . .	~ 75—80 %

Je größer die Luftgeschwindigkeiten und die Strömungswiderstände in den Rohrleitungen und Ventilen sind, um so geringer ist der Liefergrad.

	Luftüberschuss- zahl λ
Vergasermotoren	0,9—1,3
Gasmotoren	1,2—1,5
Dieselmotoren	1,6—2,0

Je besser die Gemischbildung erzielt wird, um so geringer braucht λ zu sein.

5. Wirkungsgrad, Brennstoffverbrauch.

Schon bei den Idealprozessen (S. 6) oder Vergleichsprozessen (S. 11) haben wir gesehen, daß selbst bei vollkommener Erfüllung dieser theoretischen Idealbedingungen die Ausbeute an mechanischer Arbeit AL nur ein Bruchteil der zugeführten Wärmemenge Q_1 sein konnte. Dieser theoretische Wirkungsgrad η_{th} wird noch durch die Tatsache verschlechtert, daß der Verlauf im wirklichen Motor sich dem Idealbild nur annähert. Die Annäherung drückt man durch die Gütezahl η_g aus, und der wirklich erreichte thermische Wirkungsgrad $\eta_t = \eta_{th} \cdot \eta_g$.

Durch Zusammenfassung mit dem schon oben erklärten mechanischen Wirkungsgrad η_m erhält man schließlich den *Gesamtwirkungsgrad*, den „*wirtschaftlichen Wirkungsgrad*“ η_w , der das Verhältnis der wirklichen Nutzarbeit des Motors zu der im Brennstoff zugeführten Energie angibt;

$$\eta_w = \eta_t \cdot \eta_m = \eta_{th} \cdot \eta_g \cdot \eta_m.$$

Der *Brennstoffverbrauch/PS_eh*, das wichtigste Merkmal für die Wirtschaftlichkeit eines Motors, steht in einfacher Beziehung zu diesem η_w :

$$b_e \cdot H_u \cdot \eta_w = 632$$

$\text{kg/PS}_e\text{h} \cdot \text{kcal/kg} = \text{kcal/PS}_e\text{h}$

$$b_e = \frac{632}{H_u \cdot \eta_w} \text{ kg/PS}_e\text{h}, \quad \eta_w = \frac{632}{H_u \cdot b_e};$$

z. B.: *Dieselmotor*

$$b_e = 0,170 \text{ kg/PS}_e\text{h}$$

$$\text{Dieselöl von } H_u = 10000 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Gesamtwirkungsgrad } \eta_w = \frac{632}{10000 \cdot 0,170} = 0,37.$$

Bei Zweitakt-Otto-Motoren, welche während des Ladungswechsels bei geöffneten Auspuffschlitzen *Gemisch* einblasen, kann ein gewisser Gemischanteil unmittelbar durch die Auspuffschlitze verlorengehen („Kurzschluß“), so daß nur der Bruchteil α für den

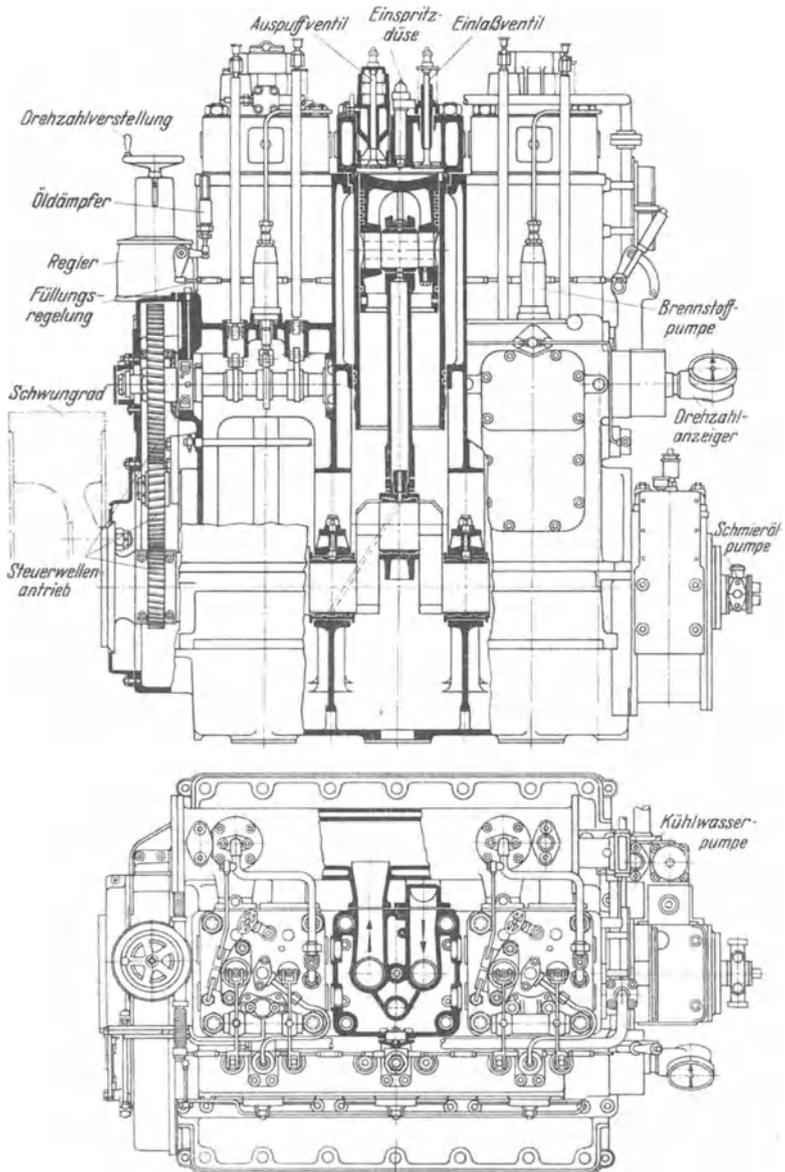


Abb. 35. (Erklärung siehe nebenstehende Seite.)

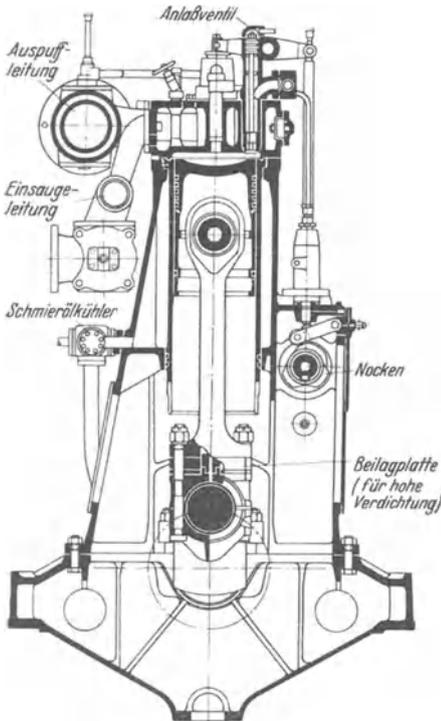


Abb. 35. Viertakt-Wechselmotor der Deutschen Werke, Kiel.

Der Motor kann nach Austausch weniger Teile wahlweise als Dieselmotor oder als Gasmotor laufen. Beachte die zum Zweck der Verdichtungs-erhöhung für Dieselbetrieb eingebaute dicke Beilag-*scheibe* am Treibstangenfuß. Im Querschnitt des Deckels ist das fernbetätigte Anlaßventil bemerkenswert, im Grundriß die Anordnung der Ventile, Kanäle und Kühlwasserräume im Zylinderdeckel.

Arbeitsprozeß im Zylinder verbleibt. Der Brennstoffverbrauch b_e ist dann natürlich höher und der Wirkungsgrad

$\eta_w = \alpha \cdot \eta_t \cdot \eta_m$
entsprechend kleiner.

Oft wird statt des Brennstoffverbrauches der *Wärmeverbrauch* für 1 PS_eh angegeben. Dieser ist einfach: $W = b_e \cdot H_u = \frac{632}{\eta_w}$ kcal/PS_eh.

Der Brennstoffverbrauch wird um so kleiner, je größer $\eta_w = \eta_{th} \cdot \eta_g \cdot \eta_m$ erzielt werden kann.

Der *theoretische Wirkungsgrad* η_{th} des idealen Prozesses, z. B. Seiliger-Prozesses (s. S. 11), kann durch Erhöhung des Verdichtungsdruckes und Erhöhung des Zünddruckes (Höchstdruckes) gesteigert werden (vgl. Abb. 19, S. 13). Bei Otto-Motoren beachte man, daß die einzelnen Brennstoffe in verschiedenem Maße zur Selbstzündung neigen, und nutze die Möglichkeit zu höherer Verdichtung aus, wenn man von einem Brennstoff zu einem andern über-

geht, z. B. von Benzin auf Holzgas (s. Tafel, S. 21). Heiße Abgasreste, heiße Kolben, Wände und Ventile erhöhen die Verdichtungs-temperatur und zwingen beim Otto-Motor zu niedrigerer Verdichtung. Der Dieselmotor ist auf jeden Fall im Vorteil, weil die Tatsache, daß er reine Luft verdichtet, eine Beschränkung der Verdichtungshöhe unnötig macht, es sei denn zur Vermeidung allzu hoher Zünd-*drücke* bei Vorkammer- und Glühkopfmotoren oder mit Rück-

sicht auf die durch höhere Drücke bedingte Steigerung von Undichtheit, Reibung und Verschleiß, sowie größere Empfindlichkeit gegenüber eintretenden Abnutzungen.

Der Gütegrad η_g kann gesteigert werden durch Vermeidung und Verminderung der Abweichungen des wirklichen Diagramms vom Idealverlauf, wie sie auf S. 12 im einzelnen aufgezählt worden sind. Also: Vollkommene Verbrennung, guter Verbrennungsverlauf ohne Nachbrennen während der Expansion, richtige Konstruktion und Einstellung der Bauteile, welche Gemischbildung, Zündung und Verbrennung bestimmen! *Große*, richtig gesteuerte Ventile, Schieber und Schlitze! Verminderung der Wandungswirkungen! Einfache geometrische Formen des Verbrennungsraumes und gut gewähltes Hubverhältnis H/D verringern die wärmeaustauschende Oberfläche. Dieselmotoren und vollends Glühkopfmotoren sind im Vorteil gegenüber Otto-Motoren, weil der Temperaturunterschied zwischen Gas und Wand geringer ist. Heftige Wirbelung des Gases bei der Verbrennung, sowie die bei Kleinmotoren übliche hohe Kolbengeschwindigkeit erhöhen den Wärmeübergang und verschlechtern η_g . *Dichte* Kolben und Ventile!

Auf die Größe des thermischen Wirkungsgrades η_{th} und Gütegrades η_g hat die Wahl des Viertakt- oder Zweitaktverfahrens keinen unmittelbaren Einfluß.

Der mechanische Wirkungsgrad η_m kann gesteigert werden durch Vermeidung oder Verminderung der Reibungsverluste (Kolben, Lager, Gelenke, Zahnräder usw.) und des Leistungsbedarfes der Hilfsmaschinen (Verdichter, Gebläse, Pumpen).

Einfachste Bauart, richtige Schmierung, nicht allzu hohe spezifische Belastungen der Gleitflächen! Zweitaktmotoren sind im Vorteil gegenüber Viertaktmotoren, doppelwirkende gegenüber einfachwirkenden Motoren. Bei der früher für Dieselmotoren allgemein üblichen Druckluft einspritzung war ein Hochdruckverdichter notwendig, der allein beinahe 10% der Leistung verschlang. Also unmittelbare Einspritzung im Vorteil vor Luft einspritzung.

Man erkennt leicht, daß es nur auf das *Produkt* $\eta_{th} \cdot \eta_g \cdot \eta_m$ ankommt, und daß die Verbesserung eines einzelnen Faktors Unsinn wäre, wenn damit eine ebenso große Verschlechterung eines andern Faktors verbunden wäre. Die zur einseitigen Verbesserung von η_{th} günstig erscheinenden höchsten Drücke z. B. verschlechtern tatsächlich η_g und η_m und dürfen daher nicht blindlings gesteigert werden, da man das ausschlaggebende Ergebnis η_w dadurch verringern würde.

Heute übliche Werte für den Höchstdruck sind etwa 40 bis 60 at. (Beim Junkers-Freikolbenverdichter, der keinerlei Lager aufweist, die den Zünddruck zu übertragen hätten, sind etwa 120 at zugelassen.)

Der obenerwähnte Gemischbruchteil, der bei Zweitakt-Otto-Motoren durch Kurzschluß ungenutzt in den Auspuff übertritt, und damit den Brennstoffverbrauch und den Gesamtwirkungsgrad η_w verschlechtert, muß durch sorgfältige Ausbildung des Spül- und Ladevorganges so klein wie möglich gehalten werden.

Zur „Wirtschaftlichkeit“ eines Motors gehört natürlich nicht nur die Betrachtung des Brennstoffverbrauches oder Gesamtwirkungsgrades allein, sondern auch die sonstigen Unterhaltungskosten, die Anlagekosten (Zinsen!) und die Lebensdauer. Der Anschaffungsaufwand muß sich lohnen, der Motor muß möglichst kräftig und lange ausgenutzt werden können. Es wäre also auch unrichtig, durch einseitige Überzüchtung des Wirkungsgrades diese anderen Gesichtspunkte zu vernachlässigen.

6. Literleistung. Leistungserhöhung, Aufladen.

Für die Leistung eines Motors haben wir die Formel erhalten:

$$N_e = z \cdot \overset{\text{kg/cm}^2}{p_{mi}} \cdot [1,88] \cdot \overset{\text{cm}^2}{D^2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot H \cdot \frac{n}{60 \cdot 75 \cdot [2]} \cdot \eta_m \quad \text{PS.}$$

Zylinderzahl
nur bei doppel-
m
nur bei Viertakt-

wirkenden Motoren!
motoren!

Fassen wir den Gesamtliterinhalt der Hubräume zusammen

$$V_{\text{Liter}} = z \cdot [1,88] \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H \quad \text{Liter (D u. H in dm),}$$

so erhalten wir die Leistung N_e in der Form

$$N_e = V_{\text{Liter}} \cdot p_{me} \cdot \frac{n}{[2] \cdot 450} \quad \text{PS,}$$

$$\frac{N_e}{V_{\text{Liter}}} = p_{me} \cdot \frac{n}{[2] \cdot 450} \quad \text{PS/Liter Hubraum, die „Liter-$$

leistung“, die Kenngröße für die Ausnutzbarkeit des Motors.

Um höhere Leistung zu erzielen, muß entweder der Hubraum vergrößert, oder die Literleistung gesteigert werden.

Große Motoren leisten selbstverständlich mehr als kleine, doppelwirkende mehr als einfachwirkende. Tatsächlich ist trotz dem höheren Bauaufwand der doppelwirkenden Maschinen die

Leistungsausbeute je kg Maschinengewicht bei doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen und Gegenkolbenzweitaktmaschinen am besten.

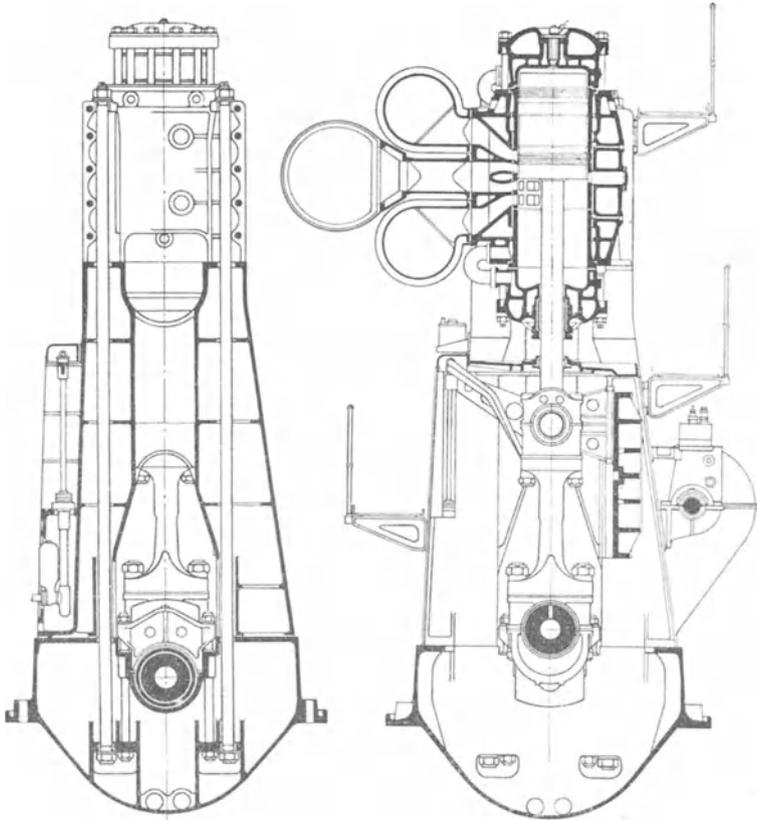


Abb. 36. Doppeltwirkender Zweitakt-Dieselmotor der MAN.

Links: Schnitt in der Ebene des Grundplattenlagers zwischen zwei Kurbeln. Man sieht die durchgehenden Zuganker. Rechts: Schnitt in Zylinderachse. Spülluftaufnehmer zwischen oberem und unterem Auspuffrohr. Kühlwasserzuführung zum Kolben durch Posaunen und Rohrleitungen zum unteren Ende der Kolbenstange.

Die Literleistung enthält die Faktoren n und p_{me} .

1. *Drehzahl.* Je höher die minutliche Drehzahl n/min gewählt wird, um so größer ist die Zahl der in der gleichen Zeit durchlaufenen Arbeitstakte, also um so größer die Leistung. (Größte Drehzahl bei Kleinmotoren zur Zeit etwa 6000/min.) Man ist jedoch wegen der auftretenden Massenkräfte des Kolbens usw.,

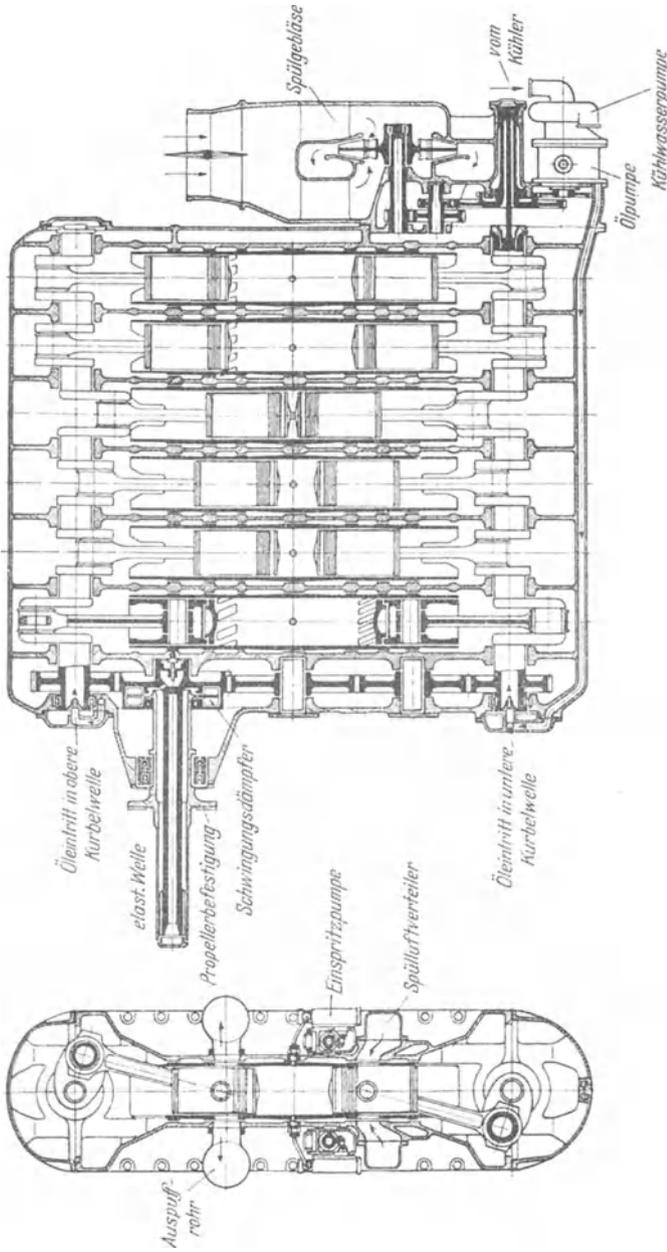


Abb. 37. Gegenkolben-Zweitakt-Dieselmotor Jumo 205 der Junkerswerke, Dessau (Sechszylinder-Flugmotor).
Zwei Kurbelwellen, eine oben, eine unten, gleichlaufend durch 5 Stirnräder, unten beiderseits Spülluftverteiler, oben beiderseits Auspuffrohre, elastisch angekuppeltes Kreiselgebläse.

sowie wegen der Drosselverluste in allzu rasch strömenden Gasen an gewisse Grenzen gebunden. Man berücksichtigt eine „*durchschnittliche Kolbengeschwindigkeit*“

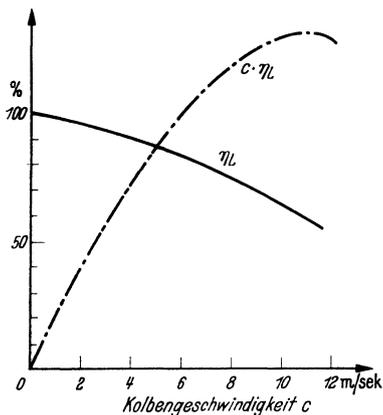


Abb. 38. Kolbengeschwindigkeit und Liefergrad.

$$c = H \cdot \frac{n}{30}$$

n/min
m/sek m

und wählt diese bei Großmaschinen etwa zu 4 bis 6, bei Kleinmaschinen Höchstwert zur Zeit etwa 12 m/sek.

Große Kolbengeschwindigkeit verschärft die Einsaugegeschwindigkeit und den dadurch bedingten Einsaugeunterdruck, sodaß der Liefergrad η_L sich verschlechtert (Abb. 38). Dieses η_L bestimmt aber die Größe des erreichbaren mittleren Druckes p_{me} unmittelbar. Es kommt also offenbar auf das Produkt $c \cdot \eta_L$

an, dessen Wert nur bis zu einer gewissen Größe von c zunimmt und bei weiterer Steigerung von c wieder abnehmen würde.

Vergleicht man Motoren verschiedener Größe, aber gleicher Bauart, bei denen annähernd gleiche Abhängigkeit zwischen c und η_L angenommen werden darf, so zeigt sich überraschenderweise, daß kurzhubige, hochtourige Motoren den langhubigen, langsamer drehenden Motoren in der Literleistung überlegen sind. Setzt man nämlich in der Formel für die Literleistung $\frac{N_e}{V} = p_{me} \cdot \frac{n}{[2] \cdot 450}$ an Stelle der Drehzahl n den Ausdruck $\frac{30c}{H}$ ein, so ergibt sich:

$$\frac{N_e}{V} = \frac{p_{me}}{15 \cdot [2]} \cdot \frac{c}{H} \text{ PS}_e/\text{Liter.}$$

nur bei Viertakt

Die Literleistung ist also bei gleichem c umgekehrt verhältnismäßig dem Hub H . Dieser Umstand erklärt die Bevorzugung der kleinen Schnellläufer für alle Verwendungszwecke, wo der Gesichtspunkt höchster Literleistung, d. h. kleinsten Bedarfs an Raum, Gewicht und Aufwand für 1 PS im Vordergrund steht, also hauptsächlich für alle Fahrzeuge, in erster Linie Flugzeuge.

Da der Kleinmotor zwar hohe Literleistung, aber im einzelnen Zylinder nur kleine Nutzleistung verwirklichen kann, ergibt sich die Aufgabe, viele kleine Zylinder zu Gruppen zu vereinigen (siehe die Abb. 39).

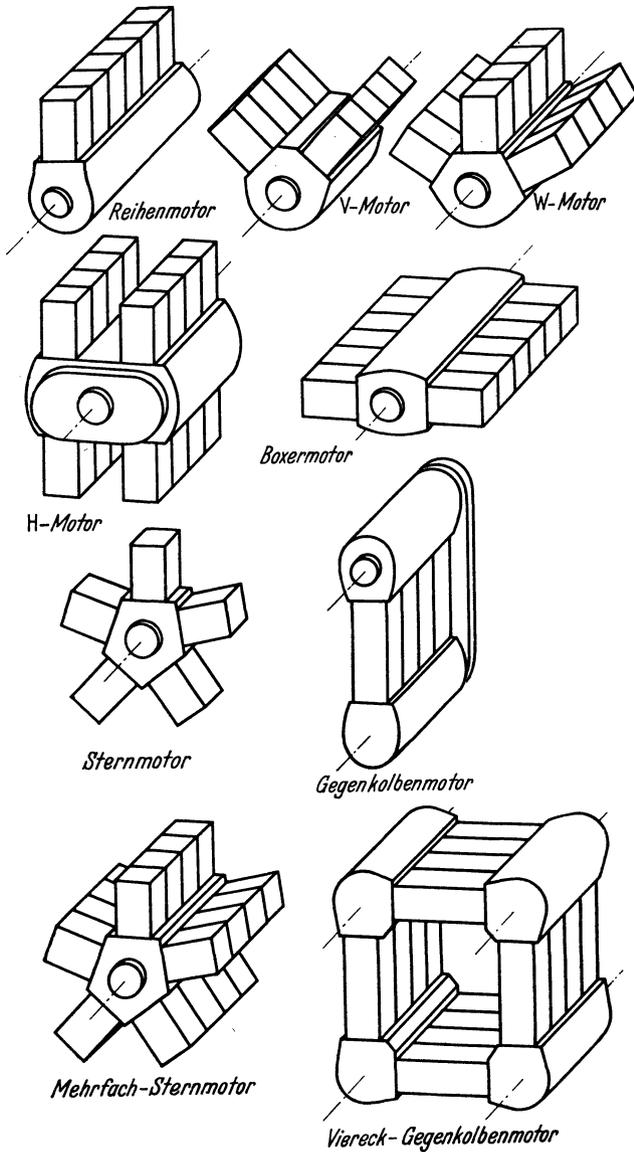


Abb. 39. Vielzylindermotoren. Kurbelwelle und Motorgehäuse stellen besonders große Anteile am Gesamtgewicht des Motors. Am leichtesten fallen daher jene Bauarten aus, bei denen an diesen Teilen gespart ist, also z. B. Stern-, V- und W-Motoren.

Das Gewicht verkleinert sich allerdings nicht im gleichen Verhältnis wie die Abmessungen des Hubraums. Man kann ja vom Gießer nicht beliebig dünne Wandstärken verlangen und kann vor allem die Formen der Hilfsgeräte (Zündeinrichtung, Brennstoffpumpen, Ölpumpen usw.) nicht einfach mit dem Storchschnabel beliebig verkleinern.

Dem Vorteil des Kleinmotors hinsichtlich Literleistung (PS_e/Liter) und Leistungsgewicht (kg/PS_e) stehen beim Großmotor vor allem die Lärmlosigkeit und erheblich größere Lebensdauer gegenüber.

Man sieht, daß Zweitaktmaschinen ($n_a = n$) bei sonst gleichen Abmessungen und Drehzahlen die doppelte Leistung hergeben müßten wie Viertaktmaschinen ($n_a = n/2$), falls sich das gleiche p_{me} verwirklichen ließe.

2. *Mittlerer effektiver Druck.* Um hier das Äußerste erreichen zu können, müssen die einzelnen Faktoren, aus denen sich p_{me} zusammensetzt (vgl. S. 30), mit allen möglichen Mitteln dem besterreichbaren Wert genähert werden.

$$p_{me} = \eta_m \cdot p_{mi} = \frac{\eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_L \cdot 427 \cdot H_u}{V_g \cdot 10000} \text{ kg/cm}^2$$

$$p_{me} = \frac{\eta_w \cdot \eta_L \cdot 427 \cdot H_u}{V_g \cdot 10000} \text{ kg/cm}^2.$$

Das heißt also: η_w möglichst groß! Die sämtlichen hierfür in Betracht kommenden Gesichtspunkte sind schon im vorigen Abschnitt bei den Betrachtungen zum Brennstoffverbrauch behandelt worden. Alle für die Verminderung des Brennstoffverbrauches wirksamen Maßnahmen erhöhen die Literleistung, also die Ausnutzbarkeit des Motors.

$\frac{H_u}{V_g}$, d. i. der „Gemischheizwert“, muß möglichst groß sein, also: V_g möglichst klein! Bei Dieselmotoren ist das Ladungsvolumen $V_g = V_L$, also gleich dem Luftbedarf in m^3/kg Brennstoff. Der später erst eingespritzte Brennstoff beansprucht beim Ansaugen keinen Anteil am Hubraum.

Bei Vergasermotoren ist mit großer Annäherung ebenfalls $V_g = V_L = \lambda \cdot L_{\min}$. Nur bei den nach dem Otto-Verfahren arbeitenden Gasmotoren ist $V_g = 1 + \lambda \cdot L_{\min} \text{ m}^3/\text{m}^3$ Brennstoff, diese sind also offenbar im Nachteil in bezug auf die erreichbare Literleistung.

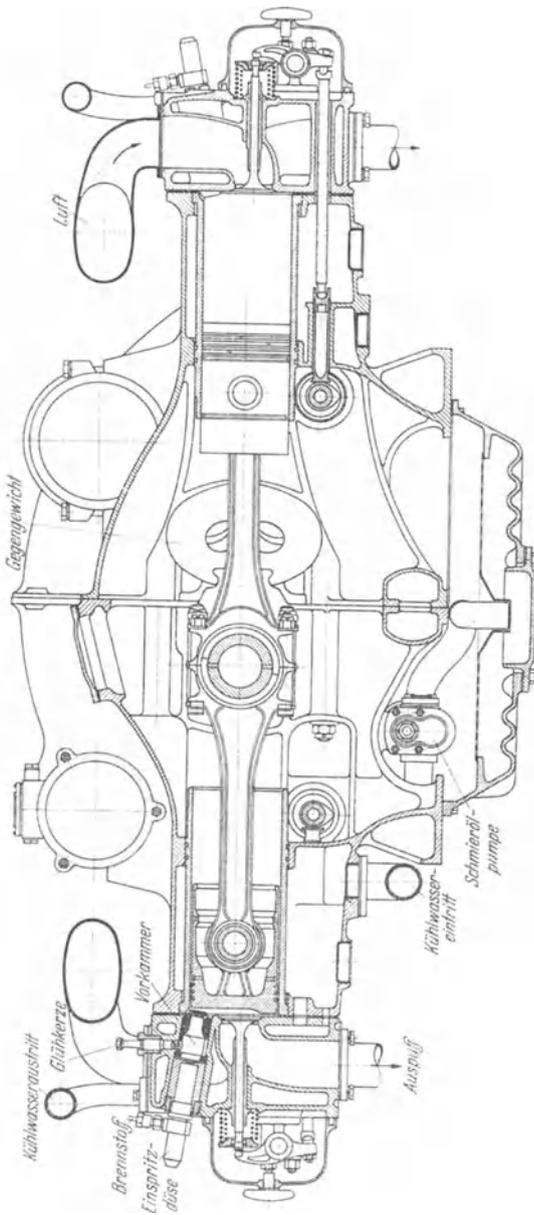


Abb. 40. Boxermotor für Fahrzeugantrieb der Humboldt-Deutzmotoren A. G., Köln.

Auf jeden Fall muß zur Erreichung großer Literleistung die *Luftüberschußzahl* λ *möglichst klein* sein! Hier ist der Punkt, wo der Dieselmotor im Nachteil gegenüber dem Otto-Motor ist. Erstrebe möglichst vollständige Ausnutzung der Luft durch gute, gleichmäßige und rasche Gemischbildung! Feinste Verteilung des Brennstoffes in Staub-, Dampf- oder Nebelform! Durchwirbelung des Gemisches, Erfassung aller Ecken des Verbrennungsraumes!

H_u und L_{\min} sind bei einem bestimmten Brennstoff gegebene Größen. Offenbar verspricht derjenige Brennstoff die höchste Literleistung, bei welchem H_u/L_{\min} *möglichst groß* ist.

η_L **muß groß sein!** Möglichst restlose Frischfüllung des Hubraumes muß erstrebt werden! Vermeidung von Drosselwirkungen beim Ansaugen bzw. Laden! (Mit großer Kolbengeschwindigkeit c laufende Motoren sind in dieser Beziehung im Nachteil.)

Kühlhalten, ja sogar Kühlen der einströmenden Ladung, damit größeres Luft- bzw. Gas-Gewicht eintreten kann! Heiße Wände heizen die eintretende Ladung und vermindern das Ladungsgewicht. (Bei kaltem Wetter höhere Motorleistung.)

Bei Zweitaktmotoren fällt ja der durch die Schlitze beanspruchte Hubanteil für die Füllung weg, so daß η_L entsprechend kleiner ausfallen muß. Andererseits kann man durch gute und reichliche Ausspülung zugleich mit dem Hubraum *auch den Verdichtungsraum* von verbranntem Gas reinigen und mit Frischluft füllen.

Auch beim Viertakt erstrebt man die Ausspülung des vom Arbeitskolben nicht verdrängbaren Restgases im Verdichtungsraum, indem man im Ausschubtotpunkt durch gleichzeitiges Offenhalten der Einlaß- und der Auspuffventile eine Zeitlang „Durchzug“ eintreten läßt.

Um die geforderte gute und reichliche Durchspülung zu verwirklichen, bläst man bei Zweitakt-Dieselmotoren mehr Spülluft ein (bis etwa 30%), als der Hubraum fassen kann. Bei Otto-Zweitaktmotoren, die ja *Gemisch* einblasen, würde dies zu kostspieligen Gemischverlusten führen. Motoren mit *Kurbelkastenspülung* können wegen des schlechten Liefergrades der pumpenden Kolbenunterseite nur einen Bruchteil des Hubraumes mit frischer Ladung füllen und sind also bezüglich η_L sehr im Nachteil. (Verkleinern des schädlichen Raumes im Kurbelkasten durch Füllkörper!)

Auf jeden Fall: Gute, möglichst restlose Austreibung der Abgasreste und Vermeidung von Gemischverlusten durch Kurzschluß!

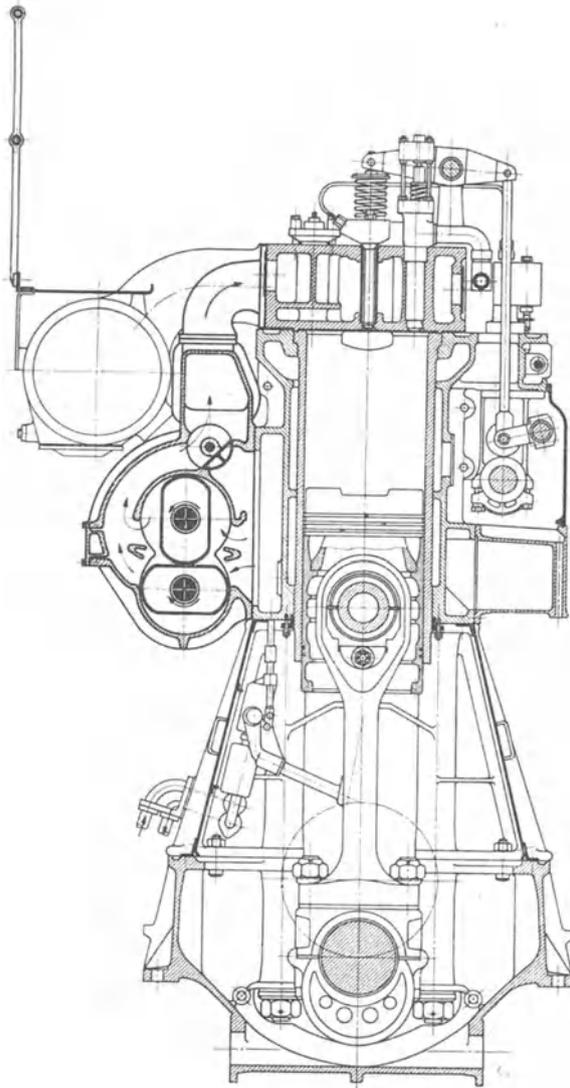


Abb. 41. Viertakt-Dieselmotor der Germaniawerft Krupp, Kiel, mit seitlich angehängtem Kapselgebläse zum Aufladen. Verstellung des Drehschiebers in der Gebläsedruckleitung gestattet Betrieb ohne Aufladung (z. B. bei Rückwärtsfahrt). (Im Kurbelraum links: Kühlölauführung zum Arbeitskolben mit schwingenden Gelenkrohren, sowie Indiziervorrichtung.)

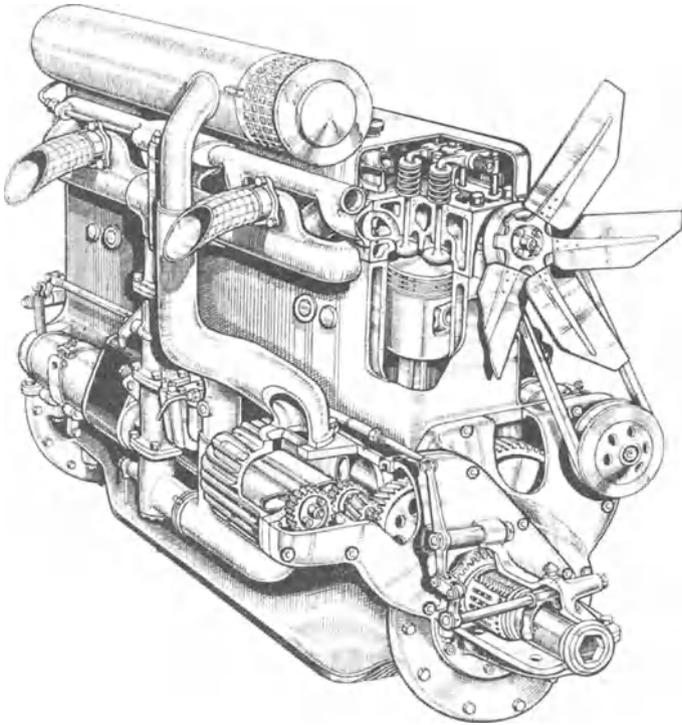


Abb. 42. Mercedes-Benz-Vergasermotor mit Aufladung, für Personenwagen
(Sechszylinder-Viertakt).

Oben Ansaugluftfilter, von dort Luftleitung durch Kapselgebläse („Kompressor“) zum Vergaser. Gemischleitung steigend zur Verteilerleitung (unter dem Luftfilter) und zu den Einlaßventilen.

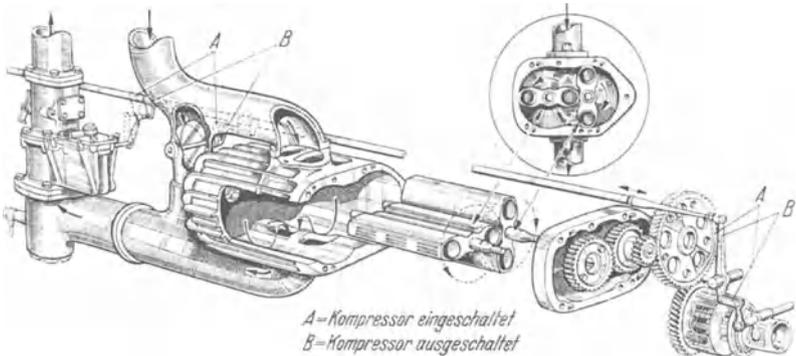


Abb. 43. Einzelheiten zum Aufladegerbläse des Mercedes-Benz-Wagenmotors.
Einrichtung zur wahlweisen Einschaltung oder Umgehung des Kompressors. Links Vergaser.

Aufladen, d. h. künstliche Erhöhung des eintretenden Luftgewichtes durch Vorverdichtung. Man benötigt also ein Gebläse oder einen Kompressor, der dem Motor eine größere Luftmenge zuschiebt, als er von selber aus der Atmosphäre ansaugen würde. η_L also größer als 1! Dies ist besonders wichtig bei Flugmotoren in sehr großen Höhen bei der dort nur verfügbaren dünnen Luft, sowie bei Motoranlagen, die in großen Meereshöhen aufgestellt werden.

Besonders interessant sind die Ausführungsformen, bei welchen das Aufladegebläse durch eine Abgasturbine betrieben wird (System Büchi).

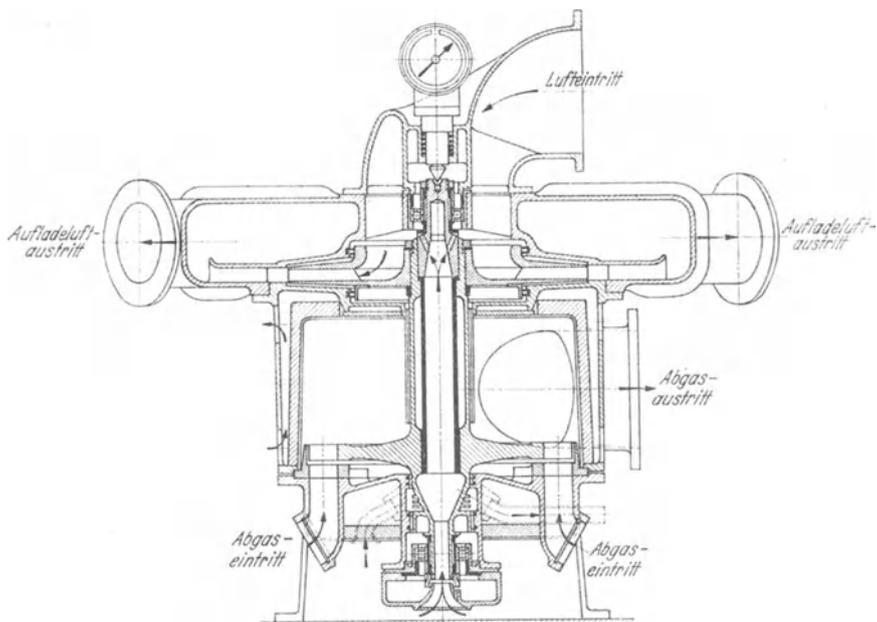


Abb. 44. Abgasturbine mit Büchi-Aufladegebläse, Brown-Boveri.

Es gelingt auch, durch Ausnutzung der in einem Ansaugerohr auftretenden stehenden Luftschwingungen für bestimmte Motordrehzahlen eine Art Aufladung zu erzeugen, wenn nämlich gerade im Augenblick des Druckmaximums am motorseitigen Rohrende das Einsaugventil schließt.

Bei Motoren mit gesteuerten Ventilen bietet das Aufladen keine Schwierigkeiten. Bei Zweitaktmotoren jedoch, welche Ein- und Auslaßschlitze besitzen, von denen normalerweise der Auslaßschlitz

als letzter schließt, sind besondere Maßnahmen zur Ermöglichung des Aufladens erforderlich (s. später, S. 138).

7. Kühlung.

Die Werkstoffe des Maschinenbaues — vornehmlich Eisen, Bronze, Leichtmetall — vertragen nicht unbegrenzt hohe Temperaturen. Es genügt keineswegs, unter dem Schmelzpunkt (Schmelzpunkte: Al 650°, Fe 1200°, Bronze 900°) des Werkstoffes zu bleiben, man muß schon Temperaturen vermeiden, bei denen die Festigkeit des Werkstoffes merkbar nachläßt, oder bei denen *rasche Ver-zunderung* eintritt, d. h. der Werkstoff selbst Reaktionen mit der Verbrennungsluft eingeht. Im allgemeinen dürfen Wandtemperaturen von 400° (250° bei Leichtmetallen) nicht überschritten werden, und wo dies etwa unvermeidbar ist (Auspuffventilkegel, Vorkammereinsätze, Glühkopf, Schirmblech für Kolbenstange bei doppeltwirkenden Motoren usw.) müssen hochhitzebeständige Chrom-Molybdän- und Nickellegierungen verwendet werden.

Die Teile des Motors jedoch, die gleitende Bewegungen aufeinander ausführen und deshalb natürlich geschmiert werden müssen, dürfen *des Schmieröls wegen* keine hohen Temperaturen annehmen, da das Schmieröl schon bei 250 bis 300° nicht mehr die gewünschten Eigenschaften beibehalten könnte (Laufbüchse, Kolbenmantel).

Alle *Kolbenmotoren haben nun von Natur aus den wichtigen Vorteil für sich*, daß infolge ihrer *periodischen Arbeitsweise* die hohe Zündtemperatur (rd. 2000° C) nur einen Bruchteil des Arbeitsspieles über auftritt und, ehe noch die Wand Zeit hätte, die hohen Temperaturen wahrzunehmen, bereits durch die tiefe Temperatur der frisch eintretenden Ladung oder Spülluft abgelöst wird. *Die Wand verspürt also nur eine „Durchschnittstemperatur“* und diese fällt um so niedriger aus, je besser die Spül- und Kühlwirkung der frischen Ladung zur Wirkung kommt. Motoren mit Aufladung z. B. haben infolge der gesteigerten Kühlwirkung der hinein- und hindurchgespülten Frischluft im allgemeinen geringere Wandtemperaturen trotz der höheren Literleistung! Es muß danach getrachtet werden, diesen Vorteil wirklich allen beheizten Wandungsteilen zugute kommen zu lassen.

Diese Tatsache genügt aber trotzdem noch nicht, um bei den gebräuchlichen Literleistungen gefährliche Wandtemperaturen zu vermeiden. *Motoren müssen gekühlt werden, um der Wände des Verbrennungsraumes und der Erhaltung der Schmierschicht willen.*

Die Laufbüchsen sind in der Regel von einem *Wassermantel* umgeben, die Zylinderdeckel enthalten wasserdurchflossene Kühlräume, oder sie besitzen Kühlrippen, die von einem *Luftstrom* kaltgeblasen werden (vgl. Abb. 26, S. 18).

Kleinere Arbeitskolben behalten erträgliche Temperaturen, weil sie dauernd durch ihre Kolbenringe Wärme an die Laufbüchsenwand ableiten. Bei großen Motorabmessungen müssen auch die Kolben selbst gekühlt werden. Die Kühlflüssigkeit muß dann während der Bewegung des Kolbens dauernd zu- und abgeführt werden. Dies geschieht durch Posaunenrohre mit Stopfbüchsenabdichtung und Windkesseln, oder durch Gelenkrohre. Wegen der Schwierigkeit, solche im Kurbelraum schwingenden Gelenke dicht zu halten, wird in diesem Fall *Schmieröl* als Kühlflüssigkeit angewandt („Ölkühlung“), obwohl dieses nur etwa halb so große spezifische Wärme wie Wasser hat, und wegen der Gefahr des Anbrennens (Verkokens) an heißen Wänden besondere Sorgfalt zur Gewährleistung eines niemals stockenden, turbulenten Ölstromes nötig wird.

Werden die Wände gekühlt, so geht dauernd Wärme von dem heißen Hubrauminhalt durch die Wände an das kalte Kühlmittel über, man muß also — gegen die eigentliche Absicht — eine *fortwährende* Wärmeabführung aus dem Arbeitsprozeß in Kauf nehmen, die leider zu einer Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrades führt. Man will die *Wände* kühlen, soweit sie es nötig haben, und entzieht dadurch gegen jede Absicht dem Arbeitsprozeß wertvolle Wärme. Man setzt dadurch den Gütegrad η_g herab!

Diese Verschlechterung ist nicht darin zu sehen, daß *überhaupt* Wärme abgeführt wird, — denn eine erhebliche Wärmemenge Q_2 mußte ja — wie eingangs gezeigt — naturnotwendig abgeführt werden — sondern darin, daß eine Wärmemenge zu *programmwidriger Zeit* aus dem Prozeß verschwindet. Beim Idealprozeß (etwa dem Seiliger-Prozeß S. 11) sollte Wärme lediglich *am Ende* des Prozesses mit den heiß auspuffenden Abgasen entweichen. Bei dem Motor mit gekühlten Wänden entweicht *schon vorher* ein guter Teil der abzuführenden Wärme ins Kühlwasser (die Abgase sind dann natürlich kälter).

Am bedauerlichsten ist der große Wärmeverlust, der schon gleich während der Verbrennung an die Wände übergeht. Er ist um so größer, je heißer die Verbrennungstemperatur, je kälter und umfangreicher die Oberfläche des Verbrennungsraumes, und je heftiger die Bewegungen, Wirbelungen und Schwingungen des brennenden Gases sind.

Diese Abweichungen im Verlauf des Prozesses beim gekühlten Motor von dem Idealverlauf beim ungekühlten Motor bedingen wie *jede* Abweichung vom Idealverlauf, eine Verringerung des Gütegrades η_0 und damit der verhältnismäßigen Arbeitsausbeute.

In einem anschaulichen Bild stellt sich die Verteilung der im eingeführten Brennstoff enthaltenen Energien folgendermaßen dar :

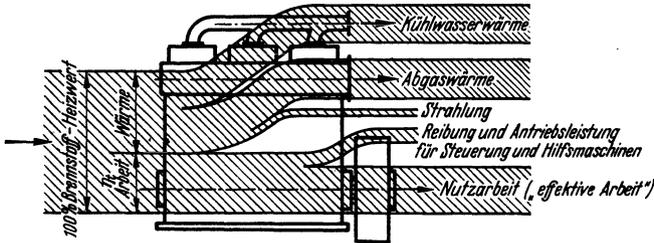


Abb. 45. Schaubild („Sankey Diagramm“) des Energiestroms in einem Brennkraftmotor.

Nur der Bruchteil η_i wird in mechanische Arbeit umgesetzt, und auch davon geht ein Teil als Reibung für die Nutzarbeit verloren.

Für Überslagsrechnungen kann als Erfahrungswert für den in das Kühlmittel übergehenden Anteil der im Brennstoff zugeführten Wärmemenge Q_1 etwa 25 bis 35% des Heizwertes angenommen werden.

Wohlverstanden: Könnte man einen Motor mit ungekühlten, wärmefesten Wänden bauen, so wäre nicht etwa der thermische Wirkungsgrad η_t um diese ebengenannten 25 bis 35% größer. Das Auspuffgas würde vielmehr erheblich heißer sein als beim gekühlten Motor und dementsprechend mehr Abwärme abführen. η_t läßt sich im Höchsthalle auf η_{th} steigern!

Andere Gesichtspunkte, die zur Forderung kühler Wände bei Otto-Motoren führten, sind schon früher genannt worden: Rücksicht auf guten Liefergrad η_L , niedrige Verdichtungsendtemperatur, Verringerung der Klopfneigung.

Auch die *Verdunstungskälte* (Verdampfungswärme) der in Dampfform übergehenden flüssigen Brennstoffe übt eine Kühlwirkung aus, die den Wänden zugute kommt, dem Prozeß aber unerwünschterweise ungenutzte Wärme entzieht. Am heftigsten wirkt in dieser Beziehung *Wassergehalt* des Brennstoffes (Spiritus!), da das Wasser Verdampfungswärme beansprucht, ohne Verbrennungswärme zu liefern.

Bei sehr hohen Verbrennungstemperaturen kommt noch ein weiterer Umstand hinzu, der ebenfalls den Temperaturverlauf

beeinflusst und als eine Art Kühlwirkung in diesem Zusammenhang genannt werden kann: Die *Dissoziation* (Spaltung) der Verbrennungsgase. Bei hohen Temperaturen (über etwa 1800°) entsteht z. B. neben dem vollkommenen Verbrennungsprodukt CO₂ auch ein gewisser Teil unvollkommen verbranntes Kohlenoxyd CO, das also noch einen Teil seiner Verbrennungswärme in sich trägt. Diese Wärme kann erst später frei werden, wenn die Temperatur des Gases während der Expansion wieder sinkt und das CO mit O₂ zu CO₂ endlich nachverbrennt, eine verspätete Wärmezufuhr also, welche die Wandtemperaturen günstiger gestaltet und den bei Otto-Motoren so steilen Druckverlauf mildert.

Die Nachverbrennung von CO (und H₂) während der Expansion kann natürlich nur eintreten, wenn genügend Sauerstoff zur Verfügung steht. Daß dies in der Regel nicht der Fall ist, zeigt der typische CO-Gehalt (giftig!) der Abgase von Motoren, die mit heißen Verbrennungstemperaturen (bis 2300° C) arbeiten. (Otto-Motoren mit kleinem Luftüberschuß λ). Dieselmotoren, die mit *großem* λ arbeiten müssen ($\lambda = 1,6 - 2,0$), haben dementsprechend *geringere* Verbrennungstemperaturen (etwa 1500 bis 1800° C), also keinen Anlaß zur Dissoziation und zur CO-Bildung. Die Abgase von Dieselmotoren sind daher ungiftig, sie enthalten als Unverbranntes allenfalls schwer entzündbare Kohlenwasserstoffe (Methan), die zu früh an kalte Wände geraten sind.

Infolge des Wärmeflusses durch die Wandungen entstehen in dem Werkstoff der Wände Wärmespannungen, welche heftige Ausmaße annehmen können und Ursache von Rissen und Brüchen werden können (vgl. die späteren Ausführungen S. 119 und 123).

Man muß sich darüber klar sein, daß im Kühlwasser an den besonders heißen Stellen der Wand *Dampfblasen* entstehen, die allerdings nach der Ablösung von der Wand im kälteren Kühlwasser rasch wieder kondensieren. Man trägt dieser Tatsache Rechnung, indem man Hohlräume an heißen Stellen, in denen sich Dampfsäcke bilden könnten, peinlich vermeidet. Man läßt das Kühlwasser *steigend von unten nach oben* durch die Kühlräume des Motors fließen. Man gewöhnt sich auch allmählich daran, daß man dem Motorkühlwasser die gleiche Sorgfalt zuwenden muß wie dem Kesselspeisewasser, um *Kesselsteinausscheidungen an den heißen Verdampfungsflächen* zu vermeiden. Diese setzen — ebenso wie etwa anhaftender Ölfilm oder Luftnester — natürlich die Kühlwirkung erheblich herab und erhöhen die Wandtemperaturen schließlich in gefährlichem Maße.

8. Zündung und Verbrennung.

Zur Zündung eines Brennstoff-Luftgemisches müssen verschiedene Bedingungen erfüllt sein.

1. Das Gemisch selbst muß zündfähig sein. Zu „magere“ Gemische, in denen zu wenig Brennstoff enthalten ist, zünden nicht. Zu „fette“ Gemische, in denen zuviel Brennstoff enthalten ist, zünden ebenfalls nicht.

2. Es muß an irgendeiner Stelle in dem zündfähigen Gemisch die Zündtemperatur des Gemisches überschritten sein. Diese Zündtemperatur ist kein fester Wert, sie hängt wesentlich von der Art des Brennstoffes und der Dichte der Verbrennungsluft ab.

3. Die Zufuhr von Wärme aus der frei werdenden Verbrennungswärme muß schneller erfolgen als die Abführung von Wärme (an Luft, Wände und verdampfende Brennstofftropfen), sonst kann die Zündung nicht um sich greifen und nicht alle Gemischteile erfassen.

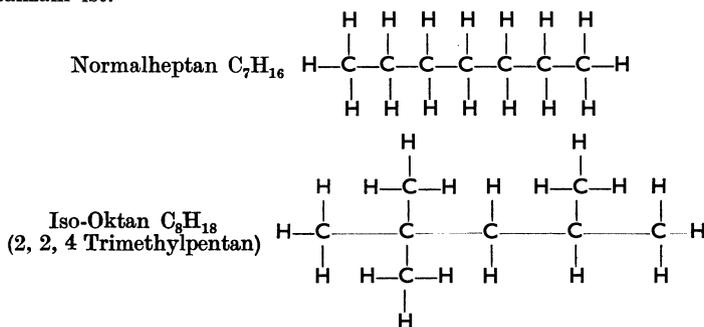
Bei Fremdzündung eines Gas-Luftgemisches, wie sie im Otto-Motor mittels elektrischen Funkens geschieht, läuft eine Flammenfront von der Zündstelle aus durch den ganzen gemischerfüllten Raum. Ihre Eigengeschwindigkeit ist nur wenige m/sek, sie wird vorangetragen durch die Ausdehnung der hinter ihr verbrennenden und heiß werdenden Gasmengen. Die im ersten Augenblick der Zündung entstehenden Druckwellen laufen mit Schallgeschwindigkeit — also weit schneller als die Flammenfront — voraus, und können im unverbrannten Gemisch Druck- und Temperaturzustände hervorrufen, die das noch gar nicht von der Flamme erreichte, aber kurz vor der Zündtemperatur stehende Gemisch zur Selbstentzündung veranlassen. Die damit verbundene besonders rasche Drucksteigerung setzt den ganzen Gasinhalt in heftige Schwingungen, die nach außen durch ein hellmetallisch klingendes Geräusch, das „Klopfen“, bemerkbar werden. Dabei erhöht sich der Wärmeaustausch mit den Wänden, was zu schlechterem Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses, größerem Brennstoffverbrauch und gefährlicher Erhitzung der Wandungen führt.

Es gibt mehr oder weniger „klopfeste“ Formen des Verbrennungsraumes, und es gibt mehr oder weniger „klopfeste“ Brennstoffe. Sicherlich müssen Bauformen, bei denen *heiße Gasnester* (in der Umgebung des Auspuffventils!) bestehen können, die weder durch die Spülwirkung des einströmenden Gemisches noch durch die Wirbelung im Zylinder ausreichend erfaßt werden, in

erhöhtem Maße zum Klopfen neigen, weil dort am ehesten die Bedingungen zur Selbstentzündung eintreten können. Auf die Entstehung und Fortpflanzung der erwähnten Druckwelle ist natürlich der Ausgangspunkt der Zündung von Einfluß, und tatsächlich ist die Lage der Zündkerze im Verbrennungsraum durchaus nicht einerlei hinsichtlich der Klopfneigung eines Motors. *Möglichst gleichmäßige Temperatur des Gemisches (erreichbar durch mäßige Durchwirbelung), schlichte Form des Verbrennungsraumes, Ausgang der Zündung von der heißesten Stelle* müssen verständlicherweise *klopfmindernd* wirken. Auf jeden Fall hilft niedrigere Verdichtungsendtemperatur, d. h. *niedrigerer Verdichtungsdruck und kalte Wandung* gegen die Erscheinung des Klopfens — leider unter Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrades und Erhöhung des Verbrauches.

Man teilt die Motoren und Brennstoffe hinsichtlich ihrer Klopfneigung ein mit Hilfe der „Klopfziffer“ oder „Oktanzahl“.

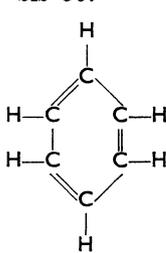
Bei Motoren stellt man durch Probelauf fest, wieviel Raumteile eines sehr klopfesten Brennstoffes, nämlich Iso-Oktan, einem Brennstoff mit starker Klopfneigung (Normalheptan) beigemengt werden müssen, damit das Klopfen verschwindet. Man erhält die Klopfziffer als Raumanteile (Volumenprozent) Oktan. Der Motor ist um so klopfester, je kleiner seine Oktanzahl ist.



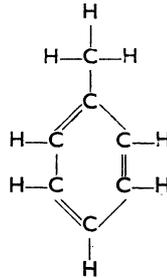
Zur Untersuchung der Klopfestigkeit eines Brennstoffes benutzt man einen einheitlichen Prüfmotor, dessen Verdichtungsgrad ε veränderlich ist. Man stellt zunächst bei Betrieb dieses Motors (des sog. C.F.R.-Motors) mit dem zu untersuchenden Brennstoff fest, bei welchem ε das Klopfen einsetzt, und bestimmt sodann genau wie oben die Oktanzahl eines Oktan-Heptan-gemisches, bei der in diesem Einheitsmotor das Klopfen unter den gleichen Betriebsbedingungen gerade verschwindet. So erhält man die Klopfziffer des zu untersuchenden Brennstoffes. Hat z. B. ein Brennstoff die Klopfziffer 80, so bedeutet das, daß er genau so klopfest ist wie ein Gemisch aus 80 Raumteilen Iso-Oktan und 20 Raumteilen Normalheptan. Ein Brennstoff ist um so klopfester, je größer seine Oktanzahl ist.

Soll beim Betrieb irgendeines Motors mit irgendeinem Brennstoff kein Klopfen auftreten, so muß offenbar die Klopfziffer des Motors kleiner sein als die Klopfziffer des Brennstoffes. Je kleiner die Klopfziffer eines Brennstoffes ist, um so niedriger nur kann die Verdichtung des Motors sein, der diesen Brennstoff ohne Klopferscheinung verarbeiten soll.

Die üblichen Kraftwagenbrennstoffe haben Klopfziffern von 50 bis 70, besonders hochwertige Brennstoffe (für Flugzeugmotoren) 75 bis 90.



Benzol C_6H_6
(nach KÉKULÉ)



Toluol C_7H_8
(Methylbenzol)

Mischung von Benzin mit Alkohol, Toluol oder Benzol erhöht die Klopfestigkeit. Zusatz von geringen Mengen — etwa 1 : 1000 Raumteile und weniger — von Bleitetraäthyl $Pb(C_2H_5)_4$ (giftig! lichtempfindlich!) bewirkt überraschende Erhöhung der Klopfziffer. Die Verbrennungsgase der so versetzten „Bleibenzine“ greifen Auslaßventile, Ventilsitze und Auspuffrohre an, welche daher aus Sonderwerkstoffen (Chrom-Nickel-Stähle usw.) hergestellt werden müssen. Auch Eisenpentacarbonyl $Fe(CO)_5$ hat sich als klopfminderndes Zusatzmittel bewährt.

Im *Dieselmotor* wird der Brennstoff in Form kleiner Nebeltröpfchen (durchschnittlich etwa $\frac{2}{100}$ mm Dmr.) in die hochverdichtete heiße Verbrennungsluft eingespritzt. Die Tröpfchen erhitzen sich, sie verdampfen an der Oberfläche — und zwar die leichtest flüchtigen Bestandteile zuerst — und diese Dampfhülle verbrennt mit dem sie umgebenden, heißen Sauerstoff. Der Tröpfchenkern — ob flüssig oder verdampft — muß durch die Hülle verbrannten Gases zu neuem Sauerstoff gelangen, was um so rascher geschieht, je größer die Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Luft ist. Man ist also auf hohe Einspritzgeschwindigkeit und kräftige Verwirbelung bedacht, wodurch die Verbrennungszeit erheblich verkürzt wird.

Zwischen dem Beginn der Einspritzung und dem Beginn der Drucksteigerung durch die Verbrennung liegt eine kurze Zeit von etwa $\frac{1}{1000}$ bis $\frac{1}{300}$ Sekunde. Dieser „Zündverzug“, der für verschiedene Brennstoffe verschieden ist, wird mit steigender Temperatur kleiner, und ist demnach beeinflussbar durch höhere Verdichtung, heißere Wände, höhere Belastung usw.

Bei langsam laufenden Motoren ist die Einspritzzeit des Brennstoffes, die sich bis zu 40° Kurbelwinkel nach Totpunkt erstrecken kann, sehr viel größer als dieser kurze Zündverzug, so daß man den Verbrennungs- und Druckverlauf des Motors völlig durch die Wahl eines geeigneten Einspritzverlaufs (Nockenform!) in der Hand hat. Man kann also hoch verdichten und in guter Annäherung die ideale Gleichdruckverbrennung verwirklichen.

Bei raschlaufenden Motoren jedoch, wo der Zündverzug einen wesentlichen Anteil der Einspritzzeit darstellt, hat man natürlich auf den Verbrennungsverlauf des ersten, während der Zündverzugszeit eingespritzten Brennstoffs so gut wie keinen Einfluß. Es entstehen verpuffungsartige rasche Drucksteigerungen, die für das Gestänge und die Lager schädliche Beanspruchungen mit sich bringen, und die zu niedrigerer Verdichtung zwingen, wenn ein zulässiger Höchstdruck nicht überschritten werden soll.

Man erstrebt also *möglichst kleinen Zündverzug*, und trachtet danach, während der Zündverzugszeit nur wenig und nachher erst die volle Brennstoffmenge einzuspritzen.

Die Verbrennung selbst ist ein verwickelter und in den Einzelheiten seines Verlaufes noch nicht völlig geklärter chemischer Vorgang. Die schweren Kohlenwasserstoffe, aus denen die üblichen Brennstoffe bestehen, zerfallen und werden schrittweise abgebaut, es entstehen mannigfache, sehr kurzlebige Zwischenverbindungen, ehe die Endprodukte CO_2 und H_2O zustande kommen. Teile des Brennstoffes, die gleich an verhältnismäßig kalte Wände geraten, verbrennen unvollständig. Brennstoffteilchen, die nicht rechtzeitig dem entsprechenden Sauerstoff begegnet sind, verbrennen nicht. In den Abgasen finden sich daher kleine Anteile Methan (CH_4), Wasserstoff (H_2), Kohlenoxyd (CO) und andere unverbrannte Gase. Wasserstoff und Kohlenoxyd (geruchlos, giftig) entstehen bei hohen Temperaturen von 2000 bis 2300°C , wie sie in Otto-Motoren üblich sind, während in den Abgasen der Dieselmotoren, deren Verbrennungstemperaturen wegen des hohen Luftüberschusses geringer sind (1500 bis 1800°C), kein CO , sondern meist kleine Mengen des schwer entzündlichen Methans bemerkbar sind.

Der Druckverlauf während der Verbrennung ist in hohem Maße vom Zeitpunkt der Zündung und der Art und Dauer der Einspritzung (bei Dieselmotoren) abhängig. Frühzündung bewirkt scharfe, hohe Zünddrücke, Spätzündung niedrigere Drücke. Je kleiner der Zündverzug, und je kleiner die während des Zündverzugs eingespritzte Brennstoffmenge, um so günstiger der Druckanstieg bei der Verbrennung.

Hoher Einblaseluftdruck (bei Dieselmotoren mit Drucklufteinspritzung) bewirkt rasches Einblasen, feinere Zerstäubung und plötzlichere Verbrennung.

9. Abwärme.

Jede Wärmekraftmaschine muß, selbst wenn sie unter musterhaften Bedingungen arbeiten würde, einen großen Teil der im Brennstoff zugeführten Energie *in Form von Wärme* abführen. Es ist dies die in den Abschnitten I, 2. und 3. als Q_2 bezeichnete Wärmemenge. Sie ist um so größer, je kleiner der Gütegrad η_g , d. h. je schlechter die Annäherung des wirklichen Ablaufs an den Idealprozeß ist. Tatsächlich führen die heute üblichen Motoren 65 bis 80% der Brennstoffenergie als Wärme ab, und zwar (vgl. Abb. 45, S. 58) in den Auspuffgasen, im Kühlwasser, im Schmieröl und als Wärmeausstrahlung an die Umgebung.

Diese Wärme braucht nicht als Verlust betrachtet zu werden, wenn irgendeine Verwendung für Wärme vorhanden ist — zum Heizen, Kochen, Dampferzeugen, Trocknen usw. Wärme, die also sonst durch Verbrennung frischen Brennstoffes gewonnen werden müßte, entsteht als Abfallenergie in großen Mengen bei jeder Wärmekraftmaschine. In einer vorbildlichen Wirtschaft muß daher die Wärmekraftmaschine gleichzeitig als Lieferer von Kraft *und* von Wärme eingesetzt werden, und für beide Energieformen muß Verwendung gesucht werden, um nicht wertvolle und unwiederbringliche Brennstoffenergie zu vergeuden.

Bei Motorfrachtschiffen gelingt es z. B., den gesamten Dampfverbrauch zum Heizen und Kochen, den gesamten Strombedarf für Licht, elektrische Hilfsmaschinen, Kreiselkompaß und Funkanlage, ja den gesamten Energiebedarf für Rudermaschine und andere dampfbetriebene Hilfsmaschinen auf See lediglich aus der Dampferzeugung eines von den heißen Abgasen des Hauptmotors beheizten Kessels zu bestreiten.

Wichtig ist es, sich klarzumachen, daß Wärme um so wertvoller und um so brauchbarer ist je höher die Temperatur ist.

1 Liter Wasser von 90°C enthält zwar ebensoviel Wärmeeinheiten wie 10 Liter Wasser von 9° C, doch sieht man sofort, daß die Wärme im ersten Fall zum Heizen und Wärmeübertragen jeder Art geeignet, die gleiche Wärme in der zweiten Form jedoch nahezu wertlos ist.

Die mehrere hundert Grad heißen Auspuffgase enthalten also weit wertvollere und brauchbarere Wärme als das nur etwa 50° C warme Kühlwasser, so daß man bei der Abwärmeverwertung meist nur an die Verwertung der Abgaswärme denkt, die etwa 30 bis 35% des Brennstoffheizwertes umfaßt (also mehr als die Motorleistung, in Wärmeeinheiten ausgedrückt!).

Die Abgase sind um so kälter, je höher der Luftüberschuß ist. Beim Zweitaktmotor, der zudem noch mit einem überschüssigen Spülluftaufwand arbeitet, ist die Abgastemperatur niedriger als bei einem Viertaktmotor gleicher Leistung.

Beispiel: Abgasverwertung für einen 1000-PS-Motor.

<i>Viertakt.</i>	<i>Zweitakt.</i>
1000 PS _i	1000 PS _i
$p_{mi} = 7 \text{ kg/cm}^2$	$p_{mi} = 5,5 \text{ kg/cm}^2$
$N_i = z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot p_{mi} \cdot H \cdot \frac{n}{60 \cdot 75 \cdot 2}$	$N_i = z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot p_{mi} \cdot H \cdot \frac{n}{60 \cdot 75}$

Stündliches Hubvolumen:

$V_h = z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H \cdot 60 \cdot \frac{n}{2} \text{ m}^3/\text{h}$	$V_h = z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H \cdot 60 \cdot n \text{ m}^3/\text{h}$
also	
$V_h = N_i \cdot \frac{60 \cdot 60 \cdot 75}{p_{mi} \cdot 10000} \text{ m}^3/\text{h}$	$V_h = N_i \cdot \frac{60 \cdot 60 \cdot 75}{p_{mi} \cdot 10000} \text{ m}^3/\text{h}$

Wirklich verarbeitete Luftmenge:

$= \eta_L \cdot V_h$	$= s \cdot V_h$
η_L ist der „Liefergrad“ (vgl. S. 29)	s ist der Spülluftaufwand
$\eta_L \sim 0,82$	$s \sim 1,10$
Einheitsgewicht der Luft $\gamma \sim 1,2$	$\gamma \sim 1,2$

Also verarbeitetes Luftgewicht:

$\eta_L \cdot \gamma \cdot \frac{N_i}{p_{mi}} \cdot \frac{60 \cdot 60 \cdot 75}{10000}$	$s \cdot \gamma \cdot \frac{N_i}{p_{mi}} \cdot \frac{60 \cdot 60 \cdot 75}{10000}$
$= 26,6 \cdot \frac{1000}{7} = 3800 \text{ kg/h}$	$= 35,6 \cdot \frac{1000}{5,5} = 6460 \text{ kg/h}$

Dazu die eingespritzte Brennstoffmenge:

$$b_i = 0,145 \text{ kg/PS}_1 \text{ h} \\ 145 \text{ kg/h}$$

$$b_i = 0,145 \text{ kg/PS}_1 \text{ h} \\ 145 \text{ kg/h}$$

Lufteinspritzung angenommen:

unmittelbare Einspritzung
angenommen.

Einblaseluftmenge etwa
5,5 Liter/PS · min (vgl. S. 151)

$$\frac{5,5 \cdot 1000 \cdot 60 \cdot 1,2}{1000} = 400 \text{ kg/h}$$

Abgasgewicht:

$$\begin{array}{l} \text{Luft} \dots\dots\dots 3800 \text{ kg/h} \\ \text{Brennstoff} \dots\dots 145 \text{ kg/h} \\ \text{Einblaseluft} \dots\dots 400 \text{ kg/h} \\ \hline 4345 \text{ kg/h} \end{array}$$

$$\begin{array}{l} \text{Luft} \dots\dots\dots 6460 \text{ kg/h} \\ \text{Brennstoff} \dots\dots 145 \text{ kg/h} \\ \hline 6605 \text{ kg/h} \end{array}$$

Wir kennen nun die Abgasmenge. Die in den Abgasen enthaltene Wärmemenge möge in beiden Fällen rd. 35% der mit dem Brennstoff zugeführten Wärme Q_1 sein.

Brennstoff 145 kg/h von $H_u = 10000 \text{ kcal/kg}$.

Abgaswärme $0,35 \cdot 145 \cdot 10000 = 500000 \text{ kcal/h}$.

Die spezifische Wärme $c_p \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$ kann in besonderen Fällen aus der Abgaszusammensetzung genau errechnet werden. Hier genügt es angesichts der bereits mehrfach eingeführten abgerundeten Erfahrungswerte, mit dem durchschnittlichen Wert $c_p = 0,25$ zu rechnen. Wir erhalten somit die Temperatursteigerung der Abgase gegenüber der zugeführten Verbrennungsluft:

$$\begin{array}{l} \text{Viertakt} \\ \frac{500000}{4345 \cdot 0,25} = 460^\circ\text{C} \\ \text{Außenlufttemperatur} \dots\dots 20^\circ\text{C} \\ \text{Abgastemperatur} \dots\dots\dots 480^\circ\text{C} \end{array}$$

$$\begin{array}{l} \text{Zweitakt} \\ \frac{500000}{6605 \cdot 0,25} = 300^\circ\text{C} \\ \text{Abgastemperatur} \dots\dots\dots 320^\circ\text{C} \end{array}$$

Natürlich kann man die Abgaswärme nicht vollständig ausnützen und zur Dampferzeugung heranziehen. Erstens läßt sich Wärme nur vom wärmeren auf den kälteren Körper übertragen, und auch dazu ist praktisch ein gehöriges Temperaturgefälle erforderlich. Zweitens muß man sich davor hüten, die Abgase unter den Taupunkt abzukühlen, da sonst der im Abgas enthaltene Wasserdampf flüssig wird und mit den SO_2 -Mengen, die im Abgas vorhanden sind, zerstörende Säuren bildet. Mit Rücksicht auf zeitweise kleinere Belastung des Motors mit entsprechend geringeren Abgastemperaturen pflegt man die Temperatur der Abgase am Kesselaustritt bei Vollastbetrieb nicht niedriger als etwa 170 bis 180° C zu machen. Es werden also nur ausgenutzt:

$$500000 \cdot \frac{480 - 180}{460} = 325000 \text{ kcal/h}$$

$$500000 \cdot \frac{320 - 180}{300} = 233000 \text{ kcal/h}$$

Wir müssen trotz besten Wärmeschutzmaßnahmen an Kessel und Leitungen Wärmeverluste in Rechnung setzen, und schätzen, daß etwa 0,90 der ebenberechneten Wärmemenge zur Dampferzeugung wirklich nutzbar wird. Wir nehmen z. B. an, daß Satttdampf von 7 atü aus Speisewasser von 40° C erzeugt werden soll. Wir entnehmen einer Dampftabelle den Wert für den Wärmehalt solchen Dampfes: $i'' = 662,3$ kcal/kg und errechnen damit die im Abgaskessel eines 1000-PS₁-Motors erzeugbare Dampfmenge:

$$\frac{0,90 \cdot 325000}{662,3 - 40} = 470 \text{ kg/h} \qquad \frac{0,90 \cdot 233000}{662,3 - 40} = 340 \text{ kg/h.}$$

Zur Bemessung der Heizfläche muß man den Wärmeübergangswert „ k “ kcal/m² Heizfläche · ° C Temperaturgefälle kennen. Dieser ergibt sich bei dem stoßweise fortschreitenden Abgasstrom bemerkenswert besser als bei dem sonst im Kesselbau bekannten gleichmäßigen Feuergasstrom. Mit Berücksichtigung der auftretenden Verschmutzung der Heizfläche rechnet man etwa mit dem Durchschnittswert $k = 60$ kcal/m² · ° C.

Der Gedanke liegt nahe, das heiße *Motorkühlwasser* als Kessel-speisewasser für den Abgaskessel zu verwenden, und auf diese Weise weitere Abwärmemengen wirtschaftlich auszunutzen. Leider eignet sich das Kolbenkühlwasser der mit Kolbenkühlung ausgerüsteten Großmaschinen hierzu nicht ohne weiteres, und zwar wegen der für Kessel untragbaren Ölbeimengungen, die das Wasser an den Posaunenrohrstopfbuchsen aufnimmt. Man muß überhaupt bedenken, daß ein ordentlicher Kesselbetrieb hohe Anforderungen an Härte, Stein-, Öl- und Gasfreiheit des Speisewassers stellt, und daß eine Verwertung des Motorkühlwassers also eine dementsprechend sorgfältige Behandlung des Wassers verlangt, wie sie beim Kessel üblich ist.

Die stoßweise strömenden Auspuffgase geben Anlaß zu Geräuschen, die sich bis zu donnerndem Lärm steigern können, zu Rüttelungen und Rissen, Undichtheiten und Zerstörungen, wenn diesen Erscheinungen nicht durch zielbewußte Gestaltung der Bauteile begegnet wird. Man vermeide grundsätzlich jede ebene Fläche — auch Rippen auf ebenen Flächen genügen erfahrungsgemäß nicht! — man baue kräftig und starkwandig, man bevorzuge *gegossene* Krümmer, Übergangsstücke usw. und man sichere etwaige Schieber oder Klappen sorgfältig durch kräftige Vorreiber u. dgl. Jede Nachlässigkeit des Konstrukteurs an solchen Bauteilen rächt sich durch Klappern, Ausschlagen, Undichtwerden, Zerbrechen und Platzen, die normalen Formen des Kesselbaues genügen nicht ohne weiteres den an Abgaskessel zu stellenden Bedingungen. Andererseits macht die verhältnismäßig niedrige Abgastemperatur viele Vorsichtsmaßnahmen und Betriebsregeln,

die sich aus der sonst so hohen Feuergastemperatur normaler Kessel herleiten, überflüssig.

Die Abgastemperatur des Motors ist für den Fachmann ein beliebter und zuverlässiger Anhalt zur Beurteilung der Leistung und Verbrennung. Insbesondere ist die Ablesung der Temperaturen an den einzelnen Auspuffstutzen eines Vielzylindermotors ein wichtiges Mittel zur Einregelung der gleichen Leistungsverteilung auf die einzelnen Arbeitszylinder. Man muß sich nur davor hüten, die gleich hinter dem Zylinder abgelesene Abgastemperatur als richtigen Meßwert anzusehen, den man etwa den Wärmebilanz- oder Abgasverwertungsrechnungen zugrunde legen könnte. Die wirkliche durchschnittliche Abgastemperatur liegt immer höher, wie man an einem weiter entfernt am Auspuffsammelrohr angebrachten Thermometer stets feststellen kann. Die Erklärung ist einfach: Die im Augenblick des Aufpuffbeginnes am Thermometer vorbeiströmenden *heißesten* Gase stürmen *am schnellsten* vorbei, während die nachkommenden *kühleren* Gase *langsamer* vorbeistreichen, so daß der Zeitdurchschnitt der Temperatur, den das Thermometer anzeigt, natürlich nicht dem richtigen Mittelwert entspricht, der sich als Mischungstemperatur im Auspuffsammelrohr einstellt.

Im Zusammenhang mit dem hier zur Verwertung der Abwärme Gesagten mögen die Vorschläge erwähnt werden, welche die *Wärme der heißen Auspuffgase wieder im eigentlichen Arbeitsprozeß nutzbar machen* möchten. Wenn man nämlich den Verdichtungstakt nicht adiabatisch, sondern unter heftiger Wärmeentziehung etwa isothermisch verlaufen ließe, so könnte man der kaltgebliebenen verdichteten Ladung *vor* der Verbrennung des Brennstoffes zuerst Wärme von den heißen Abgasen durch Wärmeaustausch zuführen und würde damit tatsächlich eine beachtliche Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades erzielen. Der praktischen Verwirklichung im Motor steht die Trägheit der Wärmeübertragung im Wege, die sowohl bei der geforderten isothermischen Verdichtung, wie auch bei dem darauf folgenden Abgaswärmeaustausch weitaus größere Zeiten und wärmeübertragende Flächen verlangen würde, als es für den Motorbetrieb tragbar erscheint.

III. Die Kolbenmaschine.

1. Kräftespiel der Kolbenmaschine.

Der auf die Kolbenfläche F cm² wirkende Gasdruck p atü (mit der Kurbelstellung veränderlich!) ergibt eine in Richtung der Zylinderachse wirkende Kraft $P = p \cdot F$ kg, die am Kreuzkopf zu zerlegen ist in die Komponenten N kg (Gleitbahndruck) und S kg (Kraft in Treibstangenachse).

Die in ihrer Eigenrichtung verschobene Kraft S wirkt auf den Kurbelzapfen K , wo sie ersetzt werden kann durch das Kräftepaar M_d kgcm (geschrafftes Parallelogramm) und die Lagerkraft L kg (Abb. 46).

Zerlegt man L wiederum in eine waagerechte und eine senkrechte Komponente, so erkennt man leicht, daß die senkrechte Komponente der Kraft P , die waagerechte der Kraft ($-N$) entspricht. Das Kräftepaar $N-N$ stellt ein Kippmoment dar, das den Motor entgegen seiner Drehrichtung umwerfen möchte. Dieses Kippmoment („Reaktionsmoment“) ist gleich groß aber umgekehrt gerichtet wie das in Abb. 46 geschraffte Nutzmoment M_d , das der Motor an der Kurbelwelle abgibt.

Die senkrechte Komponente P ist keine freie Kraft, welche etwa durch das Fundament aufgenommen werden müßte, denn ihr wirkt eine gleich große, entgegengesetzt gerichtete Kraft $P = p \cdot F$ entgegen, die von dem Gasdruck auf die Zylinderdeckelfläche herrührt. Die beiden Kräfte P heben sich innerhalb des Motors auf, beanspruchen aber die ganzen Bauteile und Verbände auf Zug, sie suchen den Motor zu dehnen.

Bauarten mit durchgehenden stählernen Zugankern tragen dieser Tatsache Rechnung und entlasten die Gußteile des Motorgehäuses von den unangenehmen rasch wechselnden Zugspannungen (vgl. Abb. 36 und 41).

Kleinere Motoren ersparen sich den Kreuzkopf und übertragen den Gleitbahndruck N unmittelbar vom Kolbenbolzen auf die Laufbüchse des Arbeitskolbens. „Tauchkolbenbauart“ (englisch: „plunger“ vereinzelt als Fremdwort noch gebräuchlich).

Eine weitere Art von Kräften, die im Kurbelgetriebe einer Kolbenmaschine auftreten, sind die *Massenkräfte*, das ist der Trägheitswiderstand der umlaufenden und hin- und hergehenden schweren Teile gegen Beschleunigungen.

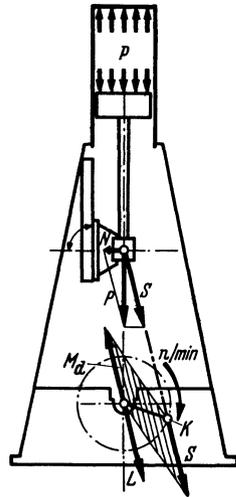


Abb. 46.

Zerlegung der Kräfte im Kurbelgetriebe einer Kolbenkraftmaschine.

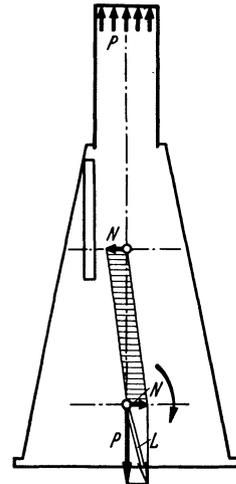


Abb. 47. Kippmoment.

Die Massenkraft *umlaufender Massen* — also Kurbelschenkel, Kurbelzapfen, kurbelseitiger Treibstangenkopf — ist einfach die Fliehkraft $m_r \cdot \omega^2 \cdot r$ kg, also eine mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega = \frac{\pi}{30} \cdot n$ umlaufende, gleichbleibende, stets vom Kurbelzapfen radial nach außen gerichtete Kraft.

Mit r ist der Kurbelradius bezeichnet, und m_r bezeichnet eine im Kurbelzapfenmittelpunkt vereinigt gedachte Masse. Liegt der Schwerpunkt eines umlaufenden Bauteiles — z. B. Kurbelschenkels — nicht im Kurbelzapfenmittelpunkt, sondern beispielsweise um r_s cm aus der Wellenachse entfernt, so muß die Masse m_s dieses Teiles einfach mit r_s/r multipliziert werden, und m_r ist die Summe aller solcher $m_s \cdot \frac{r_s}{r}$. Als Masse des „kurbelseitigen Treibstangenkopfs“

berechne man den Ausdruck $m_T \cdot \frac{l_s}{l}$, worin m_T die Gesamtmasse der Treibstange, l die Länge der Treibstange zwischen den Zapfenmitten, und l_s den Abstand des Treibstangenschwerpunktes von Mitte Kreuzkopfbzapfen bedeutet. Diesen Anteil der Treibstangenmasse denkt man sich im Kurbelzapfen vereinigt, den Rest $m_T \left(1 - \frac{l_s}{l}\right)$ im Kreuzkopfbzapfen als „kolbenseitigen Treibstangenanteil“.

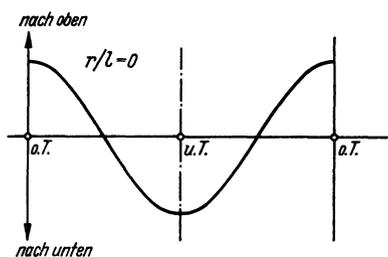


Abb. 48. Massenkraft der hin- und hergehenden Massen bei Annahme unendlich langer Treibstange. (Reine Cosinuslinie!)

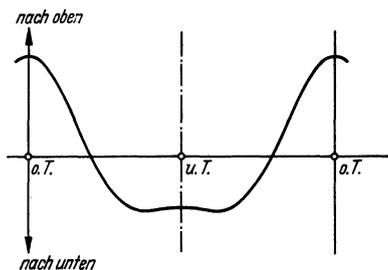


Abb. 49. Massenkraft der hin- und hergehenden Massen bei endlicher Treibstangenlänge.

Die Massenkraft *hin- und hergehender Massen* — also Kolben (gegebenenfalls mit Wasserfüllung!), Kolbenstange, Kreuzkopf, Gleitschuh, kolbenseitiger Treibstangenanteil usw. — ist eine stets in Richtung der Zylinderachse wirksame, periodisch veränderliche Kraft. Diese würde — über der Zeit aufgetragen — einen cosinusartigen Verlauf zeigen, wenn nicht infolge der Kürze („endlichen Länge“) der Treibstange Verzerrungen bedingt wären. Die typische Form der Massenkraftkurve zeigt Abb. 49.

Die Massenkraft der hin- und hergehenden Massen wirkt im oberen Totpunkt nach oben, und hat die Größe

$$m_0 \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \left(1 + \frac{r}{l}\right) \text{ kg,}$$

im unteren Totpunkt nach unten, und hat die Größe

$$m_0 \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \left(1 - \frac{r}{l}\right) \text{ kg.}$$

Dabei ist:

$m_0 = \frac{G_0}{g}$ die Masse der hin- und hergehenden („oszillierenden“) Teile (kgsek²/cm),

$\omega = \frac{\pi}{30} \cdot n$ die Winkelgeschwindigkeit (sek⁻¹),

r = der Kurbelradius $\frac{H}{2}$ cm und

$\frac{r}{l}$ = das „Stangenverhältnis“, d. i. das Verhältnis des Kurbelradius r zur Treibstangenlänge l .

Bei großer Treibstangenlänge hat man große Gewichte zu beschleunigen und große Bauhöhe in Kauf zu nehmen, bei kleiner Treibstangenlänge wird die Gleitbahnkraft N größer, und die Dälle in der Nähe des unteren Totpunktes (Abb. 49) im Verlauf der Massenkraft prägt sich heftiger aus. Der übliche Mittelweg ist $\frac{r}{l} \sim \frac{1}{4}$, zu dessen genauer Einhaltung man aber keineswegs gezwungen ist.

Für die Zerlegung der Massenkraft der hin- und hergehenden Massen gelten ebenfalls die Abb. 46 u. 47, mit der einen Einschränkung, daß eine auf den Zylinderdeckel wirkende Kraft P , wie sie bei den Gasdrücken selbstverständlich war, bei Betrachtung der reinen Massenkraft natürlich nicht besteht. Die auf das Grundplattenlager wirkende Kraft P ,

soweit sie von den hin- und hergehenden Massenkraften herührt, wird also *nicht* durch eine entsprechende Gegenkraft aufgehoben, das Motorgehäuse wird *nicht* durch die Massenkraften beansprucht, so wie es durch die Gaskraften geschieht, und

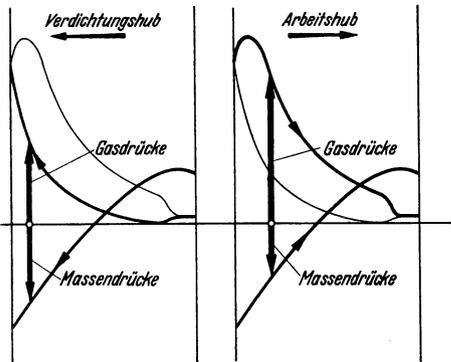


Abb. 50. Massenkraften und Gaskraften über dem Kolbenweg aufgetragen.

die freie Massenkraft P muß durch Vermittlung der Grundplatte vom *Fundament* aufgenommen werden, falls es nicht gelungen ist, sie durch die Methoden des „Massenausgleiches“ zum Verschwinden zu bringen.

Im übrigen bewirken die hin- und hergehenden Massenkräfte Lager- und Gleitbahndrücke, Drehmoment und Kippmoment wie die Gaskräfte. Dabei muß es als erfreulicher Zufall gewertet werden, daß die Massenkräfte im wesentlichen den Gaskräften *entgegenwirken*, so daß sie die Lager- und Gleitbahndrücke niedriger, die Gestängebeanspruchung kleiner und das Drehmoment sowie das Kippmoment gleichmäßiger gestalten (Abb. 50).

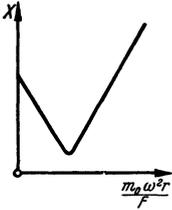


Abb. 51. Verlauf der Gestängebeanspruchungen mit wachsenden Massenkräften.

Jede dieser aufgezählten Größen X (Lagerdrücke, Beanspruchungen, Ungleichförmigkeiten usw.) erfährt bei wachsenden Massenkräften $m_0 \omega^2 \cdot r$ die in Abb. 51 angedeutete typische Veränderung. Die Beanspruchungen X sind bei kleiner Drehzahl (fehlender Massenkraft) am größten, werden bei rascher laufender Maschine kleiner, und erreichen einen Kleinstwert (Bestwert), der etwa bei $\frac{m_0 \omega^2 r}{F} = 15$ liegt. Im weiteren Verlauf überwiegen die Massenkräfte rasch und sind dann als Hauptbeanspruchungen des Gestänges bei Betriebsbedingungen zu werten. Gewisse Maschinenelemente, die durch die Gaskräfte überhaupt nicht beansprucht werden, z. B. Treibstangenbolzen und Grundplattenlagerdeckel einfachwirkender Maschinen, erleiden große Beanspruchungen durch die mit steigender Drehzahl quadratisch anwachsenden Massenkräfte. Daher müssen die hin- und hergehenden Gewichte (Kolben, Pleuelstange) bei raschlaufenden Motoren so leicht wie irgend möglich gestaltet werden. Leichtmetallkolben, hohle Bolzen, hochbeanspruchte gut geformte Querschnitte, hochbelastbare Sonderstähle.

Die Massenkräfte unterstützen die Schmierung der Zapfen, da sie bald die eine, bald die andere Lagerschale belasten. Beim Kreuzkopf- bzw. Pleuelbolzenlager der einfachwirkenden Zweitaktmotoren entstehen vordringliche Schwierigkeiten bezüglich Schmierung des dauernd einseitig belasteten, nicht umlaufenden Zapfens, und — falls dort die Massenkräfte nicht ausreichen, einen Lastwechsel zu erzielen — müssen dort besondere Maßnahmen für die ausreichende Schmierung angewandt werden (vgl. S. 18).

Die wechselnde Beschleunigung der hin- und hergehenden Massen führt auch zu erheblichen Druckänderungen in der an der Hin- und Herbewegung teilnehmenden Kühlflüssigkeit des Kolbens. Während im oberen Totpunkt hoher Wasserdruck im Kolben herrscht, entsteht *bei unterem Totpunkt unter Umständen Unterdruck!* Dann verdampft sofort eine große Menge des Wasserinhaltes, um im nächsten Augenblick — wenn der Druck wieder ansteigt — *schlagartig zu kondensieren*. Vor diesen gefährlichen Schlägen mit ihren *zerstörenden „Hohlsohwirkungen“* (Kavitation) schützt man sich durch möglichst hohen Zulaufdruck und Drosselregelung am Ablauf des Kolbenkühlwassers oder durch reichliche Luftbeimengung zum Kühlwasser (Schnüffeln oder nötigenfalls Einblasen), obwohl die Sauerstoffanreicherung des Kühlwassers im Hinblick auf die Verrottungsgefahr der Eisenteile höchst unerwünscht ist.

Eine gewisse Luftmenge ist im Kolben sicherlich immer vorhanden. Das Wasser im Kolben *planscht* daher wie in einer geschüttelten Flasche auf und ab („Planschkühlung“). Nur bei ganz langsamer Fahrt — wenn $r \cdot \omega^2 \cdot \left(1 + \frac{r}{l}\right)$ kleiner als 981 cm/sek^2 ist — hört das Planschen auf, und der heiße Kolbenboden ist durch das Fehlen einer unmittelbaren Wasserberührung dann besonders gefährdet.

Tief heruntergezogene Kolbenbodenmitte und hoch hinaufgeführtes Ablaufrohr tragen diesem Umstand Rechnung (Abb. 52). Die meisten Zerstörungen von Kolben bei Groß-Dieselmotoren treten bei Langsamlauf nach vorhergegangener Vollast auf, bei einem Betriebszustand also, wo die Planschkühlung des Kolbenbodens aufhört.

Die bekannteste Massenkraft — *die Schwere* — muß der Vollständigkeit wegen ebenfalls genannt werden. Bei stehenden Maschinen werden durch das statische Gewicht der Triebwerksmassen Lager- und Gleitbahnbelastungen, sowie Drehmomente und Kippmomente verursacht, die je nach der Kurbelstellung verschieden sind. Der Einfluß der Schwere ist jedoch meist vernachlässigbar klein gegenüber den großen Gaskräften und Massenbeschleunigungen.

Bei liegenden Maschinen wird das Kolbengewicht von der Laufbahn getragen, und man hat es in der Hand, durch ent-

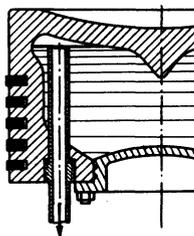


Abb. 52. Maßnahmen zur Aufrechterhaltung der Wasserberührung des Kolbenbodens bei langsamer Drehzahl.

sprechende Wahl der Drehrichtung die auf die Gleitbahn wirkende Kraft N (vgl. Abb. 46) um das Kolbengewicht zu verkleinern.

2. Massenausgleich.

Wenn keine besonderen Maßnahmen ergriffen werden, so kommen die Massenkräfte der Triebwerksgewichte nach außen

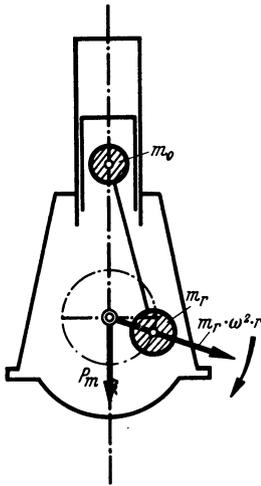


Abb. 53.

Massenkräfte im Getriebe eines Arbeitszylinders.

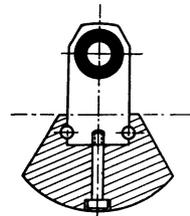


Abb. 54.

Gegengewicht am Kurbelschenkel.

— aufs Motorfundament — zur Wirkung und können dort unter Umständen ganze Gebäude oder Fahrzeuge zu gefährlichen Resonanzschwingungen veranlassen. Die Massenkraft $m_r \cdot \omega^2 \cdot r$ kg der umlaufenden Massen tritt als umlaufende, gleichbleibende, radial nach außen wirkende Fliehkraft in Erscheinung, die Massenkraft P_m

der hin- und hergehenden Masse m_0 ist eine periodisch wechselnde Kraft in Zylinderachse, deren zeitlicher Verlauf in Abb. 49 dargestellt ist. Zum Ausgleich einer radial nach außen wirkenden Fliehkraft steht ein einfaches Mittel zur Verfügung: das *Gegen-*

gewicht. Der Ausgleich der umlaufenden Massenkraft ist vollkommen, wenn $m_g \cdot \omega^2 \cdot r_g = m_r \cdot \omega^2 \cdot r$. (Dabei ist m_g die Masse und r_g der Abstand des Gegengewicht-Schwerpunktes von Achsmittle.)

Der Ausgleich der hin- und hergehenden Massenkraft P_m eines einzelnen Zylinders ist schwieriger. Ein Gegengewicht, das man etwa zu diesem Zwecke an der Pleuellagerpleuel anbringen wollte, erzeugt ja keine rein senkrecht in Zylinderachse wirkende Wechselkraft, wie sie zum Ausgleich von P_m erforderlich wäre, sondern eine umlaufende Fliehkraft, die außer der senkrechten Komponente auch eine waagerechte Komponente besitzt. Und überdies ist die senkrechte Komponente einer solchen Fliehkraft rein sinusförmig, während zum völligen Massenausgleich der Verlauf von P_m nach Abb. 49 nachgeahmt werden müßte.

Diese P_m -Kurve kann man, wie jede periodische Kurve, in Grund- und Oberschwingungen zerlegen. Man erhält dabei als

Grundschiwingung eine „Massenkraft I. Ordnung“ von der Größe $m_0 \cdot \omega^2 \cdot r$, die rein sinusförmig mit der Frequenz $\omega = \frac{\pi}{30} \cdot n$ wechselt, und eine darüber gelagerte Oberschwingung, die „Massenkraft II. Ordnung“ von der Größe $\frac{r}{l} \cdot m_0 \cdot \omega^2 \cdot r$, die rein sinusförmig

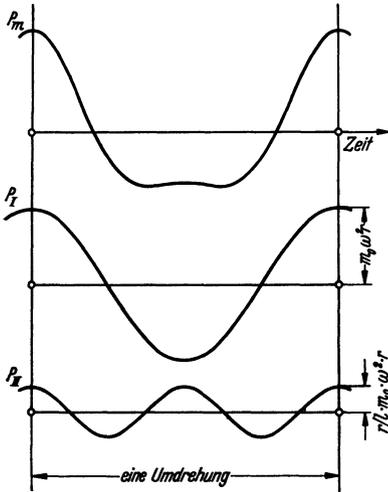


Abb. 55. Zerlegung der Massenkraft P_m in P_I und P_{II} .

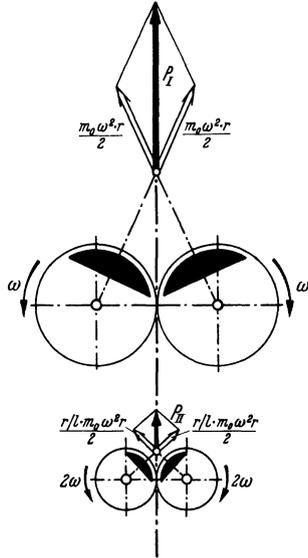


Abb. 56. Umlaufende Gegengewichtspaare zur Erzeugung harmonischer Wechselkräfte.

mit der Frequenz 2ω wechselt, also zwei volle Wechsel bei einer Kurbelwellenumdrehung vollzieht (Abb. 55).

Es gibt theoretisch eine, allerdings selten angewandte Möglichkeit, durch umlaufende Gegengewichte die sinusförmig („harmonisch“) in Zylinderachse wechselnden Kräfte P_I und P_{II} völlig auszugleichen. Man müßte je ein *Paar von Gegengewichten* nach Abb. 56 so anordnen, daß die aus den beiden Fliehkräften sich zusammensetzende harmonische Wechselkraft in Richtung der Zylinderachse fällt, und zwar gleich groß aber entgegengesetzt wie P_I bzw. P_{II} (Abb. 57).

Da ein solcher baulicher Aufwand für diesen Zweck kaum vertretbar ist, verzichtet man meist auf den 100%igen Ausgleich der hin- und hergehenden Massen, und wendet trotz dem oben zu diesem Punkt Gesagten ein *einfaches* Gegengewicht an, das

man jedoch, um übermäßige *waagerechte* Wechselkräfte zu vermeiden, nur etwa halb so groß macht, als zum Ausgleich von P_I nötig wäre. Man baut also ein Gegen-
gewicht nach dem Kompromiß:

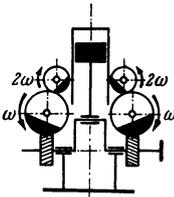


Abb. 57. Schema einer einzylindrigen Kolbenmaschine mit Gegengewichtpaaren.

$$m_g \cdot \omega^2 \cdot r_g = m_r \cdot \omega^2 \cdot r + \frac{1}{2} \cdot m_0 \cdot \omega^2 \cdot r$$

und behält auf das Fundament wirkende unausgeglichene Wechselkräfte:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{1}{2} \cdot m_0 \omega^2 \cdot r = \frac{P_I}{2} \text{ senkrecht} \\ \frac{1}{2} \cdot m_0 \omega^2 \cdot r \text{ waagrecht} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{zusammengesetzt} \\ \text{eine umlaufende} \\ \text{Kraft} \\ \frac{1}{2} m_0 \cdot \omega^2 \cdot r. \end{array}$$

Die Massenkräfte *zweiter* Ordnung bleiben dabei natürlich völlig unausgeglichen.

Viel einfacher gestaltet sich der Massenausgleich der Wechselkraft P_m , wenn *mehrere* hin- und hergehende Massen *entgegengesetzte* Bewegungen machen also entgegengesetzt gerichtete Kräfte P_m erzeugen und sich so auf natürliche Weise gegenseitig aufheben.

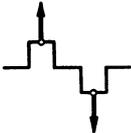


Abb. 58. Kurbelwelle eines Zweizylinder-Reihenmotors.

Diesen Vorteil hat z. B. der Gegenkolbenmotor (Abb. 37, S. 47).

Bei Mehrzylinder-Reihenmotoren wird zu diesem Zwecke die gegenseitige Verkröpfung der einzelnen Kurbelzapfen so eingerichtet, daß sich die Massenkräfte zu Null ergänzen.

Es genügt dabei, wie man aus Abb. 58 sofort ersieht, nicht, wenn man verschieden-

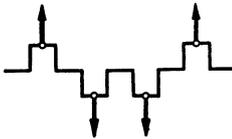


Abb. 59. Kurbelwelle eines Vierzylinder-Viertakt-Reihenmotors.

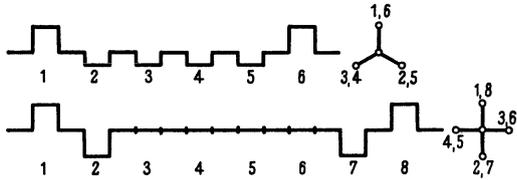


Abb. 60. Sechszylinder- und Achtzylinder-Viertakt-Kurbelwellen.

gerichtete Kräfte erzielt, denn diese können immer noch infolge ihres räumlichen Abstandes ein Kräftepaar darstellen, das den ganzen Motor zu schaukelpferartigen Rüttelbewegungen veranlaßt. Beim Zweizylinder- und Dreizylinder-Reihenmotor muß dieses Kräftepaar (Moment) in Kauf genommen werden, es kann in seiner

Auswirkung durch umlaufende Gegengewichte nach dem oben angegebenen Kompromiß meistens befriedigend vermindert werden.

Beim Vierzylinder- (Viertakt-) Motor nach obenstehender Abb. 59 heben sich die Kräfte P_I tatsächlich gegenseitig völlig auf. Es herrscht ohne weiteres „Massenausgleich I. Ordnung“, sowie ohne alle Gegengewichte auch Ausgleich der umlaufenden Massen.

Bei einem Sechszylinder- sowie Achtzylinder- (Viertakt-) Motor nach obenstehender Abb. 60 ist außerdem gegenseitiger Ausgleich der Massenkräfte II. Ordnung P_{II} gegeben. Es herrscht demnach *vollkommener* Massenausgleich ohne irgendeine andere Kraftwirkung auf das Fundament als vom Gewicht und vom Reaktionsmoment (vgl. S. 69) des Motors.

Bei Mehrzylinder-*Zweitakt*-motoren vermeidet man gleichgerichtete Kurbeln, da die betreffenden Zylinder ja gleichzeitig zünden müßten. Man teilt den Kurbelkreisumfang möglichst in gleiche Teile und erreicht den jeweils bestmöglichen Massenausgleich durch folgende Kurbelversetzungen, die nach dem beigegebenen Merkschema (Abb. 61) leicht zu behalten sind.

Bei Vielzylinder-Reihenmotoren, die an sich guten, unter Umständen sogar vollkommenen Massenausgleich ohne weiteres besitzen, sieht man trotzdem mitunter Gegengewichte angebracht. Diese bezwecken, die Kurbelwelle und das Motorgestell von den wechselnden Verbiegungen zu entlasten, welchen diese Teile sonst durch die örtlich oft weit auseinanderliegenden Massenkräfte ausgesetzt wären.

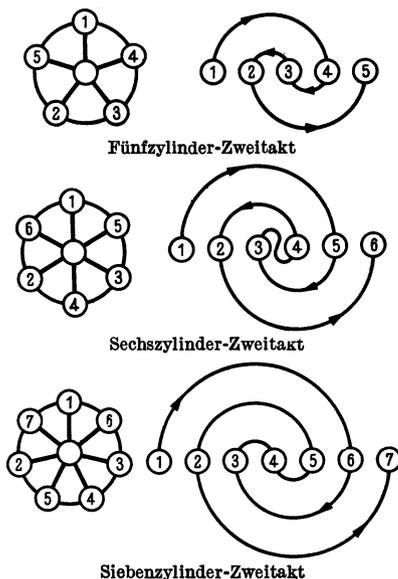


Abb. 61. Merkbilder für Kurbelfolgen mit bestmöglichem Massenausgleich I. Ordnung.

Beginne mit der ∞ -förmigen Linie in der Mitte der Ziffernreihe und ergänze das Bild wie oben ersichtlich! Der Linienzug verbindet die Ziffern in der Reihenfolge, die den bestmöglichen Ausgleich der Momente der Massenkräfte I. Ordnung gewährleistet.

(Bei größeren Zylinderzahlen setze man 2 Vierzylinder-Maschinen, 3 Dreizylinder-Maschinen, 2 Fünfcylinder-Maschinen usw. hintereinander.)

Das Vorgehen zum Bestimmen solcher Gegengewichte sei am Beispiel einer dreifach gekröpften Kurbel erklärt (Abb. 62).

Die für die Gegengewichte in Aussicht genommenen Ebenen seien mit A und B bezeichnet. Die Abstände der Kräfte von A bzw. B seien $a_1, a_2, a_3 \dots$ bzw. b_1, b_2, b_3 benannt. (Liegt die Kraft P_1 in der Ebene A , so ist natürlich $a_1 = 0$.) Der Abstand zwischen den Ebenen A und B sei l , man wähle ihn stets so groß wie möglich, da bei großem l die Gegengewichte kleiner ausfallen.

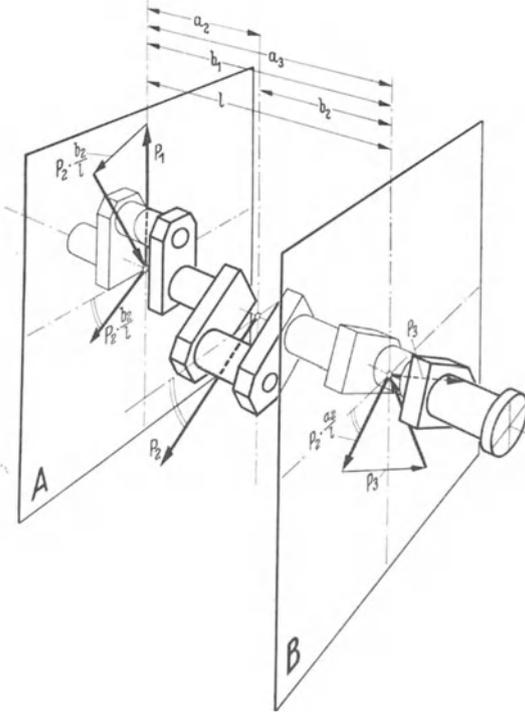


Abb. 62. Massenkräfte an einer dreifach gekröpften Welle.

Nun zeichne man in der Ebene B die Kräfte $P_1 \cdot \frac{a_1}{l}$ und $P_2 \cdot \frac{a_2}{l}$ und $P_3 \cdot \frac{a_3}{l}$ usw. parallel zur Richtung der Kräfte P_1, P_2, P_3 (das sind einfach die Richtungen der betreffenden Kurbeln!) und bilde daraus einen geknickten Streckenzug. Die Schlußstrecke, die das Kräfteviereck schließt, gibt ohne weiteres die Richtung und Größe

der in der Ebene B anzubringenden Gegengewichtsflyhkraft $m_g \cdot \omega^2 \cdot r_g$ an.

(Im Beispiel der Abb. 62 ist $a_1 = 0$, also fehlt in dem Streckenzug der Ebene B die Kraft $P_1 \cdot \frac{a_1}{l}$.)

Um das in der Ebene A anzubringende Gegengewicht zu bestimmen, zeichne man in gleicher Weise den aus den Kräften $P_1 \cdot \frac{b_1}{l}$, $P_2 \cdot \frac{b_2}{l}$ und $P_3 \cdot \frac{b_3}{l}$ usw. gebildeten Streckenzug.

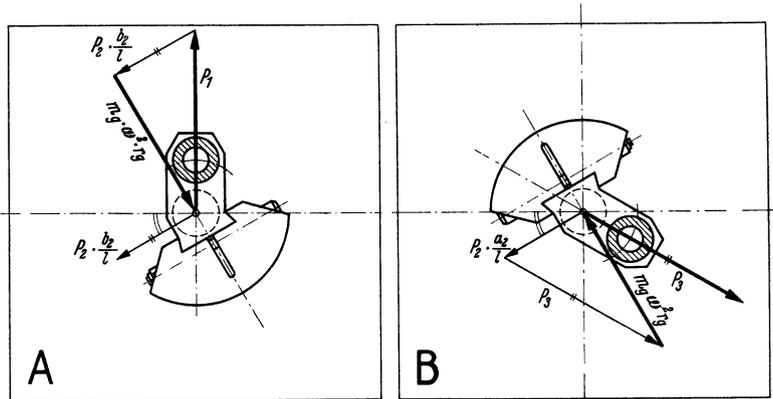


Abb. 63. Massenausgleich bei der dreifach gekröpften Welle durch Gegengewichte an den Schenkeln der Kurbeln 1 und 3.

Die Kraft P ist die schon bekannte Fliehkraft $m_r \cdot \omega^2 \cdot r$ der umlaufenden Massen eines Zylinders. Will man auch die Wirkung der hin- und hergehenden Massenkräfte I. Ordnung nach Möglichkeit vermindern, so nehme man für P , entsprechend dem oben für den Einzylindermotor empfohlenen Kompromiß, etwa $\left(m_r + \frac{1}{2} m_0\right) \cdot \omega^2 \cdot r$.

Bei Sternmotoren (vgl. Abb. 23 S. 17) setzen sich die in den einzelnen Zylinderachsen hin- und hergehenden Wechselkräfte P_I zu einer mit ω umlaufenden Fliehkraft von der Größe $\frac{1}{2} \sum m_0 \omega^2 r$ zusammen.

Ein Gegengewicht von der Größe

$$m_g \cdot \omega^2 \cdot r_g = m_r \omega^2 r + \frac{1}{2} \sum m_0 \omega^2 r$$

($\sum m_0$ = Summe aller m_0 der einzelnen Zylinder)

bewirkt also tatsächlichen Massenausgleich I. Ordnung. Dazu kommt, daß bei Sternmotoren mit mehr als drei gleichmäßig ver-

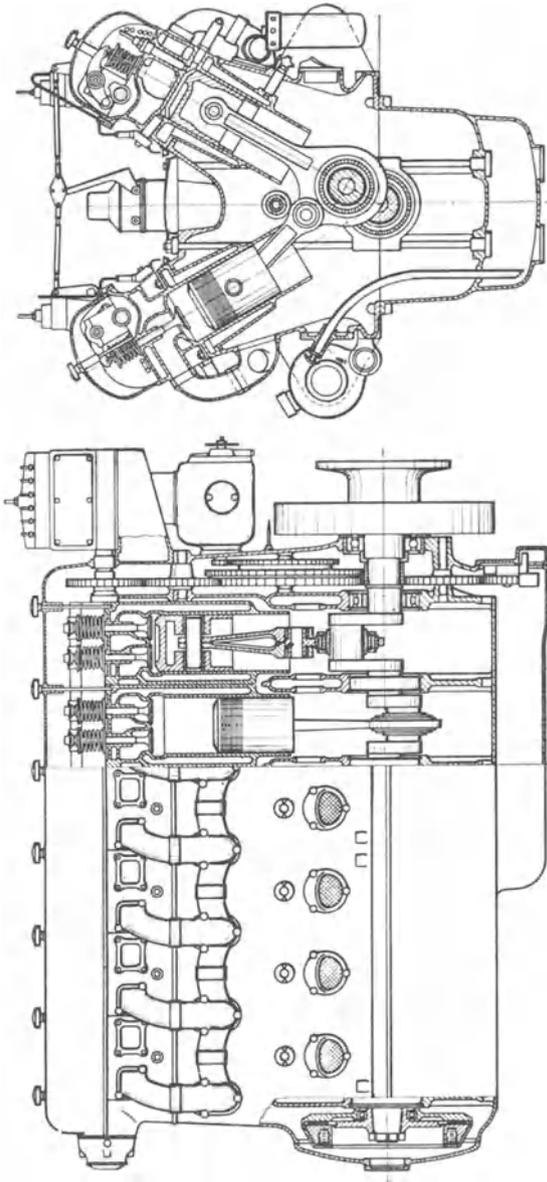


Abb. 64. Maybach-Triebwagenmotor, Zwölfzylinder in V-Form.

(Viertakt-Dieselmotor mit unmittelbarer Einspritzung, 410 PSe.) Die Treibstange des linken Zylinders ist an der Treibstange des rechten Zylinders außerhalb der Kurbelzapfenmitte angelenkt.

setzten Zylindern die Summe der P_{II} ohne weiteres verschwindet, so daß also dort durch einfaches Gegengewicht nach obiger Formel *vollkommener* Massenausgleich erzielt wird.

Allein beim Dreizylinder-Sternmotor verbleibt eine *umlaufende* Massenkraft II. Ordnung, welche mit doppelter Motordrehzahl entgegen dem Kurbeldrehsinn umlaufend zu denken ist. Sie hat die Größe $\frac{3}{2} \cdot \frac{r}{l} \cdot m_0 \omega^2 r$, und könnte allenfalls durch ein mit doppelter Drehzahl umlaufendes Gegengewicht zum Verschwinden gebracht werden.

Greifen nicht alle Pleuelstangen am Kurbelzapfen an, sondern sind die „Nebenpleuel“ am Kurbelkopf der „Hauptpleuel“ angeleitet, so treffen die eben niedergelegten Feststellungen für den Massenausgleich II. Ordnung nicht mehr genau zu. Es verbleiben dann kleine freie unausgegliche Kräfte II. Ordnung.

3. Ungleichförmigkeit des Drehmomentes. Schwungrad.

Das Drehmoment einer Kolbenmaschine ist ungleichförmig. In den Totpunktlagen des Kolbens ist es z. B. gleich Null. Es müssen Maßnahmen zur Überwindung dieser Lücken getroffen werden. Diese bestehen in:

1. Anordnung *mehrerer* Arbeitszylinder mit ungleichzeitigen Totpunkten (Reihenmotoren, Sternmotoren, V-Motoren).
2. Schwungmassen (Schwungrad).

Anstatt des Drehmomentes M_d kgcm, das in Abb. 46 als geschraffte Fläche erhalten wurde, ist es üblich, die am Kurbelradius r_{cm} wirkende tangentielle Drehkraft $P_t = \frac{M_d}{r}$ kg zu betrachten. Die in Abb. 65 verdeutlichte Zerlegung der Kraft S am Kurbelzapfen entspricht nicht etwa einem wirklichen Vorgang, sondern ist lediglich ein Schema zur geometrischen Darstellung einer Größe, welche dem Drehmoment M_d proportional ist. P_t ist die *gedachte*, tangential am Kurbelkreis wirkende Drehkraft von der Größe $\frac{M_d}{r}$ kg.

Das gleiche Ergebnis kann mit einer Mindestzahl von Strichen nach Abb. 66 erhalten werden. Die in Kolbenachse wirkende Kraft P wird auf der Kurbelrichtung abgetragen. Die gestrichelt gezeichnete Parallele zur Pleuelstangenachse schneidet aus der Achse $a-a$ eine Strecke ab, welche P_t entspricht.

Man erhält auf diese Weise aus einem Indikatordiagramm ($p-v$ -Schaubild) den Verlauf der Drehkraft P_t über der Zeit bzw. über den Kurbelwinkeln.

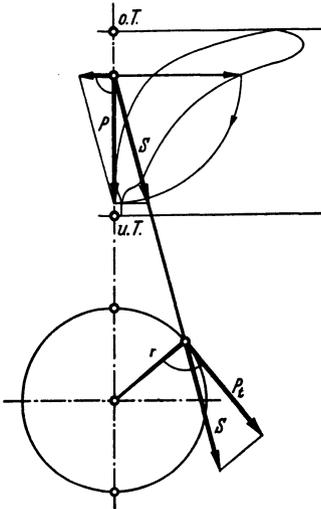


Abb. 65. Tangentiale Drehkraft P_t .

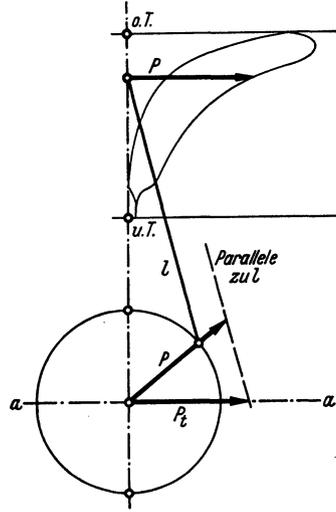


Abb. 66. Rasches zeichnerisches Verfahren zur Ermittlung von P_t .

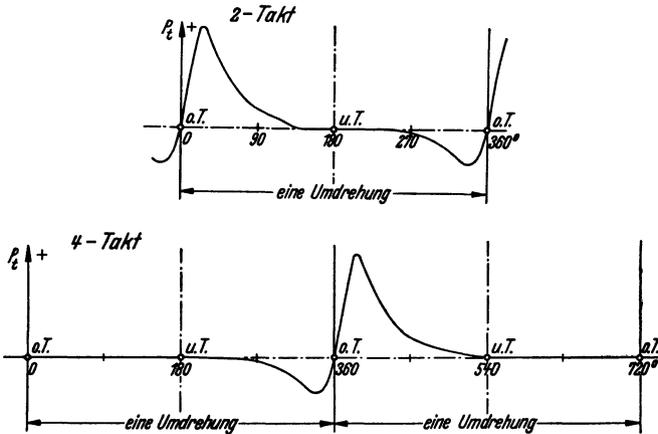


Abb. 67. Drehkraftverlauf über einem Arbeitsspiel bei einem Zweitakt- und einem Viertakt-Motor.

Es ergibt sich für einen Arbeitszylinder eine periodisch auf und ab schwankende Linie, die bei den Totpunkten natürlich durch Null

geht. Die Länge einer Periode ist bei Zweitaktmaschinen *eine* Umdrehung, bei Viertaktmaschinen *zwei* Umdrehungen (Abb. 67).

Diese Kurve ist alles andere mehr als gleichmäßig. Von dem verbessernden Einfluß der hin- und hergehenden Massenkräfte ist oben schon die Rede gewesen. Die Abb. 68 zeigt die Massenkräfte P_m und die daraus abgeleiteten Drehkräfte.

Auch hier natürlich eine periodische Kurve, die zu der oben ermittelten P_t -Kurve der reinen Gaskräfte (Abb. 67) zu addieren ist.

P_m ist proportional ω^2 . Bei Änderung der Drehzahl sind also die Ordinaten der von P_m abgeleiteten P_t -Kurve gleichmäßig im Verhältnis ω^2 zu vergrößern oder zu verkleinern.

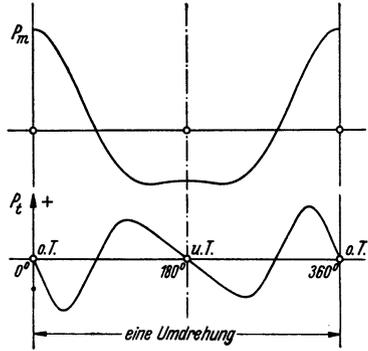


Abb. 68. Hin- und hergehende Massenkraft P_m und ihre Drehkraftkomponente P_t während einer Umdrehung.

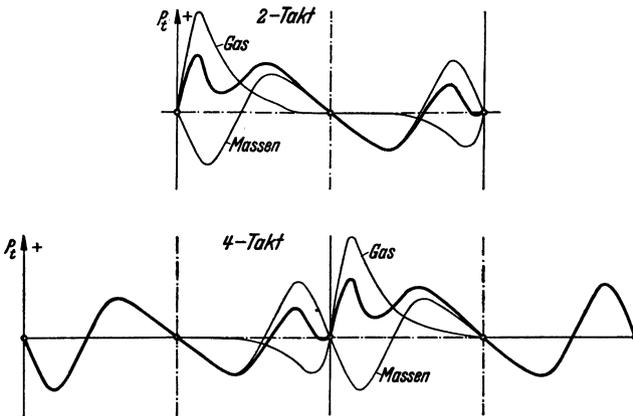


Abb. 69. Zusammensetzung der von den Gasdrücken und den Massenkräften herführenden Drehkräfte zur „resultierenden Drehkraftlinie“ (Zweitakt und Viertakt).

Wirken *mehrere*, in ihren Arbeitstakten gegenseitig versetzte Zylinder auf die gleiche Welle, so ergibt sich als Summe der einzelnen Drehkraftlinien eine bemerkenswert gleichmäßige zusammengesetzte Drehkraftlinie (vgl. Abb. 70).

Das Kippmoment des Motors, das stets dem augenblicklichen Drehmoment entgegengesetzt gleich ist, hat natürlich demnach ebenfalls den ungleichmäßigen Verlauf der Drehkraftlinie.

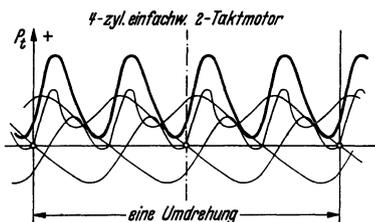


Abb. 70. Zusammensetzung der gegeneinander versetzten Drehkraftlinien mehrerer Arbeitszylinder.

lungen, wo die Drehkraft kleiner Widerstand der Arbeitsmaschine

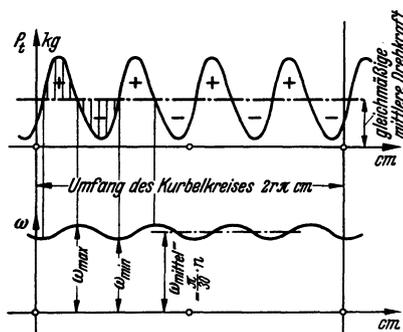


Abb. 71. Schwankung der Drehgeschwindigkeit des Kurbelzapfens infolge der Schwankungen der Drehkraft.

Treibt der Motor eine Arbeitsmaschine, die gleichmäßiges Drehmoment beansprucht — z. B. eine Dynamomaschine —, so muß die zeitweilig überschüssige Kraft des Motors die Drehgeschwindigkeit erhöhen, während wiederum in jenen Kurbelstellen als der gleichmäßige mittlere ist, die Drehgeschwindigkeit sich verlangsamten muß. Die Drehgeschwindigkeit schwankt also fortwährend zwischen ω_{\max} und ω_{\min} (Abb. 71).

Man nennt das Verhältnis

$$\frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{mittel}}} = \delta$$

den „Ungleichförmigkeitsgrad“ der Anlage, und bemüht sich, diesen in erträglichen Grenzen zu halten.

In Abb. 71 stellt der Flächeninhalt einer mit + bezeichneten Fläche einen *Arbeitsüberschuß* dar, der eine Steigerung der Wucht (= „kinetischen Energie“) sämtlicher umlaufenden Schwungmassen hervorruft. Wenn die Welle als durchaus steif angenommen wird, so gilt die Gleichung:

$$\Delta_{\text{kgcm}} = \sum \Theta \cdot \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2}$$

$\sum \Theta$ = Summe aller Massenträgheitsmomente Θ ,

$$\Theta = \int dm \cdot r^2 \text{ kg cm sek}^2,$$

$$A = \sum \Theta \cdot \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \cdot (\omega_{\max} - \omega_{\min}),$$

$$A = \sum \Theta \cdot \omega_{\text{mittel}} \cdot \delta \cdot \omega_{\text{mittel}} = \delta \cdot \omega^2 \cdot \sum \Theta.$$

Will man also bei der Drehzahl n/min nur einen gewissen Ungleichförmigkeitsgrad δ zulassen (z. B. $\delta = \frac{1}{150}$), so ermittle man zunächst A durch Ausplanimetrieren der größten Überschußfläche der Drehkraftlinie, errechne $\omega = \frac{\pi}{30} \cdot n$, und ermittle aus der eben abgeleiteten Gleichung die nötige Gesamtschwungmasse:

$$\sum \Theta = \frac{A}{\delta \cdot \omega^2} \text{ kg cm sek}^2.$$

Sind die vorhandenen Schwungmassen (Kurbeln, Gegengewichte, Dynamoanker usw.) nicht ausreichend, so muß der Rest durch Anbringen eines entsprechend bemessenen *Schwungrades* verwirklicht werden.

Bemerkung: Anstatt des Massenträgheitsmomentes $\Theta = \int dm \cdot r^2$ [kg cm sek^2] wird gewöhnlich das „Schwungmoment“ GD^2 [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] angegeben. Diese Ziffer entsteht durch Multiplikation des Schwungradgewichtes G [kg] mit dem Quadrat des *Trägheitsdurchmessers* D [m]. Es besteht die Beziehung $\Theta = 2,55 \cdot GD^2$.

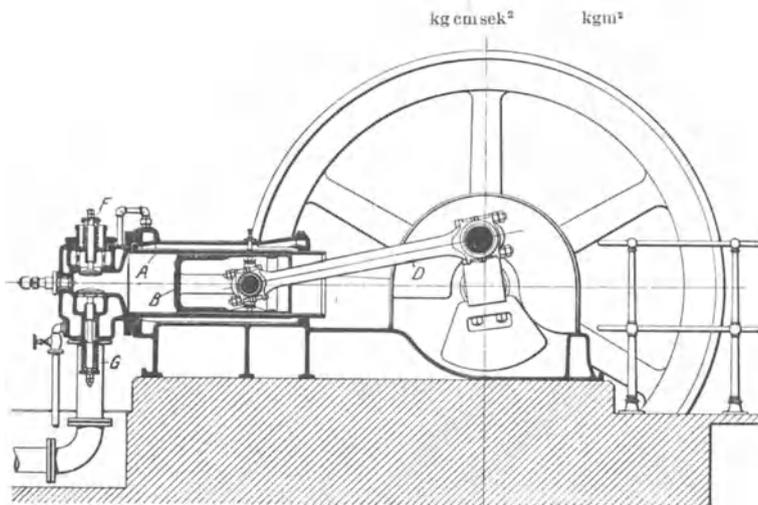


Abb. 72. Einzylinder-Viertakt-Kleingasmachine von Gebr. Körting A.G., Hannover.
Beachte Schwungrad und Gegengewicht! A Laufbüchse, B Kolben, D Treibstange,
F Einlaßventil, G Auslaßventil.

Der Ungleichförmigkeitsgrad muß klein sein:

1. Bei Arbeitsmaschinen (Spinnerei usw.), die zur Erzeugung gleichmäßiger Ware eine stetige Drehgeschwindigkeit verlangen.

2. Bei Pumpen, Gebläsen, Schiffsschrauben, wo Druckstöße in dem geförderten Medium oder Rüttelstöße auf das Drucklager vermieden werden sollen.

3. Beim Antrieb von Lichtmaschinen, damit infolge der Spannungsschwankungen kein „Flimmern“ des Lichtes eintritt.

4. Bei raschlaufenden Vielzylindermotoren, damit durch das rasche Wechseln von ω kein Rütteln in den Kurbellagern spürbar wird.

(Die Begriffsfestlegung von δ enthält eigentümlicherweise keine Berücksichtigung der Wechselzahl/sek von ω , obwohl es klar ist, daß dauernde *rasche* Wechsel von ω_{\min} auf ω_{\max} erheblich verschiedene Wirkungen haben als *langsame* Wechsel von ω_{\min} auf ω_{\max} .)

5. Auch bei vorübergehend langsamlaufendem ($c = 1 \div 1,5$ m/sek) Motor darf δ einen gewissen Wert ($\sim \frac{1}{3}$) nicht überschreiten, damit der Motor sicher über die Lücken der Drehkraftlinie wegläuft und nicht stehenbleibt.

Das *Schwungrad* erfüllt als wirksamer Energiespeicher gleichzeitig mehrere Aufgaben:

1. Erzielung eines guten Gleichförmigkeitsgrades der Drehgeschwindigkeit.

2. Hilfe beim Anfahren des Motors zur Sicherung der ersten Verdichtungen.

3. Unterstützung der Drehzahlregelung. Denn eine Kraftmaschine mit großem Schwungrad braucht längere Zeit zum Auslaufen oder Durchgehen, so daß der Regler Zeit hat, die Füllung der Last anzupassen.

(Auf die Gleichmäßigkeit des Kippmomentes des Motors ist das Schwungrad natürlich gänzlich ohne Einfluß.)

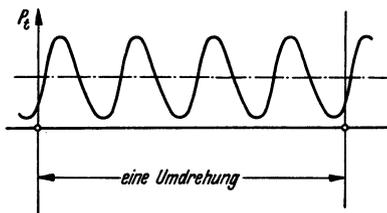


Abb. 73. Periodischer Verlauf der Drehkraft einer Mehrzylinder-Kolbenmaschine.

Die strichpunktierte Linie stellt die durchschnittliche, „mittlere“ Drehkraft dar, der sich die heftigen Schwankungen als gefährliche Schwingungserreger überlagern.

4. Kritische Drehzahlen.

Der unregelmäßige Verlauf der Drehkraftlinie bei einer Kolbenmaschine bringt eine sehr wichtige, unangenehme Folgeerscheinung mit sich.

Wirkt nämlich eine periodisch veränderliche Kraft — und eine solche ist die Drehkraft — an einem schwingungsfähigen Gebilde — und ein solches ist die

fedrig verdrehbare (torsionselastische) Welle mit ihren mancherlei Schwungmassen —, so besteht die gefährliche Möglichkeit der „Resonanz“. Resonanz (= Einklang) bedeutet: *Übereinstimmung des Taktes der erregenden Kraft mit dem Takt der „Eigenschwingung“ des schwingungsfähigen Gebildes*, und hat außerordentlich große Schwingungsausschläge, Ungleichförmigkeiten und Drehbeanspruchungen in der Welle zur Folge, die sich bis zum Wellenbruch steigern können.

Resonanz muß also vermieden werden. Man darf die „Frequenz“ Ω der erregenden Kraft nicht mit der Frequenz ω_e der Eigenschwingung der Wellenanlage zur Übereinstimmung kommen lassen, denn wenn $\Omega = \omega_e$, so wird der Schwingungsausschlag A (gemessen als Umfangsausschlag im Abstand r cm von der Wellenachse) außerordentlich groß.

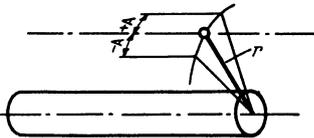


Abb. 74. Drehschwingungsausschlag A_{cm} gemessen im Abstand r_{cm} von der Wellenachse.

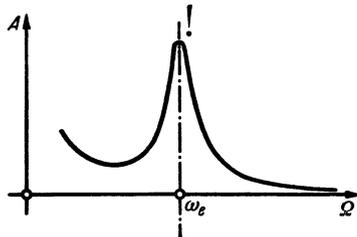


Abb. 75. Typische Resonanzkurve. Der Ausschlag A ändert seine Größe mit der Erregerfrequenz Ω in eigentümlicher Weise. Bei $\Omega = \omega_e$ werden die Ausschläge A außerordentlich hoch aufgeschaukelt.

Wenn keine Dämpfung vorhanden wäre, würden sich die Schwingungsausschläge A im Resonanzpunkt theoretisch bis „unendlich“ hochschaukeln.

Die „Frequenz“ $= \frac{\pi}{30}$ mal (Anzahl der Schwingungen/min).

Eine „Schwingung“ bezeichnet einen vollen Wechsel:

Der „Schwingungsausschlag A “ (Amplitude) ist so zu verstehen:

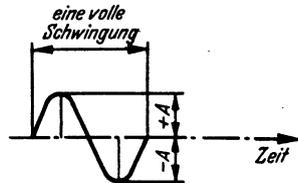


Abb. 76. Eine volle Schwingung.

Die Erregerfrequenz Ω eines Mehrzylindermotors ist leicht anzugeben, nämlich $\Omega = x \cdot \omega$,

dabei ist $\omega = \frac{\pi}{30} \cdot n$ die durchschnittliche Winkelgeschwindigkeit

des Kurbelzapfens bei der Maschinendrehzahl n/min , und $x = \text{Anzahl der Zündungen je Umdrehung}$;

z. B. bei einem Vierzylinder-Zweitaktmotor ist $x=4$ (Abb. 73),

bei einem Vierzylinder-Viertaktmotor ist $x=2$, weil ja bei jeder Umdrehung nur 2 Zündungen erfolgen.

Die Drehkraftlinie zeigt jedoch, wie der Augenschein lehrt, keinen rein sinusförmigen („harmonischen“) Verlauf. Man kann die Abweichungen von der reinen Sinuslinie als periodische Unregelmäßigkeiten, als „Oberschwingungen“ auffassen, die ebenfalls Schwingungserreger sind und auf Resonanzverdächtigkeit geprüft werden müssen. Wir müssen daher in der Gleichung $\Omega = x \cdot \omega$ für x nicht nur die Anzahl der Zündungen je Umdrehung einsetzen, sondern — um die Oberschwingungen mitzuberechnen — auch die ganzzahligen Vielfachen dieser Anzahl;

z. B. Sechszylinder-Viertaktmotor $n = 300 \text{ U/min}$

$$\omega = \frac{\pi}{30} \cdot n = 31,4$$

Anzahl der Zündungen je Umdrehung = 3

$$\text{Erregerfrequenz } \Omega: \quad x = 3 \quad \Omega_3 = 3 \cdot \omega = 94,2$$

$$x = 6 \quad \Omega_6 = 6 \cdot \omega = 188,4$$

$$x = 9 \quad \Omega_9 = 9 \cdot \omega = 282,6$$

$$x = 12 \quad \Omega_{12} = 12 \cdot \omega = 376,8 \text{ usw.}$$

Wenn die Zündungen sich in gleichen Abständen folgen und alle Zylinder gleichmäßig arbeiten, und wenn die Kurbelwelle sehr steif ist (kurz und dick!), so kommen tatsächlich nur die auf solche Art errechneten Erregerfrequenzen („Haupterregende“) in Frage. Andernfalls machen sich noch zwischenliegende Ordnungen x bemerkbar, und zwar kommen bei *Zweitaktmaschinen* für x streng genommen *alle ganzen Zahlen* in Betracht, bei *Viertaktmaschinen* auch noch die dazwischenliegenden *halben*, also 0,5 1,0 1,5 2,0, 2,5 3,0 usw. Davon sind bei Mehrzylinder-Reihenmotoren mit verhältnismäßig fedriger Kurbelwelle besonders jene Ordnungen x von Bedeutung, die sich als ganzzahlige Vielfache der *halben* Anzahl Zündungen/Umdrehung errechnen.

Also bei dem obigen Beispiel des Sechszylinder-Viertaktmotors: Anzahl Zündungen/Umdrehung = 3, halbe Anzahl = 1,5

Gefährliche Ordnungen x : $x = 1,5 \quad 3$

4,5 6

7,5 9 usw.

Wir kennen also nun die Erregerfrequenz Ω und müssen, um die Übereinstimmung mit der Eigenfrequenz ω_e verhüten zu können, nun dieses ω_e der gegebenen Wellenanlage feststellen können.

Tatsächlich ist die Errechnung der Eigenfrequenzen aus den gegebenen Maßen und Gewichten der Wellenanlage die Hauptaufgabe der Schwingungsrechner. Für den aufstrebenden Motorenbauer wird sich heutzutage das Einarbeiten in die Rechnungs- und Gedankengänge der Schwingungslehre kaum umgehen lassen. Er sei auf das einschlägige Schrifttum nachdrücklich verwiesen. Ein Beispiel möge hier anstatt langer Erklärungen den gar nicht so schwierigen Rechnungsgang verdeutlichen. Die einfachen Gleichungen, auf denen sich das eigentümlich strickend fortschreitende Verfahren aufbaut, mögen ohne Beweis hingenommen werden (Abb. 77).

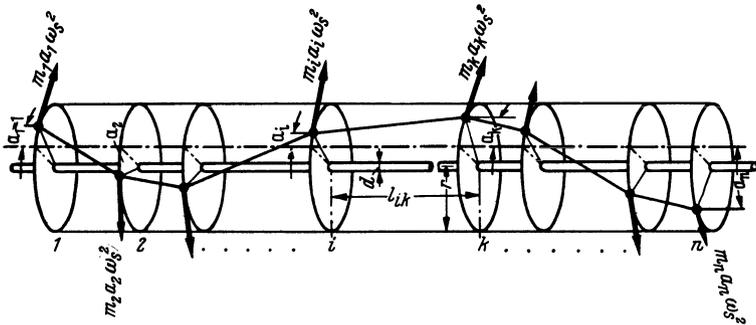


Abb. 77. Schema einer mit n aufgeketteten Schwingmassen besetzten drehfedrigen Welle.

Alle Ausschläge a , Massen m , Massenkräfte $m \cdot a \cdot \omega^2$ sind auf den Abstand r_{cm} von der Wellenachse bezogen.

Betrachtet man die Wellenanlage zwischen der mit „ i “ benummerten Schwingmasse m_i und der mit „ k “ benummerten Schwingmasse m_k , so gilt folgende Gleichung für die von dem fedrig verquirlten Wellenstrang $l_{i,k}$ ausgeübte — am Hebelarm r wirkend gedachte — Rückstellkraft $R_{i,k}$:

$$R_{i,k} = \frac{J_p \cdot G}{l_{i,k} \cdot r^2} \cdot (a_k - a_i) = \sum_{\substack{„i“ \\ „1“}}^{„k“} (-m_i \cdot a_i \cdot \omega_i^2) \text{ kg.}$$

Darin bedeutet:

$J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \text{ cm}^4$ das polare Trägheitsmoment des Wellenquerschnittes.

$G = 800000 \text{ kg/cm}^2$ die Gleitzahl des Wellenwerkstoffes (Stahl).

$l_{i,k} \text{ cm}$ die Länge des Wellenstranges (Dmr. = d) zwischen m_i und m_k .

r cm der einheitliche Bezugsabstand, an dem man sich die Massen m , die Rückstellkraft R und die Erregerkräfte P wirkend denkt, und an dem man die Ausschläge a abliest. (Man pflegt r gleich dem Kurbelhalbmesser zu wählen.)

a_i cm Schwingungsausschlag der Masse m_i , gemessen im Abstand r von der Wellenachse.

$\sum_{i=1}^n (\dots)$ = Summe aller Ausdrücke $(-m_i \cdot a_i \cdot \omega_s^2)$, angefangen bei der Masse m_1 mit $(-m_1 \cdot a_1 \cdot \omega_s^2)$ bis zur Masse m_i mit $(-m_i \cdot a_i \cdot \omega_s^2)$.

m_i kg \cdot sek²/cm = im Abstand r von der Wellenachse vereinigt gedachte Masse an der Stelle „ i “. (Zu errechnen aus dem Massenträgheitsmoment $\Theta = m_i \cdot r^2$ oder aus dem Schwungmoment $GD^2 = \frac{\Theta}{2,55} = \frac{m_i \cdot r^2}{2,55}$).

ω_s = Schwingungsfrequenz, die zunächst auf gut Glück angenommen werden muß, bis man durch Interpolieren (Eingabeln) den richtigen Wert ω_e der gesuchten Eigenfrequenz erhält.

Der Weg der Rechnung, der an dem folgenden Beispiel klar verfolgbar ist, verläuft also so:

Man wählt zunächst ein ω_s , mit dem man anfangen will zu rechnen.

Für die Berechnung der Eigenschwingungszahl ist der Maßstab der a -Werte unwesentlich, man ist also berechtigt, a_1 irgendwie anzunehmen, etwa $a_1 = 1$ cm.

Nun teilt man die oben für $R_{i,k}$ aufgestellte Gleichung in zwei Teile:

$$\sum_1^i \text{Kraft kg} (-m_i \cdot a_i \cdot \omega_s^2) = R_{i,k}$$

$$\text{Verdrehung cm} \quad a_k - a_i = \frac{R_{i,k} \cdot l_{i,k}}{J_p \cdot G/r^2}$$

Angenommen ist ja: $a_1 = 1,000$ cm

dadurch ist mit dem gewählten ω_s einfach auszurechnen:

$$(-m_1 \cdot a_1 \cdot \omega_s^2) = R_{1,2}$$

Wir können damit errechnen:

$$a_2 - a_1 = \frac{R_{1,2} \cdot l_{1,2}}{J_p \cdot G/r^2}$$

und erhalten durch Addition a_2 .

Nun haben wir alles, um hier weiterzurechnen

$$\frac{(-m_2 \cdot a_2 \cdot \omega_s^2)}{\text{---}}$$

und zu addieren:

$$\sum_1^2 (-m_i \cdot a_i \cdot \omega_s^2) = R_{23}.$$

Nun einfach weiter:

$$a_3 - a_2 = \frac{R_{23} \cdot l_{23}}{J_p \cdot G/r^2}$$

und addiert mit a_2 ergibt: a_3 .

Nun wieder:

$$\frac{(-m_3 \cdot a_3 \cdot \omega_s^2)}{\text{---}}$$

zum vorigen R_{23} addiert, er-

gibt R_{34}

usw. usw.

bis die Wellenanlage hinter der letzten Masse m_n zu Ende ist. Wir erhielten dann auf der linken Seite unseres Rechenstrickwerkes durch das letztmalige Hinzuaddieren der Größe $(-m_n \cdot a_n \cdot \omega_s^2)$ die **Restkraft** „ R “, die bei richtig gewählter Schwingungszahl $\omega_s = \omega_e$ verschwinden müßte.

Man muß also mehrere solche Rechnungen mit verschiedenen gewählten ω_s -Werten durchstricken, und die jeweils erhaltenen Restwerte R über ω_s auftragen (Abb. 78). Man erhält so leicht jenes ω_s , bei welchem $R=0$, also die gesuchte Eigenschwingungszahl ω_e .

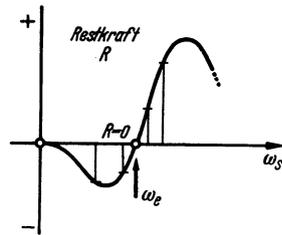


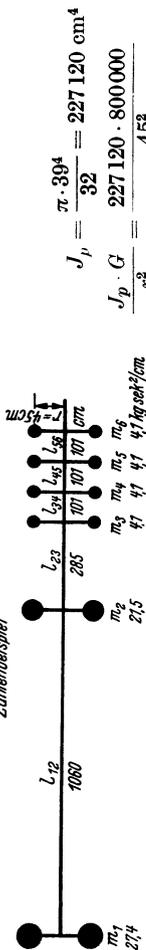
Abb. 78. Jeweilige Restkraft R über den angenommenen ω_e -Werten aufgetragen. Wo R die Abszisse schneidet, ist die gesuchte Eigenschwingungszahl ω_e .

Zahlenbeispiel (s. S. 92).

Die R -Kurve zeigt einen eigentümlichen Verlauf. Sie durchschneidet die Nulllinie noch mehrmals, so daß also mehrere Werte für ω_e herauskommen. Das entspricht den Tatsachen. Ein so vielgliedriges schwingungsfähiges Gebilde, wie eine Welle mit mehreren Schwungmassen (Propeller, Schwungrad, mehrere Kurbeln usw.) vermag in mehr als einer Schwingungsform zu schwingen, und hat so viele Eigenschwingungszahlen $\omega_I, \omega_{II}, \omega_{III}$ usw., wie elastische Zwischenglieder l_{ik} . Von diesen sind allerdings in der Regel nur die zwei oder drei untersten Eigenschwingungszahlen von Bedeutung.

Fortgeschrittene Rechner bedienen sich verschiedener abkürzender Rechenverfahren, und benutzen zum Teil Zahlen- und Kurventafeln, mit

Zahlenbeispiel



$$J_p = \frac{\pi \cdot 39^4}{32} = 227\,120 \text{ cm}^4$$

$$\frac{J_p \cdot G}{r^2} = \frac{227\,120 \cdot 800\,000}{4.5^2} = 89\,600\,000 \text{ kg}$$

Abb. 79. Schema einer Wellenanlage mit 6 Schwungmassen.

Erste Annahme:

$$\omega_8 = 70 \quad \omega_8^2 = 4900$$

$- m_1 a_1 \omega_8^2 = - 27,4 \cdot 1,000 \cdot 4900 = - 134\,260 \text{ kg} = R_{12}$	$a_2 - a_1 = R_{12} \cdot \frac{l_{12}}{J_p \cdot G/r^2} = - 134\,260 / 89\,600\,000 = - 1,588 \text{ cm}$	$a_1 = + 1,000 \text{ cm}$
$- m_2 a_2 \omega_8^2 = + 21,5 \cdot 0,588 \cdot 4900 = + 61\,990 \text{ kg}$	$a_3 - a_2 = R_{23} \cdot \frac{l_{23}}{J_p \cdot G/r^2} = - 72\,270 / 89\,600\,000 = - 0,230 \text{ cm}$	$a_2 = - 0,588 \text{ cm}$
$- m_3 a_3 \omega_8^2 = + 4,1 \cdot 0,818 \cdot 4900 = + 16\,440 \text{ kg}$	$a_4 - a_3 = R_{34} \cdot \frac{l_{34}}{J_p \cdot G/r^2} = - 55\,830 / 89\,600\,000 = - 0,063 \text{ cm}$	$a_3 = - 0,818 \text{ cm}$
$- m_4 a_4 \omega_8^2 = + 4,1 \cdot 0,881 \cdot 4900 = + 17\,700 \text{ kg}$	$a_5 - a_4 = R_{45} \cdot \frac{l_{45}}{J_p \cdot G/r^2} = - 38\,130 / 89\,600\,000 = - 0,043 \text{ cm}$	$a_4 = - 0,881 \text{ cm}$
$- m_5 a_5 \omega_8^2 = + 4,1 \cdot 0,924 \cdot 4900 = + 18\,570 \text{ kg}$	$a_6 - a_5 = R_{56} \cdot \frac{l_{56}}{J_p \cdot G/r^2} = - 19\,560 / 89\,600\,000 = - 0,022 \text{ cm}$	$a_5 = - 0,924 \text{ cm}$
$- m_6 a_6 \omega_8^2 = + 4,1 \cdot 0,946 \cdot 4900 = + 19\,010 \text{ kg}$	$\omega_8^2 = - 550 \text{ kg} = R$	$a_6 = - 0,946 \text{ cm}$

Zweite Annahme:

$$\omega_8 = 72 \quad \omega_8^2 = 5184$$

$- m_1 a_1 \omega_8^2 = - 27,4 \cdot 1,000 \cdot 5184 = - 142\,040 \text{ kg} = R_{12}$	$a_2 - a_1 = R_{12} \cdot \frac{l_{12}}{J_p \cdot G/r^2} = - 142\,040 / 89\,600\,000 = - 1,680 \text{ cm}$	$a_1 = + 1,000 \text{ cm}$
$- m_2 a_2 \omega_8^2 = + 21,5 \cdot 0,588 \cdot 5184 = + 61\,990 \text{ kg}$	$a_3 - a_2 = R_{23} \cdot \frac{l_{23}}{J_p \cdot G/r^2} = - 72\,270 / 89\,600\,000 = - 0,230 \text{ cm}$	$a_2 = - 0,588 \text{ cm}$
$- m_3 a_3 \omega_8^2 = + 4,1 \cdot 0,818 \cdot 5184 = + 17\,700 \text{ kg}$	$a_4 - a_3 = R_{34} \cdot \frac{l_{34}}{J_p \cdot G/r^2} = - 55\,830 / 89\,600\,000 = - 0,063 \text{ cm}$	$a_3 = - 0,818 \text{ cm}$
$- m_4 a_4 \omega_8^2 = + 4,1 \cdot 0,881 \cdot 5184 = + 17\,700 \text{ kg}$	$a_5 - a_4 = R_{45} \cdot \frac{l_{45}}{J_p \cdot G/r^2} = - 38\,130 / 89\,600\,000 = - 0,043 \text{ cm}$	$a_4 = - 0,881 \text{ cm}$
$- m_5 a_5 \omega_8^2 = + 4,1 \cdot 0,924 \cdot 5184 = + 18\,570 \text{ kg}$	$a_6 - a_5 = R_{56} \cdot \frac{l_{56}}{J_p \cdot G/r^2} = - 19\,560 / 89\,600\,000 = - 0,022 \text{ cm}$	$a_5 = - 0,924 \text{ cm}$
$- m_6 a_6 \omega_8^2 = + 4,1 \cdot 0,946 \cdot 5184 = + 19\,010 \text{ kg}$		$a_6 = - 0,946 \text{ cm}$

usw.

usw.

deren Hilfe das Ergebnis rascher erhalten werden kann. Es sei auf das einschlägige Schrifttum verwiesen.

Wir wollen uns nicht verhehlen, daß wir die Schwingungsrechnung unter der Voraussetzung einer gleichmäßig dicken, ungekröpft durchlaufenden Welle durchgeführt haben. Die *wirkliche* Welle ist vielfach abgesetzt, genutet, gekuppelt und gekröpft, und der eigentlichen Schwingungsrechnung muß daher eine längere Umrechnungsarbeit vorausgehen, um *die wirkliche Welle* für die Rechnung *durch eine glatte Welle zu ersetzen*, welche bezüglich ihrer Drehfedrigkeit gleichwertig ist. Diese Umrechnung („Längenreduktion“) führt statt eines dicken Wellenstückes ein um so kürzeres Wellenstück vom Einheitsträgheitsmoment J_r ein, und statt eines dünnen Wellenstückes ein um so längeres Stück Einheitswelle — man ändert also die einzelnen Wellenlängen so, daß die zum Ersatz eingeführten Einheitswellenstücke die gleichen Federeigenschaften zeigen wie die ursprüngliche.

Die „reduzierte“ Länge l_r eines Wellenstücks errechnet man aus der einfachen Beziehung:

$$\underbrace{\frac{J_r \cdot G_r}{l_r}}_{\text{Einheits-Wellenstück}} = \underbrace{\frac{J \cdot G}{l}}_{\text{wirkliches Wellenstück}}$$

Was die Umrechnung der Kurbelkröpfungen anbetrifft, so sind hierfür Reduktionsformeln von CARTER, GEIGER, GRAMMEL u. a. bekannt. Die Formel von CARTER, die aus vielen Meßergebnissen empirisch zusammengestellt ist, möge hier wiedergegeben werden:

$$l_r = a \cdot \frac{J_r}{J_W} + 2 \left(0,4 \cdot h \cdot \frac{J_r}{J_W} + 0,637 \cdot r \cdot \frac{J_r}{J_A} \right) + \frac{3}{4} \cdot u \cdot \frac{J_r}{J_Z}$$

a = Länge des Wellenzapfens,

u = Länge des Kurbelzapfens,

h = axiale Dicke des Schenkels,

b = Breite des Schenkels,

r = Kurbelhalbmesser,

J_W = polares Flächenträgheitsmoment des Wellenzapfens,

J_Z = polares Flächenträgheitsmoment des Kurbelzapfens,

J_A = äquatoriales Trägheitsmoment des Kurbelschenkels $\left(\frac{hb^3}{12} \right)$,

J_r = polares Flächenträgheitsmoment der Einheitswelle.

Für die Kolbenmassen von Kurbelgetrieben pflegt man einen Durchschnittswert einzusetzen, nämlich $0,5 \cdot m_0$. Die gesamte „reduzierte“ Masse eines Kurbeltriebs, im Kurbelradius r vereinigt

gedacht, wird somit $m = \frac{\Theta}{r^2} + m_r + 0,5 m_0$. Darin bedeutet Θ das Massenträgheitsmoment der mit der Kurbel umlaufenden Massen (Zapfen, Schenkel, Gegengewichte), m_r den „rotierenden“ Anteil der Pleuellstange und m_0 die hin- und hergehenden Massen (Kolben, oberer Pleuellstangenanteil usw.).

Wir sind somit in der Lage, sowohl die Erregerfrequenzen Ω_x anzugeben, wie auch die Eigenfrequenzen ω_e zu errechnen. Die Anzahl der Schwingungen/min $n_e = \omega_e \cdot \frac{30}{\pi}$ Schw./min. Die „kritischen“ Drehzahlen, bei denen Resonanz, d. h. Einklang zwischen Ω_x und ω_e herrscht, und im Dauerbetriebe schlimme Folgen zu erwarten sind, erhält man einfach als

$$n_{kr} = \frac{n_e}{x}$$

wobei auf das oben über „ x “ bereits ausführlich Gesagte nochmals hingewiesen sei.

Beispiel: Vierzylinder-Zweitaktmotor. 4 Zündungen/Umdrehung
 Haupterreger-Ordnungen: $x = 4 \quad 8 \quad 12$
 Nebenerreger-Ordnungen: $x = 2 \quad 6 \quad 10 \quad (14)$

Eigenschwingungszahlen der Wellenanlage (aus Schwingungsrechnung):

$$\begin{aligned} \omega_I &= 71 & n_I &= 71 \cdot \frac{30}{\pi} = 678 \text{ Schw./min} \\ \omega_{II} &= 165 & n_{II} &= 165 \cdot \frac{30}{\pi} = 1575 \text{ Schw./min.} \end{aligned}$$

Kritische Drehzahlen:

	I. Grades	II. Grades
„Hauptkritische“	4. Ordnung $\frac{678}{4} = 170$	$\frac{1575}{4} = 394$
	8. Ordnung $\frac{678}{8} = 85$	$\frac{1575}{8} = 197$
	12. Ordnung $\frac{678}{12} = 57$	$\frac{1575}{12} = 131$
„Nebenkritische“	2. Ordnung $\frac{678}{2} = 339$	$\frac{1575}{2} = 788$
	6. Ordnung $\frac{678}{6} = 113$	$\frac{1575}{6} = 263$
	10. Ordnung $\frac{678}{10} = 68$	$\frac{1575}{10} = 158$

In diesen kritischen Drehzahlen (und dem nächstumliegenden Drehzahlbereich) kann im Dauerbetrieb nicht ohne Schaden und

Gefahr gefahren werden. Rasches Durchfahren kann jedoch ohne Gefahr geschehen, weil das Aufschaukeln der großen Schwingungsausschläge Zeit braucht.

Die *Verhütung großer Resonanzausschläge* muß und kann auf folgende Weise geschehen:

1. *Vermeiden der Resonanz.*

a) *Verlegen der Betriebsdrehzahl.* Bei Wasserfahrzeugen z. B. durch Änderung der Propellersteigung. Vermeidung kritischer Drehzahlen im Dauerbetrieb. Kennzeichnung der kritischen Drehzahlbereiche durch auffällig angemarkte Abschnitte auf den Drehzahlanzeigen (Tachometern).

b) *Verlegung der Eigenschwingungszahl n_e* durch Verkleinerung oder Vergrößerung der Schwungmassen, Verstärken oder Schwächen der Wellendurchmesser, Änderung der Wellenlängen oder der Aufkeilstellen der Massen. Künstliche „Verlängerung“ der Welle durch hülsenförmig zurückkehrende Wellenstränge, durch federnde Kupplungen usw.

Sehr oft sind Schwungräder zu schwer bemessen und vertragen erhebliche Herabsetzung der Schwungmasse, sehr oft sind sie an ungünstiger Stelle (Schwingungsknoten) angeordnet, und vermögen daher nur beim Anfahren oder bei Regelvorgängen Hilfe zu leisten, so daß sie gegebenenfalls mit Vorteil an günstigere Stellen der Wellenanlage (freies Ende!) versetzt werden können.

2. *Beeinflussung der erregenden Kräfte* durch Änderung der Kurbelfolge oder Zündfolge, durch Wahl eines geeigneten V-Winkels (vgl. Abb. 64) bei V- und W-Motoren, durch Wahl der Zylinderzahl, der Propellerflügelzahl usw., mit der Absicht, die Summe der Einzelkräfte verschwinden oder möglichst klein werden zu lassen.

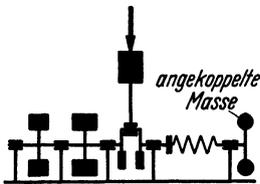


Abb. 80. Schwingungstilgung durch Ankoppeln eines schwingungsfähigen Gebildes (Schema).

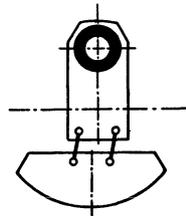


Abb. 81. Fliehkraftpendel (schematisch). (Nach SARAZIN.)

3. *Tilgung der Erregung mittels angekoppelter schwingungsfähiger Gebilde*, z. B. einer federnd angetriebenen Schwungmasse am Maschinenende (Abb. 80).

Es wird damit erreicht, daß ein ganzer Teil der Wellenanlage bei einer bestimmten Drehzahl ohne Drehschwingungen gleichförmig umläuft, während nur das angekoppelte Gebilde Schwingungen ausführt. Die Nachteile dieser Anordnung — nämlich: Schwingungsruhe nur bei einer Drehzahl und Hinzukommen einer neuen Eigenschwingungszahl — vermeidet das *Fliedkraftpendel*. Dieses schwingungsfähige Gebilde, das vorteilhafterweise in Form eines pendelnd angebauten Gegengewichts (Abb. 81) ausgeführt wird, vermag die Schwingungen einer bestimmten Ordnung x vollkommen bei allen Drehzahlen zu tilgen, ohne die Anzahl der kritischen Drehzahlen zu vermehren.

4. *Anbringung von Dämpfern*, welche die Entwicklung gefährlich großer Schwingungsausschläge durch Bremswirkung verhüten [Reibungsdämpfer, Flüssigkeitsdämpfer (Abb. 82), Rutschkupplungen, Flüssigkeitskupplungen].

Reibung oder Wirbelung bedeutet Wärmeentwicklung und dementsprechenden Leistungsverbrauch. Fahrzeugmotoren und Flugzeugmotoren bevorzugen dieses Mittel, da mit allen Drehzahlen unbedingt sicher gefahren werden muß.

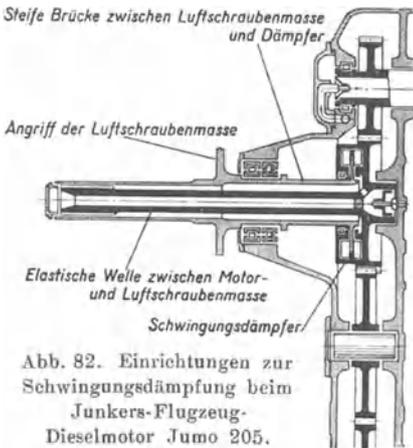


Abb. 82. Einrichtungen zur Schwingungsdämpfung beim Junkers-Flugzeug-Dieselmotor Jumo 205. (Schaufeln in Ölkammern.)

5. Dichtung und Schmierung.

Während des Arbeitsspiels der hochverdichteten Gase im Zylinderinnern dürfen keine Verluste von Gas nach außen eintreten. Solche Verluste würden den Wirkungsgrad schmälern und den Brennstoffverbrauch erhöhen ganz abgesehen von den schädlichen Einwirkungen austretender heißer, meist schwefel-

säurehaltiger Gase für Mensch und Maschine. In krassen Fällen ist bei großen Undichtigkeiten die notwendige Verdichtung in Frage gestellt.

Bei weitaus den meisten Motorbauarten befindet sich im Verbrennungsraum selbst eine Trennungsfuge zwischen Laubbüchse und Deckel, und zwar aus praktischen Gründen der Herstellung, des Zusammenbaues und der Zugänglichkeit bei Instandsetzungsarbeiten. Bauarten, bei denen Zylinder und Deckel steif genug und allseitig symmetrisch ausgebildet sind, so daß die Dichtungs-

fläche sich nicht durch Schraubenanziehen und Wärmeverformung verwirft, können durch einfaches Aufeinanderpressen ebener, sauber bearbeiteter metallischer Flächen (allenfalls mit Schellackanstrich od. dgl.) Dichtung erzielen. Andernfalls braucht man eine prägsame Dichtungszwischenlage, die jedoch den kräftigen und rasch schwankenden Pressungen, sowie der hohen Temperatur von etwa 300 bis 400° C standhalten muß. Man verwendet Kupfer, verkupferte Asbestplatten („Goldplatten“) oder graphitierte, engmaschige Geflechte aus Metall und Asbest, neuerdings auch Bunaplaten mit Eisengaze-Einlagen. *Sichere Dichtung ist nur dort gewährleistet, wo die Dichtung unter gehörigem Anpreßdruck liegt.* Große, unregelmäßige Schraubentfernungen nachgiebige (biegsame, verdrehungsfähige) Flansche, Deckel oder sonstige Bauteile, unebene Dichtungsflächen, unsachgemäß eingelegte Dichtungen und unsachgemäß angezogene Schrauben verhindern wirksame Abdichtung. Die Dichtung läßt Gas entweichen und verbrennt an der betreffenden Stelle infolge ungenügender Wärmeableitung. Die störende Tatsache, daß für gewöhnlich die Dichtungsfuge mit ihren stark wärmeanstauenden Metallmassen gerade in der heißesten Zone des Motors liegt, wird bewußt durch geschickte Bauarten umgangen (vgl. Abb. 83 und 84).

Bedeutend heikler ist natürlich die Aufgabe, den beweglichen Kolben — und gegebenenfalls die durchtretende Kolbenstange — wirksam zu dichten. Man muß sich vor Augen halten,

daß die Lösung beim Motor wegen der Wärmeausdehnung der aufeinanderlaufenden Körper viel schwieriger ist als bei einer Pumpe oder einem Gebläse. Man kann nicht einfach irgendeinen Mechanismus, bei welchem periodisch sich vergrößernde und verkleinernde Räume entstehen (z. B. Zahnradpumpe, Kapselgebläse, Taumelscheibenzähler u. dgl.) als Grundlage zur Konstruktion eines Motors benutzen, und zwar eben hauptsächlich wegen der Dichtungsfrage. Nur der runde Kolben mit federnden Kolbenringen in zylindrischer

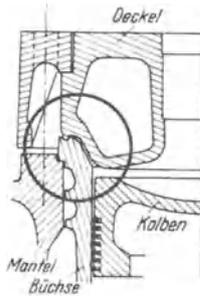


Abb. 83. Eingehängter Zylinderdeckel. Dichtungsfuge geschützt.

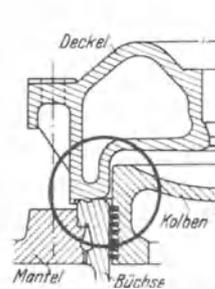


Abb. 84. Haubenartiger Zylinderdeckel. Dichtungsfuge tiefergerückt.

Bohrung erfüllt die hier vorliegenden Bedingungen. Schon an sich sind die zylindrische Bohrung und der zylindrische Drehkörper die am genauesten herstellbaren Maschinenelemente. Hochdruckpumpen, hydraulische Pressen usw. verwenden daher ausnahmslos eingeschliffene oder mittels Leder, Gummi oder sonstiger Weichpackungen abgedichtete *zylindrische* Kolben und Stempel. Beim Motor ist der gasdicht eingeschliffene Kolben nicht möglich wegen der Wärmeausdehnung im Betrieb, ein solcher Kolben würde festfahren. Leder, Gummi und andere derartige Dichtungen verbieten sich wegen der hohen Temperaturen. Es bleibt also trotz allen Nachteilen dieser Bauart bei dem bekannten, lose passenden Kolben mit federnden Kolbenringen aus Gußeisen (oder Sondermetallen), die in Nuten des Kolbenumfanges eingelegt werden.

Da bekanntlich ein Eisenstab von 1 m Länge sich bei 100° C Erwärmung um rd. 1 mm ausdehnt, läßt sich leicht berechnen, um wieviel z. B. ein Arbeitskolben eines Motors von 750 mm Dmr. bei der am oberen Kolbenrand möglichen Temperatur von 300 bis 400° C dicker wird, nämlich um $\frac{750}{1000} \cdot \frac{400}{100} = 3$ mm. Der Kolben muß also mit 746 bis 747 mm Dmr. am oberen Rand hergestellt werden, damit er im heißen Betriebszustand nicht im unteren, kalten Teil der Laufbüchse hängenbleibt. Der Ringspalt am Kolbenumfang, der somit offen bleibt, muß durch die nach außen federnden Kolbenringe abgedichtet werden. Da die Temperatur des Kolbens vom oberen Rand nach unten hin rasch abnimmt, wird der obere Teil meist schwachkegelig bearbeitet. Tatsächlich führen die Kolbenringe weitaus den größten Anteil des in den Kolbenboden eingedrungenen Wärmestromes an die Zylinderlauffläche ab, so daß der untere zylindrische Kolben — „das Kolbenhemd“ — verhältnismäßig kalt und unverformt bleibt. Diese Tatsache ist die Voraussetzung und Erklärung für den Tauchkolbenmotor, der ja das Kolbenhemd gewissermaßen als Gleitschuh benutzt. Erfahrungsgemäß muß man aber doch die Außenfläche des Tauchkolbens in der Umgebung der Kolbenbolzenaugen etwas zurückschleifen, um Heißlaufen an diesen Stellen zu vermeiden. Natürlich darf der Kolbenbolzen selbst nicht in *beiden* Augen des Kolbens unverschiebbar festgespannt sein, da er sonst bei Temperaturänderungen den Kolben verzwängt. Der Bolzen muß wachsen können, man läßt ihn am besten „schwimmen“ und setzt ihm nur irgendwelche Begrenzungen, damit er nicht

an die Laufbüchse ankratzt. Bei kleinen Kolben in hoch beanspruchten Motoren pflegt man das Kolbenhemd vom oberen heißen Teil des die Ringe tragenden Kolbens weitgehend durch trennende Einschnitte über große Teile des Umfangs zu isolieren (vgl. Abb. 110, S. 121).

Der *Kolbenring* ist im Herstellungszustand größer im Durchmesser als die Zylinderbohrung. Er ist an einer Stelle aufgeschnitten, und dieser Schnittspalt muß auch im eingebauten Zustand, wenn der Ring federnd in der Laufbüchsenbohrung anliegt, noch groß genug sein, daß die *Stoßenden nicht bei der Wärmeausdehnung des Ringes gegeneinander gepreßt werden*. Das würde natürlich Anlaß zu heftigstem Verschleiß des Ringes und der Laufbüchse werden. Man sieht also, daß der normale Ring eine undichte Stelle offen läßt, deren unerwünschten Einfluß man durch verschiedene Formgebungen der Stoßstelle (Abb. 85) und versetzte Anordnung der Stoßstellen übereinanderliegender Ringe hintanhält. Die Sicherungsstifte oder -knaggen, welche die Kolbenringstöße in einer gewissen Lage sichern sollen, sind Schmerzenskinder jedes Maschinenbauers und Anlaß zu vielen Schäden. Man stelle sich vor, wieviel beharrliche Schläge von rechts und links ein solches Stiftchen empfängt — genau solche Schläge, wie man sie einer hartnäckigen Stiftschraube beim Herausdrahen antut, um sie zu lockern —, so begreift man die Schwierigkeit, dieses Konstruktionselement dauerhaft zu verwirklichen. In vielen Fällen kann man ohne weiteres darauf verzichten, selbst bei Zweitaktmaschinen, wo die Kolbenringe über die Laufbuchsschlitzte laufen, empfiehlt sich eher ein sorgfältiges Abrunden der Schlitzkanten und der Kanten des Kolbenringes in der Nähe der Schnittstelle. Die stärkste Beanspruchung, die ein Kolbenring erfährt, ist die beim Überstreifen während des Einbaues. Diese Handhabung muß daher mit großer Vorsicht und Sorgfalt geschehen (Sondergeräte!) und der Konstrukteur darf, um unerträgliche Überbeanspruchung beim Überstreifen zu vermeiden, die *radiale Stärke des Ringes nicht größer als $\frac{1}{27}$ des Außendurchmessers* machen!

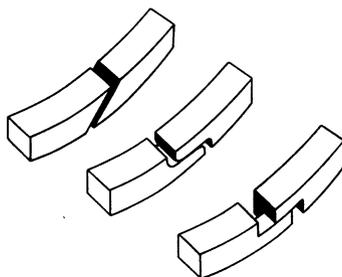


Abb. 85. Verschiedene Kolbenringstöße.

Die unterste Ausführungsform ist gasdicht bei von oben kommendem Druck. Auf richtigen Einbau achten (Zapfen unten!).

Der Kolbenring liegt im Betrieb bestimmt mit weit stärkerer Pressung an der Laufbüchse an, als seiner Eigenfederung entsprechen würde, das beweist schon die typische Form der Laufbüchsenabnutzung, die stets das gleiche Bild

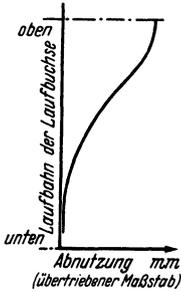


Abb. 86. Typische Form der Laufbüchsenabnutzung.

Abb. 86 zeigt: größter Verschleiß im Bereich der größten Gasdrücke. Der Ring muß natürlich in der Nut beweglich sein, er muß also Spiel haben, und liegt infolgedessen in der Nut so, wie Abb. 87 übertrieben zeigt. Der Gasdruck von oben gelangt also — wenn auch gedrosselt — über und hinter den Ring. Der von oben auf dem Ring lastende Druck preßt den Ring auf die untere Nutebene, und stellt es in Frage, ob der Ring in den Augenblicken der höchsten Drücke bei solchem Anpreßdruck überhaupt fähig ist, nach außen zu federn und sich der Laufbüchsenform dichtend anzuschmiegen. Er läßt somit im Augenblick, wo es am meisten auf dichten Anschluß ankommt, undichte Spalten am Umfang offen, und es sind mehrere Ringe hintereinander notwendig, um diesen Mangel zu verbessern. Der Gasdruck von der Innenseite des Ringes (Abb. 87) preßt den Ring an die Laufbüchse und erzeugt dort bei der Kolbenbewegung eine beachtliche Reibung (rd. 10% der Maschinenleistung!) und eine dementsprechende kaum vermeidbare Abnutzung von Ring und Lauffläche. Die Laufbüchse wird daher bei größeren Motoren *auswechselbar* in den Zylinder eingesetzt („Einsatz“



Abb. 87. Lage des Kolbenringes in seiner Nut.

genannt), und die Kolbenringe müssen von Zeit zu Zeit bei Instandsetzungsarbeiten am Motor gegen neue Ringe ausgetauscht werden. Ein wichtiger Gestaltungsgesichtspunkt ist infolgedessen die Rücksicht auf bequeme Kolbenausbaumöglichkeit, nach oben bei abnehmbarem Deckel oder nach unten bei abgebauter Kurbelwelle. Die Reibungs- und Verschleißfrage wird natürlich um so vordringlicher, je mehr der Motortreibstoff Asche und sonstige Beimengungen enthält, und je mehr er zur Verkokung neigt. Auch hoher Schwefelgehalt führt zu raschen Zerstörungen, die auf den Schwefelsäuregehalt der Verbrennungsgase zurückzuführen sind. Daher müssen gewöhnlich bestimmte Höchstgrenzen für derartige Brennstoffbestandteile eingehalten werden. Am heftigsten hat der

Kohlenstaubmotor unter dem Verschleiß von Kolbenringen und Laufflächen zu leiden, und es ist erst neuerdings gelungen, durch mühsames Aufsuchen geeigneter verschleißfester Werkstoffe die Lebensdauer dieser Teile beim Kohlenstaubmotor in hoffnungsvollem Maße zu erhöhen (vgl. S. 174).

Die Kolbenringe verlangen auf jeden Fall *Schmierung*, sowohl für ihre Auf- und Abbewegung in der Büchse, wie auch für ihre radiale Bewegung in den Nuten. Die Eigenschaft des Schmieröls, bei höheren Temperaturen seine Schmierfähigkeit einzubüßen, zwingt ja unter anderem zur Kühlung der Laufflächen und der damit verbundenen Einbuße an Wirkungsgrad. Bei kleinen Tauchkolbenmotoren genügt die Tatsache, daß die Lauffläche dem Spritzöl und Dunst des Kurbelraumes ausgesetzt ist, zur mehr als ausreichenden Schmierung der Laufbüchsen. Das in den Verbrennungsraum gelangende Öl geht naturgemäß verloren. Ein Teil davon verbrennt, und zwar in recht unvollkommener Weise. Zu reichliche Schmierung führt zur Verklebung und Verkokung der Kolbenringe und Ventile, ganz zu schweigen von dem hohen Verbrauch teuren Schmieröls. Man muß Öl-abstreifringe (Abb. 88) anordnen und gegebenenfalls Spritzölschirmbleche vorsehen, um die Laufbüchse vor allzu viel Schmieröl zu schützen. Bauarten größerer Motoren mit Kreuzkopf und Zwischenboden (Abb. 28 u. 36) vermeiden grundsätzlich das Anspritzen der Laufbüchse durch das im für sich geschlossenen Kurbelraum

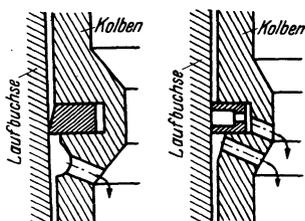


Abb. 88. Öl-abstreifringe in Kolbenringnuten.

Beim Abwärtsgang des Kolbens schabt der Ring das Schmieröl von der Laufbüchsenwand ab. Es muß durch zweckmäßig anzubringende Nuten und Löcher abfließen.

arbeitende Gestänge und führen der Laufbüchse das nötige Schmieröl unter Druck in kleinen einstellbaren Mengen durch mechanische *Schmierpressen* (Boschöler usw.) zu.

Den oben geschilderten Zwang zur Kolbensmierung, sowie die Nachteile der Kolbenringe — Reibung, Verschleiß und unvollkommene Dichtigkeit — haben schon mehrmals Sonderbauarten zu umgehen versucht, welche statt des metallischen festen Kolbenkörpers einen Flüssigkeitsspiegel (Wasser) auf- und abschwanken ließen. In der Tat erspart ein solcher *Flüssigkeitskolben* Reibung, Schmierung, genaue Bearbeitung, Verschleiß usw. und kann auf irgendeine Weise die auf ihn abgegebene Arbeit hydraulisch weitergeben und umformen, wobei anstatt der Kolbenringdichtung höchstens irgendwo bewegliche Wasserabdichtungsstellen (Stopfbuchsen) auftreten, die leicht

beherrscht werden. Die Schwierigkeiten und Mißerfolge mit solchen Versuchen bestehen nicht etwa darin, daß der Wasserspiegel dem Prozeß zu viel Wärme entzöge oder ähnliches (im Gegenteil!), sondern in der Tatsache, daß eine periodisch auf- und abschwankende Wassermasse — ganz unbeeinflußt von dem etwa auf den Wasserspiegel einwirkenden Druck — sich in Spritzer auflöst, wenn die Beschleunigung im oberen (Zünd-) Totpunkt größer wird als die Erdbeschleunigung $g = 981 \text{ cm/sek}^2$. Es gibt also eine recht niedrig liegende Grenzdrehzahl, oberhalb welcher ein befriedigendes Arbeiten eines solchen Wasserkolbens nicht mehr möglich ist. Man kann sich dies mit jeder halbgefüllten Wasserflasche durch Auf- und Abschütteln leicht klarmachen. Neuerdings sind namentlich im Zusammenhang mit dem Kohlenstaubmotor wieder Vorschläge zu solchen Wasserkolbenmotoren gemacht worden, wo man die Grenze, welche die Erdbeschleunigung g der Hubzahl setzte, durch *Fliehkraftwirkung* weitgehend erhöhen will. Erfolgreiche Ausführungen erlebte bisher nur die „Humphrey-Pumpe“, ein mit Generatorgas arbeitender Otto-Motor mit Wasserkolben, der auf denkbar unmittelbare Weise Wasser hochpumpt.

Stopfbuchsen von nach außen durchtretenden Kolbenstangen erhalten *nach innen* spannende Kolbenringe verschiedener Bauart. Hier werden meist mehrteilige, in einzelne Bogenstücke zerschnittene Ringe benutzt, welche durch rings umgelegte Schlauchfedern oder nach innen federnde aufgeschlitzte Spannringe gegen die Stange gedrückt werden. Dem Verbrennungsraum zugekehrt

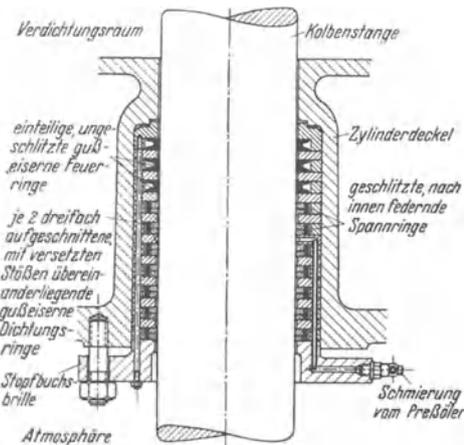


Abb. 89. Stopfbuchse für Kolbenstange im unteren Deckel eines doppelt wirkenden Großdieselmotors (MAN).

ordnet man einteilige, geschlossene „Feuer-*ringe*“ an, die zugleich mit den höchsten Temperaturen durch Drosselwirkung (Labyrinthwirkung) den höchsten Druck von den dahinter angeordneten mehrteiligen Dichtungsringen abhalten (Abbildung 89). Die Feuerringe können im Betrieb nie festfressen, da sie selber beim Heißwerden infolge der Wärmeausdehnung größeren Durchmesser annehmen. Seltenerweise zeigen gelegentlich die kälteren Stopfbuchsenringe größeren Verschleiß, was dem Umstand zugeschrieben werden muß, daß dort die in den

Verbrennungsgasen enthaltenen Schwefelsäuremengen kondensieren und das Eisen zerstören. Allzuscharfes Kühlen der Stopfbüchsen ist weder für die Stopfbuchsringe noch für die Stange selber vorteilhaft.

Was die *Schmierung der Lager* anbelangt, die natürlich den eben besprochenen Temperatureinflüssen ganz entzogen ist, so hat sich hier — im Gegensatz zu der bis dahin bei Dampfmaschinen usw. üblichen Tropfschmierung — die *Druckölschmierung* eingebürgert, veranlaßt durch die viel härteren Beanspruchungen und die Vielzylindrigkeit der Motoren. Durch eine (meist angehängte) Schmierölpumpe wird reichlich Schmieröl unter einigen at Druck den Grundplattenlagern zugeführt, das durch Bohrungen in der Kurbelwelle und den Treibstangen, sowie durch entsprechend angeordnete Ölnuten der Lagerschalen seinen Weg zu Kurbel und Kreuzkopflager und Gleitschuhen findet. Dort spritzt es, die Lagerreibungswärme mit sich führend, aus allen Kanten und Fugen auseinander. Dieser Umstand bedingte gleichzeitig mit der Einführung der Druckölschmierung den Übergang zu der bei Dampfmaschinen noch ungewohnten, bei Motoren allgemein üblichen *geschlossenen Bauart* des Kurbelkastens, die den Motor von außen als glatten einheitlichen dichtverschlossenen Block erscheinen läßt.

6. Kolbenmaschine oder Turbine.

Trotz allen unwillkommenen Eigenheiten der Kolbenmaschine (Verlust des Expansionszipfels, ungleichförmiges Drehmoment, ungleichförmiges Kippmoment, periodische Massenkräfte, Erregung von Fundamentalschwingungen, harmonisch erregende Drehkräfte, kritische Drehzahlen, Kolbenreibung, Kolbenschmierung, zahlreiche stoßweise hochbelastete Lager und Gelenke, Lager- und Büchsenverschleiß, stoßweise Einsaug- und Auspuffgeräusche, periodisch arbeitende Ventile) behauptet im Verbrennungsmotorenbau die Kolbenmaschine das Feld vor der Turbine. Die Hauptgründe dürften die folgenden sein:

1. *Wandtemperaturen.* Die Kolbenmaschine hat den wichtigen Vorteil für sich, daß die gefährlich hohen Temperaturen nur einen Bruchteil des Arbeitshubes über auftreten, so daß kein Teil der Wandung dauernd den Höchsttemperaturen ausgesetzt bleibt. Die Wände werden durch den Wechsel der heißen Abgase und der kalten Ladung von selbst verhältnismäßig kühl gehalten.

Bei der Turbine, wo sich der Arbeitsvorgang in stetigem Gleichstrom vollzieht, müßten auf der heißen Verbrennungsseite Werkstoffe von bisher unerhörter Warmfestigkeit verwandt werden, die einstweilen im Maschinenbau noch nicht verfügbar sind. Bei Anwendung der üblichen metallischen Baustoffe bereitet die Kühlung der Bauteile auf der heißen Verbrennungsseite außerordentliche Schwierigkeiten, und bedingt große aus dem Arbeitsprozeß ins Kühlmittel übergehende Wärmeverluste. Außer schärfster Mantelkühlung der Verbrennungsräume hat man Wassereinspritzung in das heiße verbrannte Gas angewandt, um die Düsen und Schaufeln vor dem Verbrennen zu schützen. Man hat hohle Läuferschaukeln ausgeführt, durch welche Kühlluft von innen nach außen bläst. Gewisse Vorschläge möchten bei vielstufigen Brennkraftturbinen durch *mehrfache Einspritzung geringer Brennstoffmengen* — und zwar jeweils nach einer Expansionsstufe — erreichen, daß die Verbrennungstemperatur niemals unerträgliche Höhe annimmt. Andere Ausführungsformen sind zu der *periodischen* Arbeitsweise der Verbrennungskammern zurückgekehrt, um so den bewährten Temperatur-Mittelwerteffekt des Motors auch bei der Turbine zu genießen, müssen dabei jedoch durch die ungleichmäßige Schaufelbeaufschlagung und die für die Turbine ganz unnatürliche ungleichmäßige Ausströmgeschwindigkeit ziemliche Wirkungsgrad-einbußen in Kauf nehmen. Gelegentlich hat man zur Kühllhaltung der Läuferschaukeln das Verfahren angewandt, abwechselnd Gasdüsen und Kühlluftdüsen am Umfang zu verteilen, um so die Schaufeln in rascher Folge abwechselnd heiß und kalt anzublauen.

Man erinnere sich der auf S. 8 ausführlich besprochenen oberen Grenze der für Brennkraftmaschinen in Frage kommenden Idealprozesse. Während bei Kolbenkraftmaschinen eine *Höchstdruckgrenze* geboten war, ist zweifellos für die Gasturbine eine *Höchstemperatur* als obere Grenze festzusetzen.

2. *Drehzahl.* Während bei der Kolbenmaschine die Wahl der Drehzahl kaum irgendwelchen Einschränkungen unterworfen ist, ergibt sich bei der Turbine, wenn sie wirtschaftlich arbeiten soll, eine sehr hohe Betriebsdrehzahl, die für die meisten Anwendungszwecke erst durch Untersetzungen brauchbar gemacht werden kann.

3. *Verdichtung.* Hohe Verdichtung war eine Bedingung für guten thermischen Wirkungsgrad. Die Kolbenmaschine ist während des Verdichtungshubes ihr eigener mit brauchbarem Wirkungsgrad arbeitender Verdichter. Die in letzter Zeit merkbar fortschreitende Entwicklung von Turboverdichtern für hohe Drücke mit annehmbaren Wirkungsgraden kommt einem wesentlichen Bedürfnis der Gasturbinen entgegen.

4. *Charakteristik.* Das Drehmoment einer Kolbenmaschine ist (sofern eine gewisse Kleinstdrehzahl nicht unterschritten wird, bei der Aussetzen der Zündung eintreten könnte) wesentlich nur von der Füllungseinstellung bestimmt, jedenfalls von der Drehzahl unabhängig (oder nur soweit abhängig, als der Liefergrad sich mit der Drehzahl ändert). Das Drehmoment einer Turbine ist, wie bei allen Kreiselmotoren stark drehzahlabhängig (Abb. 90). Dieses unterschiedliche Verhalten soll keineswegs als Nachteil, sondern nur als bemerkenswerte Tatsache geschildert sein.

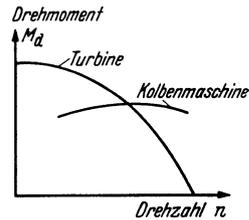


Abb. 90. Charakteristische Abhängigkeit des Drehmomentes von der Drehzahl bei einer Kreiselmotoren- und einer Kolbenmaschine.

Behauptet hat sich bisher nur die *Abgasturbine*, welche die aus einer Kolbenmaschine (Motor) mit Überdruck austretenden, höchstens etwa 800°C warmen Abgase verarbeitet und z. B. ein Turbo-Aufladegebläse antreibt (Abb. 44, S. 55). Da hierbei die oben aufgezählten Gesichtspunkte wegfallen, ist der Vorteil und die Bewährung der Abgasturbine verständlich.

IV. Gestaltung und Berechnung.

1. Werkstoffe, zulässige Beanspruchungen, Lagerdrücke.

Die Hauptbaustoffe des Maschinenbaues sind Eisen und Stahl. Wasserberührte Teile, die nicht rosten sollen, werden aus Kupfer, Bronze, Messing oder nichtrostenden legierten Stählen hergestellt. Bei Fahrzeug- insbesondere Flugmotoren werden leichtere Baustoffe bevorzugt, also Aluminiumlegierungen und andere, und besonders die für die hin- und hergehenden Massenkräfte hauptsächlich verantwortlichen Kolben werden bei schnelllaufenden Motoren mit Vorliebe aus Leichtmetallen hergestellt.

Hochbeanspruchte Teile — Kolbenbolzen, Kreuzköpfe, Treibstangen, Kurbelwellen, Nocken, Rollen, Ventile usw. — namentlich die Lagerbolzen und Rollenbolzen werden aus Stählen besonderer Festigkeitseigenschaften hergestellt, welche durch zielbewusste Behandlung bei der Herstellung (Härten usw.) und unter Umständen durch Legierungszusätze verschiedener Art im gewünschten Sinne verwirklicht werden. Außer den bekannten Werten der Festigkeit,

Dehnung und Streckgrenze spielen bei der wechselnden und stoßweisen Beanspruchung im Motor Zähigkeit und Härte eine große Rolle. Selbstverständlich soll man teure und hochgezüchtete Werkstoffe nur in Ausnahmefällen verwenden und *vorher alle Möglichkeiten richtiger Gestaltung und Bemessung anwenden*, um den Beanspruchungen zu genügen. Wieweit die Gestaltungsform, die Kerbwirkung und Oberflächenempfindlichkeit die besten Werkstoffeigenschaften hochgezüchteter Stähle entwerten können, zeigt die Tatsache, daß in den letzten Jahren neben besten Sonderstählen gußeiserne (!) Kurbelwellen im Kraftfahrzeugbau Eingang finden konnten.

Aufeinander gleitende Oberflächen — Lagerschalen und Lagerzapfen, Gleitbahnen und Gleitschuhe, Laufbüchsen, Kolben und Kolbenringe — müssen neben den Festigkeitseigenschaften gute Laufeigenschaft und Verschleißfestigkeit aufweisen. Stellt man sich unter Reibung und Verschleiß das gegenseitige Ausbröckeln der kleinen Oberflächenunebenheiten zweier aufeinander schleifender Bauteile vor, so überblickt man rasch die wichtigsten Forderungen:

1. Bestmögliche *Glätte der Gleitflächen*, verwirklicht durch Schleifen, Läppen, Honen, Polieren der Zapfen, Kolben und Büchsen, sowie Schaben und Einlaufen der Lager.

2. Gewährleistung eines *Schmierölfilms* zwischen den Gleitflächen, verwirklicht durch sorgfältige Ausbildung der Schmiernuten, Ausnutzung des durch Keilwirkung selbsttätig entstehenden Schmieröldruckes an umlaufenden Zapfen, Beschränkung der auf 1 cm^2 wirkenden Lagerdrücke, insbesondere Vermeidung von Schrägstellungen der Zapfen in den Lagern infolge von Verbiegungen u. dgl., Vermeidung hoher Lagertemperaturen.

3. Auswahl eines *Lagerwerkstoffes* von einer gewissen federnden Nachgiebigkeit der tragenden Kristalle in ihrer Bettung, z. B. Bronze, Weißmetall, Gußeisen (weichere Graphiteinschlüsse), Gittermetalle, grundsätzlich also solche Werkstoffe, bei denen ein Herausbröckeln von Oberflächenkristallen weniger leicht möglich ist. Zwei Gleitflächen, von denen die eine die eben genannten Bedingungen erfüllt, die andere aber gehärtet, geschliffen und poliert ist, zeigen erfahrungsgemäß gutes Zusammenarbeiten.

In der Hauptsache führt das reichlich zugeführte Drucköl die entstehende Reibungswärme aus den Lagern ab. Selbstverständlich wird aber auch ein gutes Wärmeleitvermögen des Lagermetalls selbst geschätzt, und in dieser Beziehung stehen neuerdings ent-

wickelte Aluminium-Lagerlegierungen (heimischer Ausgangsstoff) an erster Stelle.

Man beachte, daß Lagerbüchsen oder Lagerschalen mit hoher Wärmeausdehnungszahl (Bronze, Aluminium), wenn sie in einem Lagerkörper oder Stangenkopf von kleinerer Wärmeausdehnungszahl eingebaut sind, bei Erwärmung im Betrieb an ihrer natürlichen Ausdehnung verhindert sind. Es ergibt sich dann mit zunehmender Temperatur eine energische Kraftprobe zwischen den betroffenen Teilen, die dazu führen kann, daß die Lagerbüchse nach dem Wiederkaltwerden locker ist, oder daß in schlimmeren Fällen die Lagerschalen sich plötzlich verwerfen und den Zapfen gewaltsam festklemmen.

Bei der raschen Entwicklung der Werkstoff- und Lagermetalltechnik können allgemein gültige feste Anhaltswerte über zulässige Pressungen nicht gegeben werden. Während die Flächenpressung, z. B. im Kolbenbolzen bzw. Kreuzkopflager, bei Großmotoren zu etwa 120 bis 150 kg/cm² üblich war, wird heute bei Kraftwagenmotoren etwa 180 kg/cm², bei Flugmotoren sogar 250 kg/cm² zugelassen. Blei-Bronzelager sind schon mit Erfolg bei etwa 350 kg/cm² Belastung betrieben worden. Im Bestreben, leicht zu bauen, werden solche Zahlen sich noch weiter ändern, und ein Ende ist heute nicht abzusehen. Die genannten zulässigen Flächenpressungen sind auf die „projizierte“ Lagerfläche, also Länge \times Durchmesser, bezogen. Im Großmotorenbau pflegt man folgende Erfahrungsregeln einzuhalten:

Gleitschuh	3 ÷ 4 kg/cm ²
Grundplattenlager . .	40 ÷ 45 kg/cm ²
Kurbellager	90 ÷ 110 kg/cm ²
Kreuzkopflager	120 ÷ 150 kg/cm ²

Je sicherer man sein darf, daß der Zapfen seiner ganzen Länge nach richtig trägt, und nicht etwa wegen Verkantungen oder Verbiegungen der Welle auf Lagerkanten reitet, um so höhere Flächenpressungen sind zulässig.

Auch die bekannten Vorteile von Kugellagern, Rollenlagern usw. macht man sich im neuzeitlichen Kleinmotorenbau weitgehend zu nutze. Am Kolbenbolzenlager werden Nadellager angewandt, und seit es gelungen ist, aus Einzelteilen zusammengebaute Kurbelwellen zu gestalten (Abb. 91 und 92), steht der Anwendung von raumsparenden Wälzlagern an den Lagern der Kurbelwelle und Pleuellagern nichts mehr entgegen.

Die Berechnung der Lager und Zapfen steht beim Bau von Motoren gleich an erster Stelle nach der Festlegung von Hub und Kolbendurchmesser. Die Größe der Pleibenköpfe, die axiale Länge der Pleibenzapfen- und Pleibenplattenlager sind ausschlaggebend für die ganzen baulichen Abmessungen des Motorgehäuses, unter anderem auch für den Mittenabstand zweier benachbarter Pleibenzylinder. Man wird grundsätzlich dicke und kurze Lager bevorzugen ($l \sim 0,6 d$ bis $0,9 d$). Allzuschmale Lager können jedoch nur geringeren Öldruck halten, und ein allzudicker Pleibenkopfbau wird zu schwer und läßt sich nicht mehr in der meist üblichen

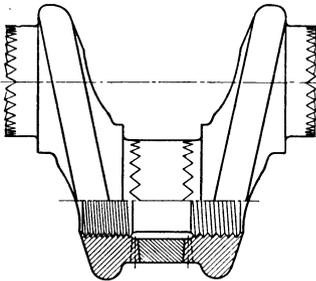


Abb. 91. Aus Einzelteilen mittels Hirth-Verzahnung zusammengebaute Pleibenkröpfung. Bolzen mit Differentialgewinde.

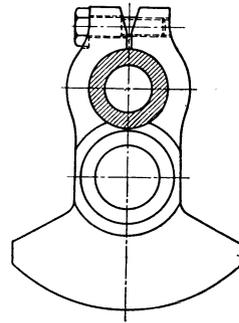


Abb. 92. Gebaute Pleibenwelle. (Klemmwange.)

Weise nach oben durch die Pleibenbohrung ausbauen. Man erhält die günstigste Lösung durch Aufzeichnen und Vergleichen mehrerer Möglichkeiten.

Was die zulässigen Beanspruchungen der Bauteile auf Zug, Druck, Knickung, Biegung, Schub und Verdrehung anbelangt, so hält man sich im Großmotorenbau einstweilen an die überkommenen, große Sicherheit einschließenden Werte der aus jedem Handbuch zu ersiehenden „zulässigen Spannungen für Eisen und Stahl“. Im Kleinmotorenbau, wo es auf äußerste Sparsamkeit an Gewicht, Raum und Preis ankommt, werden diese Zahlen weit überschritten. Man geht hier bis nahe an die „Dauerfestigkeit“ des Werkstoffes heran, eine Zahl, die rd. 80% der Streckgrenze beträgt. Man muß jedoch dabei die unter Umständen beträchtliche örtliche Erhöhung der Beanspruchungen an Übergängen, Einkerbungen und infolge aller möglichen ähnlichen Umstände gewissen-

haft in Rechnung setzen, da alle diese Zusatzbeanspruchungen bei solch neuzeitlicher Berechnungsweise nicht mehr in einem „Sicherheitsgrad“ Platz finden.

2. Grundsätze und Regeln für die Gestaltung.

Wichtig ist es in jedem Einzelfall, außer den Werkstoffeigenschaften die Größe und Art der wirklich auftretenden Kräfte zu kennen. Die Ausführungen S. 68 geben einen Überblick über Größe und Veränderlichkeit der Kräfte beim Arbeiten des Motors und zeigen die Möglichkeit, sich über den Verlauf der Kräfte an irgendeiner Stelle des Triebwerkes während eines Arbeitsspieles klar zu werden. Im ersten Augenblick glaubt man leicht, man habe es fast überall mit *wechselnder* Beanspruchung zu tun. In Wirklichkeit

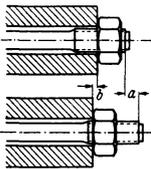


Abb. 93. Längung der Schraube und Zusammendrückung der Hülse beim Anziehen.

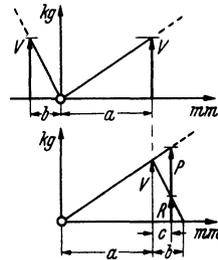


Abb. 94. Vorspannungsabnahme bei zusätzlicher Beanspruchung.

sind es jedoch nur wenige Hauptteile, welche tatsächlich einer von minus auf plus umspringenden oder von Null auf Höchstlast schwelenden Wechselbeanspruchung ausgesetzt sind: Kolbenstange, Kreuzkopfpapfen bzw. Kolbenbolzen, Treibstange, Kurbelwelle, Grundplattenlagerdeckel. Dagegen sind fast alle Schrauben, Anker und Bolzen des Triebwerkes und Aufbaues sehr viel weniger ungünstig beansprucht, nämlich nur mit einer gleichbleibenden Zugvorspannung, welcher sich eine bemerkenswert kleine Beanspruchungsschwankung überlagert.

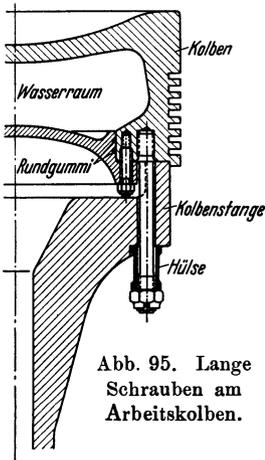
Am Beispiel der Zuganker (vgl. S. 69) sei diese Tatsache erläutert, die zu einer wichtigen Gestaltungsregel hinführt.

Durch das Anziehen der Mutter des Ankers kommen Anker und eingespannter Gußkörper (im folgenden „Hülse“ genannt) unter Vorspannung, der Anker erfährt einen Zug, die Hülse einen gleich großen Druck von der Größe V kg. Dabei dehnt sich der Anker infolge seiner Federeigenschaft (Elastizität) um die Strecke a , und

die Hülse verkürzt sich unter der Druckbelastung um die Strecke b . In Abb. 93 u. 94 sind diese Größen stark übertrieben angedeutet. Tritt nun durch den Zünddruck beim Arbeiten des Motors eine zusätzliche Kraft P auf, welche den Anker weiter dehnt, so addiert sich P keineswegs zu V , da die Vorspannung sich verringert, wenn die Hülse sich entsprechend der zusätzlichen Ankerlängung wieder ausdehnen kann. Die wirklichen Verhältnisse zeigt anschaulich Abb. 94. Der Anker längt sich zusätzlich um c , die Hülse dehnt sich daher um c aus und verliert an Vorspannung. Die Vorspannung V verschwindet geradlinig abnehmend bis auf den Rest R . Obwohl also P etwa die Größe von V hat, ändert sich die Gesamtbeanspruchung des Zugankers durch das Hinzutreten von P nur wenig, nämlich von V auf $P + R$, ohne Richtungswechsel. Es handelt sich also tatsächlich um eine im wesentlichen stetige Vorspannung V mit einer *kleinen* überlagerten Schwankung. Diese Schwankung $(P + R) - V$ bleibt um so kleiner, je nachgiebiger die Schraube und je steifer die Hülse ist. Es ergibt sich also die wichtige Regel für den Gestalter von Motorenteilen:

Dehnbare Schrauben, steife Hülsen!

Kurze Schrauben sind auf jeden Fall falsch, und werden erfahrungsgemäß leicht zerstört. *Lange, weiche Schrauben mit ausgesprochener Fedrigkeit* müssen an jeder Stelle des Motors erstrebt und verwirklicht werden.



Dieser Grundsatz gilt um so mehr, als viele Teile gewissen Wärmeverformungen beim Übergang vom Stillstand zum Vollastbetrieb unterworfen sind. Diese Wärmeverformungen bedingen ungeheure Kräfte in solchen Teilen, die zu steif sind, um den Verformungen nachgeben zu können. Kurze steife Schrauben werden abgerissen, Flanschen abgebrochen usw. Hier gilt es also, dehnbare Schrauben, federnde, weiche „Hülsen“ anzuwenden deren Beanspruchung sich bei einer Verformung nur wenig ändert, und deren Vorspannung auch bei Formänderungen erhalten bleibt. Das

gilt nicht nur für Kraftverbindungen, sondern auch für Dichtungen und Stopfbüchsen, wo nur *nachgiebige* Schrauben den

dichthaltenden Kraftschluß auch bei Formänderungen der Einzelteile gewährleisten können.

Die Nachgiebigkeit der verspannten Teile beträgt natürlich nur kleine Bruchteile eines Millimeters, und man erkennt aus dieser Einsicht, daß es falsch ist, allzu viele Einzelteile mit durchgehenden Schrauben zusammenzupacken, wie es z. B. bei manchen Ausführungen von Treibstangenköpfen der Fall zu sein pflegt (vgl. Abb. 99). Durch Ineinanderprägen der nicht mathematisch ebenen, vielfach hohl liegenden Fugenflächen, sowie durch „Ausbügeln“ beigepackter Bleche verschwindet das kleine Maß $a + b$ (Abb. 94) und damit gleichzeitig die zur Aufrechterhaltung des dauerhaftesten Verbandes unumgängliche Vorspannung.

Eine weitere selbstverständliche Forderung, deren Nicht-

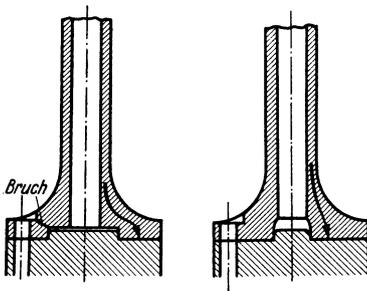


Abb. 96. Flanschbefestigung.

Die unzureichende Kraftleitung, die vergrößerte Biegebeanspruchung, die Steigerung der Kerbf Gefahr werden vermieden, wenn der Zentrierdurchmesser kleiner und ohne scharfe Einsprünge ausgeführt wird.

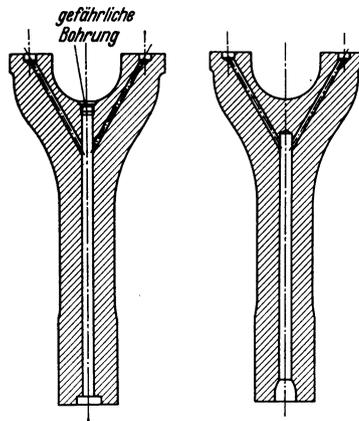


Abb. 97. Treibstangenschaft mit Schmieröl-Bohrungen.

Links: leichtsinnige Anbohrung der Zugfaser im Gabelgrund, infolgedessen von dort ausgehende Anrisse und Brüche. Rechts: Unverletzte Außenfaser.

beachtung stets zu Mißerfolgen führt, ist die *klare Kraftweiterleitung* ohne Umwege (Abb. 96), vor allem ohne Biegebeanspruchung in Gußteilen (Abb. 101).

Über die Wichtigkeit der *Vermeidung von Kerben und scharfen Übergängen* beim Gestalten von Konstruktionsteilen sollte heutzutage kaum noch etwas dazugesagt werden müssen. Jede Verletzung einer auf Zug, namentlich Wechselbelastung, beanspruchten Werkstofffaser bringt erstaunlich hohe örtliche Überbeanspruchung mit sich, die zu Anrissen und raschem Bruch führt. Festigkeitsberechnungen üblicher Art haben angesichts solcher Konstruktionsfehler keinen

Zweck (Abb. 96, 97, 98, 99). Ein moderner Gestalter darf in diese Fehler nicht mehr verfallen.

Leider stellt auch das meist unentbehrliche Gewinde eine recht scharfe Einkerbung des Bolzens dar. Auf gute Ausrundung und sauberste Ausführung des Gewindegrundes muß unbedingt geachtet werden. An wichtigen Stellen wird heutzutage der Gewindegrund geschliffen und gedrückt.

Eine gewöhnliche, hochbelastete Gewindeverbindung weist übrigens eine recht bedauerliche Eigenheit auf, nämlich die Tatsache, daß fast

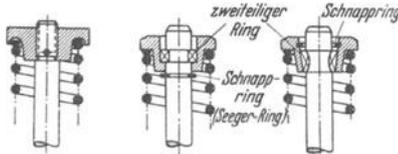


Abb. 98. Befestigung des Federtellers am Ende einer Ventilspindel.

Links: Scharfe Einkerbungen durch Gewinde, Gewindeansatz und Stift. Mitte: Scharfe Einkerbungen für zweiteiligen Einlagering und für Schnapperring. Rechts: Keine scharfen Kerben.

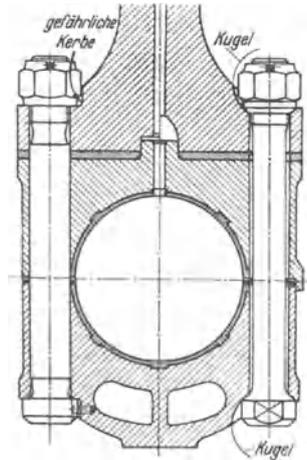


Abb. 99. Treibstangenkopf und Treibstangenschrauben.

Links: Übliche Ausführung mit ausgerundeten Übergängen und Eindrehungen. Trotzdem häufige Anrisse. Rechts: Weitestgehende Vermeidung von Kerbwirkung, Verbiegung und einseitiger Auflage.

nur der unterste Gewindegang allein die ganze Belastung trägt. Da nämlich der Bolzen auf Zug, die Mutter dagegen auf Druck beansprucht wird, verhält sich die Verbindung ähnlich, als ob ein Bolzen mit größerer Schraubensteigung mit einer Mutter kleinerer Schraubensteigung zusammengeschraubt wäre: es trägt nur *ein* Gewindegang ordentlich. Erhebliche Besserung dieses Verhaltens erreichen alle jene Gestaltungsformen, welche auch das Muttergewinde auf Zug beanspruchen (Abb. 100).

Bei Gußteilen halte man sich vor Augen, daß die *Gußhaut* von der Herstellung her eine *Druckvorspannung* besitzt, die an sich als willkommener Umstand zu werten ist, der in gewissen Grenzen die Biege- und Zugfestigkeit des sonst verhältnismäßig spröden Stoffes steigert. Durch die zuletzt erfolgende Abkühlung und Schrumpfung der *inneren* Teile eines Gußstückes wird die schon früher erstarrte Außenhaut gestaucht und unter

Druck gesetzt. (Beim Abhobeln gegossener Gleitbahnen oder beim Ausschneiden von Probestücken aus einem Gußstück beobachtet man fast immer, daß die Stücke krumm werden.)

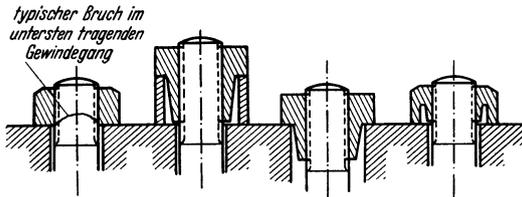


Abb. 100. Gewindeverbindung.

Links gewöhnliche Mutter. Rechts Formen mit erheblich gesteigerter Dauerfestigkeit.

Verletzungen der Gußhaut führen also zu ungünstigen und unter Umständen gefahrvollen Störungen des Spannungszustandes. Andererseits ist die Gußhaut bekanntlich eine gedrängte Anordnung schlecht zusammenhängender Körner, deren viele feinen Trennungspalten sich öffnen, wenn bei höherer Beanspruchung doch schließlich *Zugspannungen* in der Außenfaser auftreten. Die damit zusammenhängende geringe Widerstandsfähigkeit gegen höhere Zug- und Wechselbeanspruchung, namentlich an wasserberührten Oberflächen, ist somit erklärlich. Es wird daher empfohlen, die Gußhaut an höher beanspruchten Stellen, die zwanglose Bearbeitungsmöglichkeit bieten (Laufbüchse), wegzudrehen oder

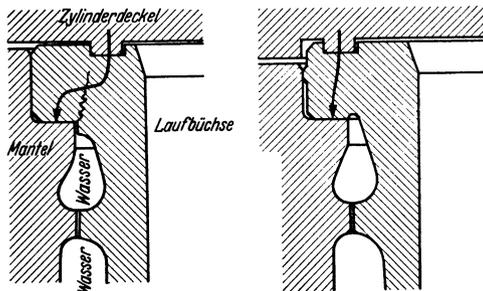


Abb. 101. Oberer Rand einer eingesetzten gußeisernen Laufbüchse.

Links: Starke Biegebeanspruchung durch die Vorspannung der Zylinderdeckelschrauben, scharfe Einkerbung, Gefahr der Sprengung des Mantels bei Erwärmung des Büchsenrandes. Rechts: Verbesserte Ausführung.

wegzuhobeln, an unzugänglichen Stellen (z. B. Inneres des Zylinderdeckels) jedoch auf besonders saubere, durch Kernfugen und andere Verletzungen möglichst ungestörte Gußhaut zu achten, vor allem

an den einseitig geheizten Wänden, deren kältere Wandseite heftige Zugbeanspruchungen erfährt, wenn die geheizte Oberfläche sich ausdehnen will.

Die Gefahr der Verrottung durch Wasserangriff ist besonders schlimm bei wechselnd beanspruchten Maschinenteilen. Eine kleine Angriffsstelle der Oberfläche wirkt wie jede Oberflächenverletzung als Anriß und Bruchursache. Die stark beanspruchten Kolbenstangen doppeltwirkender Maschinen z. B., in deren Innerem das Kolbenkühlwasser zu- und abgeleitet werden muß, werden gegen Wasserberührung durch eingewalzte Metallrohre geschützt.

Die Bemessung einzelner Bauteile kann nicht immer lediglich nach dem Gesichtspunkt der Haltbarkeit erfolgen, sondern es muß große Formsteifigkeit erzielt werden, wenn diese Bauteile ihren Zweck erfüllen sollen (Abb. 102). Gleitbahnen und Gleitschuhe müssen steif

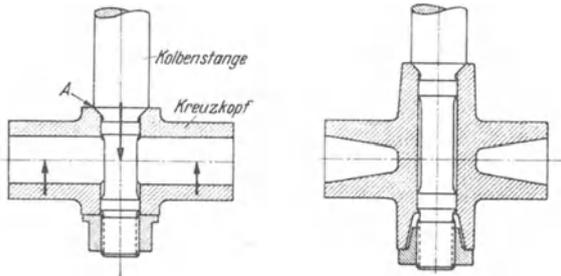


Abb. 102. Befestigung der Kolbenstange im Kreuzkopf eines Großmotors.

Links: Die Aufsitzstelle *A* wird rasch zerstört, da sie an den wechselnden Verbiegungen des verhältnismäßig weichen Kreuzkopfs teilnimmt. Rechts: Kreuzkopf steifer, Aufsitzflächen aus dem Verformungsbereich herausgehoben, längere Schraube, steifere Hülse, haltbarere Mutterform.

und kräftig ausgeführt werden, wenn sie unter den auftretenden Kräften ihre Form genügend genau beibehalten sollen. Vor allem gilt dies aber von drehbeanspruchten Teilen, Wellen und Achsen, deren Fedrigkeit gewöhnlich unterschätzt wird. Die Steuerwelle, die nur rund $\frac{1}{100}$ des Kurbelwellendrehmomentes auszuhalten hat, wird unverhältnismäßig dick ausgeführt, um steif genug zu sein, und die Öffnungs- und Schließzeiten der Ventile bei allen Zylindern genau einhalten zu können. Dasselbe betrifft die Regelwelle und ähnliche Fernleitungsgestänge, die man tunlichst überhaupt nicht als Drehwellen sondern als Zugstangen ausbilden soll.

Der Grundsatz, *steif* zu bauen, hat hervorragende Bedeutung für die Führungen von Ventilen, Nadeln, Pumpenstempeln usw. wo jede Formveränderung — sei es durch Verspannen beim Ein-

schrauben oder beim Arbeiten der Maschine, sei es durch Wärmeverformung — die Beweglichkeit der mit engster Passung dicht eingeschliffenen Stempel gefährdet oder unmöglich macht.

Wesentlich für die Gängigkeit solcher Ventilspindeln und Stempel ist auch der Grundsatz, nur *axiale* Kräfte auf die Spindel auszuüben, allerhöchstens achsenparallel, keineswegs aber quer- und schrägwirkende Kräfte zuzulassen, welche die Spindel festklemmen könnten (Abb. 103).

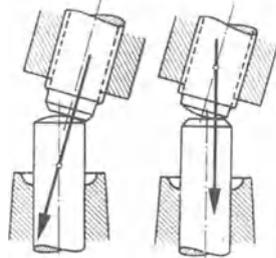


Abb. 103. Krafrichtung beim Niederdrücken einer Ventilspindel.

Hierzu gehören auch die Seitenkräfte, die beim Umlenken einer Strömung entstehen, so daß z. B. Rückschlagventile stets sauber in der Achse einer symmetrischen Strömung angeordnet werden müssen, wenn sie nicht Gefahr laufen sollen, seitlich herangeklemmt zu werden (Abb. 104).

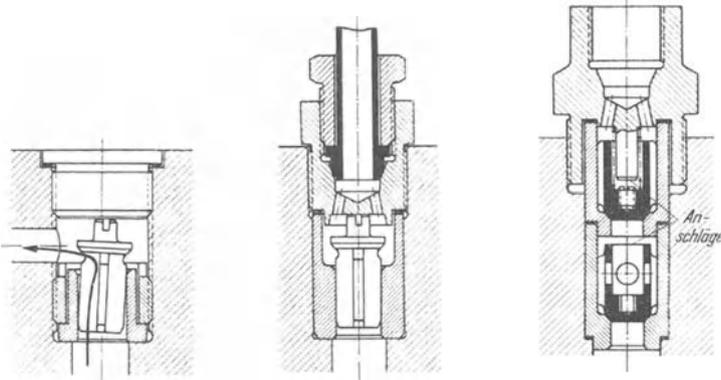


Abb. 104. Rückschlagventile.
Links: Unverlässliches Arbeiten des Ventils in abknickendem Strömungsweg. Rechts: Ventil in symmetrischer Strömung.

Abb. 105. Trennung der Anschläge von den Führungsflossen.

Teile, die mit enger Passung führen sollen, müssen selbstverständlich davor geschützt sein, daß sie durch Stauchung und Döpperung ihre Form verändern und nachher klemmen. Hubbegrenzende Anschläge dürfen daher nichts mit solchen Führungsprismen zu tun haben (Abb. 105).

Viel hin- und herbewegte Teile nutzen ihre Bahn natürlich ab und bilden am Umkehrpunkt ihrer Bewegung einen Grat, der sehr

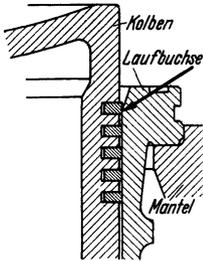


Abb. 106. Überschleifen des obersten Kolbenringes bei o. T. über das Ende der zylindrischen Lauffläche.

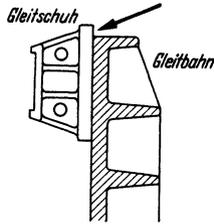


Abb. 107. Überschleifen des Gleitschuhes.

hinderlich und störend werden kann. Solche Teile — Gleitschuh, Kolbenringe, eingeschliffene Spindelführungen — müssen also über die Enden ihrer Gleitbahn oder Laufbuchse *überschleifen* (Abb. 106, 107).

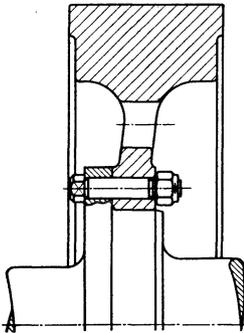


Abb. 108. Schwungradbefestigung durch Paßbolzen.
Schwungradbefestigung durch Paßbolzen.

Die Paßlöcher werden im Wellenflansch und der Radscheibe gemeinsam auf Paßmaß aufgerieben.

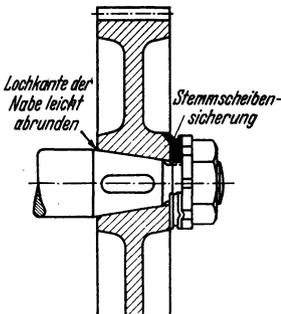


Abb. 109. Nabe auf kegeligem Wellenzapfen.

Erfahrungsgemäß ist die einfache Verbindung einer Nabe auf einer Welle mittels Federkeil einem dauernden Lastwechsel nicht gewachsen. Solche Stellen sind z. B. Schwungradbefestigung, Steuerungsantriebsräder, Schwinghebel, Steuerhebel u. ä.

Bei Betrachtung der Abbildungen dieses Buches wird man an solchen Stellen die gewohnte Keilverbindung stets vermieden sehen. Schwungräder werden mit Paßbolzen angeflanscht (Abb. 108), Hebel und Zwischenräder drehen sich mit Gleitlagerbüchse um feststehende Bolzen. Wo sich jedoch die Wellenverbindung nicht vermeiden läßt, müssen Doppelkeile oder kegelige Wellenzapfen (Abb. 109), allenfalls auch aufgeschlitzte, mit Spannschrauben um den Zapfen geklemmte Nabenteile (Abb. 92) angewandt werden, um der Keilverbindung die nötige Dauerhaftigkeit zu geben.

Die Last- und Bewegungswechsel der Kolbenmaschine bringen es mit sich, daß auf die *Sicherung* der Verbindungen — namentlich an den bewegten und unzugänglichen eingeschalteten Teilen — erhöhter Wert gelegt werden muß. Auf Reibungshaftung darf man sich angesichts der Erschütterungen nicht verlassen. Auch kleine Schrauben, die zur Sicherung großer Schrauben angewandt werden, bedürfen wieder ihrer

eigenen Sicherung, und das letzte Mittel bleibt stets eine Formänderung: Verbiegung eines Splintes oder Drahtes, Umschlagen eines Bleches, Verstemmen einer Ecke durch Meißelhieb oder Körnerschlag, oder Einschnappen eines federnden Ringes. Die viel angewandten Kronenmuttern sind nur bei verhältnismäßig langen Schrauben am Platze, da — wie man leicht nachrechnen kann — schon beim Zusammenbau durch die Bemühung, die vorgebohrten Löcher zum Durchstecken des Splintes zur Deckung zu bringen, der Schraubenquerschnitt in ungeahntem Maße überbeansprucht wird.

Der Motorenbauer muß bei allen anderen Gesichtspunkten stets die glatte und einfache Möglichkeit beachten, an die Einzelteile heranzukommen, und sie leicht ein- und auszubauen. Fest-sitzende Teile müssen mit Abdrückschrauben auseinandergedrückt werden können, daher müssen Abdrückgewindelöcher in Flanschen, Stopfbuchsbrillen, Federkeilen, Naben usw. vorgesehen sein.

Ventile und ähnliche Teile müssen eingeschliffen und nachgeschliffen werden können, sie müssen also eine geeignete Möglichkeit bieten, einen Schlüssel aufzustecken, ein Drehherz anzuklemmen oder einen Schraubenzieher einzusetzen (Abb. 104, 105).

Gewinde in Gußteilen vertragen kein öfteres Lösen und Wiedereinschrauben. Also Durchgangsschrauben bevorzugen, oder fest im Gußkörper verbleibende Stiftschrauben, und notfalls sind stählerne oder metallene Gewindebüchsen einzuschrauben oder einzugießen.

Schwere Teile müssen Ösen oder Gewinde zum Einschrauben von Tragösen erhalten, und oftmals ist es gar nicht leicht, diese Forderung mit anderen Gesichtspunkten in Einklang zu bringen, wie z. B. beim Arbeitskolben, dessen stark wärmebeanspruchter Boden nicht ungestraft angebohrt werden darf. Man ist daher in manchen Fällen zur Ausbildung von Sonderwerkzeugen und Ausbaurichtungen gezwungen.

Bei Gußteilen mit Innendruck ist besonders auf die nötige Steifigkeit zu achten, ebene Wände sind zu vermeiden oder gut zu verrippen, die Berechnung muß unter Zugrundelegung des *Probedruckes* erfolgen, der höher ist als der Betriebsdruck.

Zum Schluß möge noch die Wichtigkeit strömungsgerechter Ausbildung aller Wasser, Öl, usw. führenden Kanäle, Leitungen, Hohlräume, Abzweigungen, Absperr- und Regelteile betont sein,

deren Vernachlässigung nicht nur zu Drosselverlusten, sondern zu gefährlichen Verrottungserscheinungen, Beschränkung der Leistung des Motors und ernststen Regel- oder Kühlschwierigkeiten führen kann.

Luft- oder Dampfsäcke sind schlechte Wärmeleiter und führen zu örtlichen Werkstoffüberhitzungen. Luftsäcke in Hochdruckbrennstoffleitungen verändern ihren Rauminhalt stark bei den wechselnden Förderdrücken und verhindern so eine gleichmäßige Zumessung von Brennstoff auf die einzelnen Hübe und die einzelnen Zylinder.

Erst alle diese Einzelheiten, von denen nur eine Auswahl aufgeführt ist, formen einen betriebs- und marktreifen Motor, und die Aufzählung dieser maschinenbaulichen Grundregeln bei einer Einführung in den Motorenbau ist daher genau so wichtig und leistet dem Anfänger ebenso großen Dienst wie die vorausgeschickte eingehende Begründung der Kreisprozesse.

3. Wärmebeanspruchte Bauteile.

Die Werkstoffe dehnen sich bei Erwärmung aus und nehmen eine veränderte Gestalt an. Diese Tatsache muß z. B. bei dem Kolben selbstverständlich berücksichtigt werden, damit der betriebswarme Kolben nicht in der Laufbüchse festläuft. Der kalte Kolben wird konisch bearbeitet, da der Kolbenkopf im Betrieb am heißesten, also am dicksten wird. Ein luftdicht eingeschliffener Kolben ist beim Motor ganz unmöglich, der Kolben muß Spiel haben, und federnde Kolbenringe müssen die Dichtung übernehmen (vgl. die ausführlichen Darlegungen im Abschnitt: Dichtung und Schmierung).

Größtmögliche Symmetrie der Bauteile nach allen Richtungen muß erstrebt werden, da jede Abweichung bei der Erhitzung zu unrunder Verformungen führt.

Wird die durch die Erwärmung bedingte Formänderung irgendwie behindert, so treten Verzwängungen und Spannungen auf, die gefährlich hohe Werte erreichen können und in den auf Zug beanspruchten Fasern leicht zu Rissen und Brüchen führen.

Eingesetzte Laufbüchsen dürfen daher nur einseitig eingespannt sein und müssen sich im übrigen frei ausdehnen können.

Kolbenbolzen müssen nach den Enden hin Spiel haben und dürfen — wenn überhaupt — höchstens an einem Ende im Kolben festgehalten sein.

Einsauge- und Auspuffrohre, welche benachbarte Zylinder bei Mehrzylindermotoren verbinden, sind durch Wärmespannungen gefährdet, da die kalten Einsaugrohre den bei Erwärmung sich ausdehnenden Zylindern nicht folgen, und andererseits die heißen Auspuffrohre weit heftigere Längenänderungen erfahren als der Motor. Man trägt dieser Tatsache Rechnung durch weiche, nachgiebige Stützen, lange Schraubenlöcher, in denen die Schraubenbolzen etwas nach der Seite wandern können, balgartige Dehnungsfalten, oder durch Ausdehn-Stopfbuchsen mit Weichpackung, und schließlich durch Kühlung der Auspuffrohre.

Sogar die *Kurbelwelle*, die doch nur durch Lagerreibung gebildete Wärme aufzunehmen und abzuführen hat, muß unter Berücksichtigung von Wärmeausdehnung entworfen und eingebaut werden. Sie darf nur in einem einzigen Lager durch Anlauf an den Lagerstirnflächen gegen axiale Verschiebung fixiert sein („Paßlager“), und muß in allen übrigen Lagern — Grundplattenlagern und Treibstangenlagern — genügend seitliche Luft haben. Das gleiche gilt für Nockenwellen, Pumpenwellen usw. Die Anbringung von Kegel-Zahnradern und Schneckenradern auf solchen Achsen ist nur in unmittelbarer Nähe des Paßlagers gestattet, da Kegelräder und Schneckenräder im Gegensatz zu Stirn- und Schraubenradern gegen Axialverschiebungen höchst empfindlich sind.

Wird in allen solchen Fällen die freie Ausdehnungsmöglichkeit gebührend berücksichtigt, so treten keine zusätzlichen Beanspruchungen bei der Erwärmung auf.

Anders ist es jedoch mit jenen Bauteilen, durch welche *Wärme fließt*. Denn dort müssen *in ein und demselben Bauteil*, ja in verschiedenen Fasern ein und derselben Wand *verschiedene Temperaturen* herrschen, da sich der Weg der Wärme stets durch ein *Temperaturgefälle* auszeichnet. In einem Bauteil jedoch, der kalte und heiße Teile nebeneinander vereinigt, müssen beträchtliche *Wärmespannungen* entstehen, wenn die Ausdehnung der heißen Teile durch die kurz bleibenden kalten Teile behindert wird.

Man bedenke nochmals (vgl. Abschnitt: Kühlung), daß eine *Wärmeabfuhr* aus dem arbeitenden Gas im Zylinderinnern an die Wände eigentlich *durchaus unerwünscht* ist. Diese programmwidrige Wärmeentziehung aus dem Arbeitsprozeß schädigt den thermischen Wirkungsgrad und erhöht den Brennstoffverbrauch. Leider vertragen aber die *Werkstoffe*, die wir zur Verfügung haben, die hohen Temperaturen nicht, welche sie annehmen würden, wenn

wir den Motor ohne Wärmeabfuhr — etwa in Wärmeschutzmittel (Glasgespinst oder ähnliche) eingepackt — laufen ließen. Die Wände würden weich werden und auf der Feuerseite wegzudern, die Kolben würden verbrennen, und eine ordentliche Schmierung wäre außerdem kaum möglich. Heiße Wände heizen zudem die beim Saughub eintretende Frischladung und vermindern dadurch das je Arbeitsspiel eintretende Luftgewicht, sodaß die Literleistung sinkt. Heiße Wände würden beim Otto-Motor frühe Selbstzündungen des Gemisches während der Verdichtung hervorrufen und daher zu niedriger Verdichtung und dementsprechend geringerer Brennstoffausnutzung zwingen. Was wir brauchen würden, sind also kühle Wände, die trotz ihrer niedrigen Temperatur nur wenig Wärme aus dem heißen Gas aufnehmen.

Wenn wir aber die Wände aus allen diesen Gründen kühlen, so führen wir Wärme durch die Wände ab, und damit stellt sich das oben erwähnte Temperaturgefälle in allen wärmeabführenden Teilen ein, welches die Ursache der Wärmespannungen darstellt.

Je schärfer man kühlt — oder kühlen muß —, um so kräftiger ist der Wärmeabfluß, und um so ausgeprägter sind die Temperaturunterschiede im Werkstoff. Die für die Wärmeabfuhr hauptsächlich in Frage kommenden Teile müßten daher *Werkstoffe hoher Warmfestigkeit und Zunderfestigkeit* bevorzugen, welche möglichst hohe Temperaturen vertragen. Die Grenze liegt bei Gußeisen, das wegen seiner vorzüglichen Laufeigenschaften und geringen Wärmeausdehnung (0,00011) meist angewandt wird, etwa bei 400 bis 500° C. Die Aluminium- und Magnesiumlegierungen, die wegen ihres geringen Einheitsgewichtes ($\gamma=1,8$ bis 3,0) bei kleinen, schnelllaufenden Motoren den Vorzug haben, müssen kälter gehalten werden, etwa 250° C, müssen also schon bloß zu ihrer Selbsterhaltung mehr Wärme abführen als Gußeisenteile.

Das Wärmeleitvermögen der Werkstoffe — bei Gußeisen 50, bei Aluminium 170 — spielt, wenn man nicht gerade Isolierstoffe anwendet, für die Stärke des Wärmeabflusses keine entscheidende Rolle, da dieser überragend von den Wärmeübergangszahlen zwischen Gas und Wand, sowie zwischen Wand und Kühlmittel bestimmt wird. Wohl aber wirkt sich ein gutes Wärmeleitvermögen günstig auf die Temperaturunterschiede in dem wärmedurchflossenen Bauteil aus, denn das Temperaturgefälle zwischen benachbarten Werkstoffasern wird um so geringer, je besser die Wärmeleitzahl ist. Hier sind also die Aluminiumlegierungen usw.

mit ihren bekannten guten Wärmeleiteigenschaften gegenüber Gußeisen im Vorteil, obwohl dieser durch den höheren Wärmeausdehnungskoeffizienten der Leichtmetalle (Aluminium 0,000024) zum Teil wieder aufgehoben wird.

Als Werkstoffe dieser wärmeabführenden Bauteile werden daher für jene Fälle, wo Gußeisen wegen seines hohen Gewichtes nicht befriedigt, Legierungen entwickelt, denen folgendes Wunschbild zur Richtschnur dient:

- Kleines Einheitsgewicht (Motorgewicht! Massenkräfte!).
- Gute Laufeigenschaften und Verschleißfestigkeit.
- Geringe Wärmeausdehnung (Kolbenspiel, Wärmespannungen).
- Hohe Warmfestigkeit und Zunderfestigkeit.
- Gute Wärmeleitzahl (Wärmespannungen).

Die der Beheizung ausgesetzten Wände werden um so mehr geschont, je geringer die Temperaturen im Zylinderinnenraum sind, und je schlechter der Wärmeübergang von heißem Gas an Wand ist. Es sind also niedrig belastete Motoren weniger gefährdet. Motoren, die mit großem Luftüberschuß arbeiten (Dieselmotor, Glühkopfmotor) erscheinen im Vorteil gegenüber den mit höheren Verbrennungstemperaturen arbeitenden Otto-Motoren. Starke Gasgeschwindigkeiten und Wirbelungen erleichtern den Wärmeübergang vom Gas an Wand, was nach dem oben Gesagten erhöhte Wärmeabfuhr und erhöhte Beanspruchung der Wände bedeutet. Innenkühlung, d. h. gute und reichliche Bespülung der Wände durch die frisch eintretende Ladung ist das beste Mittel zur Schonung der heißen Bauteile.

Ungekühlte Kolben führen die Wärme von der beheizten Oberfläche nach den Kolbenringen zu ab und durch diese geht die Wärme dann an die stets gekühlte Laufbüchse über.

Damit die Kolben keine unzutragliche Temperatur annehmen, darf der Wärmeaustausch nicht durch enge und eingeschnürte Querschnitte sowie lange Wege behindert sein. Der ganze wärmedurchströmte Kolbenkopf muß kräftige Querschnitte und Wandstärken sowie kürzesten Weg von den heißen Stellen zu den wärmeabführenden Kolbenringen aufweisen (Abb. 110). Je größer die

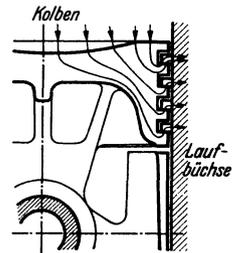


Abb. 110. Wärmefluß in ungekühlten Arbeitskolben.

Die vom Verbrennungsraum einströmende Wärme wird durch die Kolbenringe an die kühlere Laufbüchse abgeführt.

Abmessungen eines Kolbens sind, um so länger ist der Weg der Wärme im Kolben, um so größer also das Temperaturgefälle und die Gefahr einer zu hohen Kolbenbodentemperatur. Deshalb müssen größere Kolben durch Öl oder Wasser gekühlt werden.

Eingegossene Rippen in Kolben oder Zylinderdeckeln müssen mit größter Vorsicht und Erfahrung entworfen werden, da sie die Wärmedehnung der geheizten Fläche behindern und daher zu heftigen Spannungen Anlaß geben. Man muß bedenken, daß eine auf der einen Seite geheizte, auf der anderen Seite gekühlte Wand sich krümmen will, die warme Seite beult sich aus. Wird dieses — natürlich nicht so übertrieben stark zu denkende — Ausbeulen durch steife Konstruktion, dicke Wandstärken, Rippen und Ventilkonventionen verhindert, so entstehen Wärmespannungen, die um so unangenehmer sind, als auf der *kalten (wasserberührten!)* Seite die *Zugspannungen* auftreten.

Da die betreffenden Bauteile jedoch andererseits die hohen und rasch wechselnden Gasdrücke des Arbeitsprozesses auszuhalten haben, so müssen sie aus diesem Grunde *steif* konstruiert werden. Der Motorenbauer steht also vor der Aufgabe, den Wärmebeanspruchungen zuliebe nachgiebig, dünnwandig und rippenlos zu konstruieren, dagegen im Hinblick auf die Zünddrücke steif und kräftig. Da von allen denkbaren Formen die *ebene Wand* einer aufgezwungenen Wärmeverformung mit geringsten Spannungen nachzugeben vermag, bevorzugt man bei gekühlten Kolben und Zylinderdeckeln mit Vorteil *ebene, unverrippete Böden*, deren möglichst geringe Stärke entsprechend den im Betrieb auszuhaltenden Gasdrücken bemessen werden muß. Alle an diese heiße, unter der Wärmewirkung sich verwerfende Ebene anschließenden Nachbar-teile, also Ventilkonventionen, Kanäle, Kühlraumwände usw. müssen so *dünnwandig* und geschickt geformt sein, daß sie den Formänderungen des heißen Bodens möglichst zwanglos folgen können und den Boden nicht in seiner notwendigen Ausbeulung behindern.

Das oft zu beobachtende „Atmen“ der nach dieser Regel richtig konstruierten Deckel wird meist überschätzt.

Da die Wandstärken von Kolbenboden, Deckel und Laufbüchse dem Kolbendurchmesser entsprechend anwachsen müssen, werden bei Vergrößerung der Motorabmessungen die Temperaturdifferenzen zwischen Innen- und Außenfaser der Wände immer größer. Großmotoren sind demnach unter sonst gleichen Umständen erhöhten Wärmebeanspruchungen — namentlich im oberen Teil der Laufbüchse — ausgesetzt.

Bemerkenswert ist die — heute wegen der damit verbundenen Erhöhung des Wärmeverlustes kaum noch angewandte — Lösung, den steifen Zylinderdeckel von Großmotoren durch eingehängte, unter der Heizwirkung frei ausdehnbare, wasserdurchflossene Kühlvorlagen zu schützen. Der Deckel erscheint also in zwei Teile zerlegt, wovon der eine nur die nötige Steifigkeit, der andere den Wärmeschutz zu gewährleisten hat.

Besonders auffällig war seinerzeit das Problem der Wärmebeanspruchungen in der Kolbenstange doppelwirkender Großmotoren. Das Kühlwasser zur Kolbenkühlung muß durch das Innere der hohlen Stange zu- und abgeführt werden. So ist die Stange innen wasserberührt, außen (im unteren Verbrennungsraum) feuerberührt. Die Innenfasern erfahren daher große Zugspannungen, denen sich die Wechselbeanspruchungen der von oben und unten wirkenden Zündungen überlagern und alles dies bei Wasserberührung, wodurch Verrottingserscheinungen („Korrosion“), Anrisse und Brüche in höchstem Maße begünstigt werden. Befriedigende Abhilfe schafften folgende Maßnahmen:

Auskleidung der Innenbohrung mit einem Rohr (Kupfernickel oder nichtrostender Stahl). Änderung der Richtung der Kühlwasserströmung derart, daß das *wärmere Wasser* im äußeren Ringraum der Bohrung floß. Schutz der Stange vor der krasssten Feuerberührung während der Zündung durch einen *Schutzkragen* aus wärmefestem Sonderstahl (Abb. 111). Verzicht auf scharfe Stopfbüchsenkühlung, um schroffe Temperaturunterschiede in der Kolbenstange zu vermeiden.

Häufige Ursache zu „Wärmerissen“ sind plötzliches Aufhören der Kühlung oder plötzlich wiedereinsetzende Kühlung (vgl. S. 73). Bei vorübergehend ausgesetzter Kühlung muß zuerst *allmählich und vorsichtig* gekühlt werden. Nach dem Stillsetzen großer Motoren muß eine *Zeitlang* nachgekühlt werden.

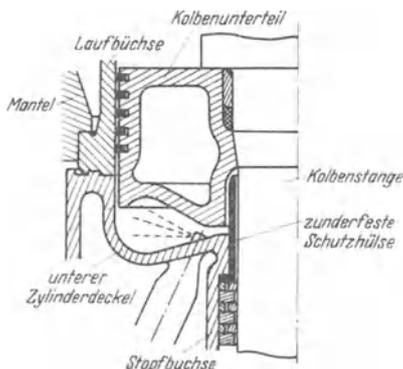


Abb. 111. Schutzkragen im unteren Verbrennungsraum bei doppelwirkendem Großdieselmotor (MAN).

Durch Schmutz, (Schlamm und Kesselsteinansätze) an den Kühlflächen können höchst unerwünschte *Temperaturerhöhungen* und *ungleichmäßige Temperaturverteilungen* in Motorbauteilen entstehen, so daß auch sonst einwandfreie Konstruktionen hierdurch zu Bruch gehen können. Reinhalten des Wassers und der Flächen ist für den Motor lebenswichtig. Bei Großmotoren erfährt das Motor-kühlwasser mit Recht eine Pflege wie Kesselspeisewasser. Es wird im Kreislauf umgepumpt und in Röhrenkühlern durch Fluß- oder Seewasser rückgekühlt. Da ein *Ölfilm* an den wasserberührten Wandflächen des Motors die lebenswichtige Kühlwirkung womöglich noch schlimmer beeinträchtigt als Kesselsteinbelag, muß besonders auf Ölfreiheit des Kühlwassers geachtet werden, und das Schmieröl, das z. B. an den Posaunenstopfbüchsen der Kolbenkühlung ins Wasser gelangen kann, muß in geeigneten Apparaten ausgeschieden werden.

4. Ventile und Nocken.

Im Motorenbau gibt man vor allen anderen Möglichkeiten, wie sie z. B. im Dampfmaschinenbau üblich sind, den einfachen Pilzventilen als Ein- und Auslaßorganen den Vorzug (Abb. 112).

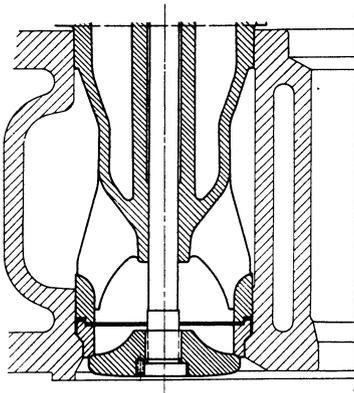


Abb. 112. Einlaßventil (MAN).

Sie sind gegen Wärmeverformung und Verschleiß am unempfindlichsten und sind bequem luftdicht einzuschleifen. Die Ventile öffnen zwangsläufig unter der Betätigung von Steuerhebeln und schließen kraftschlüssig vermöge einer Ventilfeeder.

Ventilsteuerungen durch Exzenter, Wälzhebel und Schwingdaumen, wie sie im Dampfmaschinenbau üblich sind, findet man bei liegenden Großgasmaschinen (Abb. 113). Im übrigen bedient sich der Motorenbau fast ausschließlich der Nockensteuerung

durch umlaufende „unrunde Scheiben“. Die Nocken- oder Steuerwelle muß bei Viertaktmotoren *mit halber Maschinendrehzahl* umlaufen.

Bei Reihenmotoren hat jeder Arbeitszylinder seinen eigenen Nockensatz.

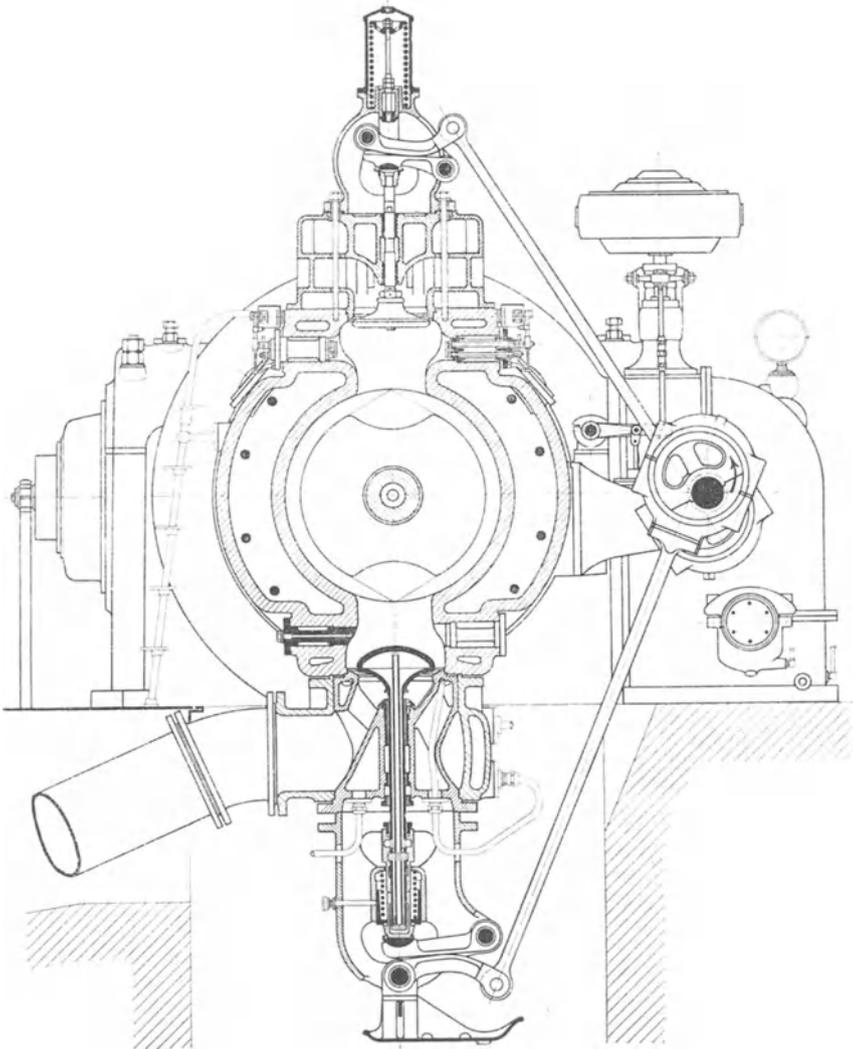


Abb. 113. Steuerung einer Großgasmaschine (Haniel & Lueg).

Die mit halber Drehzahl umlaufende Steuerwelle (rechts) betätigt mittels Scheibenkurbeln (Exzenter), Stangen und Wälzhebeln die Einlaß- und Auslaßventile. Unterhalb des Einlaßventilkügels ist die Abreiß-Zündeinrichtung erkennbar.

Bei *Sternmotoren* ist in der Regel eine mit der Kurbel achsen- gleiche Nockentrommel angeordnet, deren einzelne Nocken nach- einander ihre Arbeit an jedem einzelnen Zylinder tun. Es gibt

dabei, wie sich leicht durchschauen läßt, bei Viertakt-Sternmotoren mit z Zylindern zwei Möglichkeiten, um zu erreichen, daß nur jeweils der übernächste Zylinder zündet bzw. öffnet.

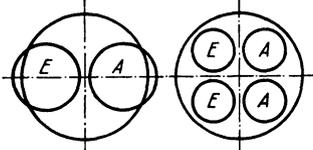


Abb. 114. Einlaß- und Auslaßventile im Zylinderdeckel.

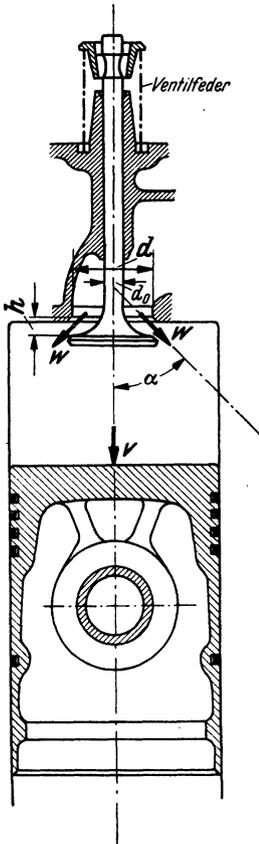


Abb. 115.
Ventilquerschnitt.

Ventilspalt (abgesehen von Abweichungen, die sie durch Reibungs- und Einschnürungsvorgänge erleidet).

1. Die Nockentrommel dreht sich im gleichen Sinne, wie die Kurbelwelle mit der Drehzahl $\frac{n}{z+1}$, und trägt $\frac{z+1}{2}$ Satz Nocken.

2. Die Nockentrommel dreht sich entgegengesetzt der Kurbelwellendrehung mit der Drehzahl $\frac{n}{z-1}$, und trägt $\frac{z-1}{2}$ Satz Nocken.

Die Ventile macht man so groß wie irgend möglich, um die Gasdurchtrittsgeschwindigkeit w klein zu halten, denn bei $w > 70$ bis 80 m/sek tritt merkliche Drosselung ein. Man findet daher Ventile, deren Durchmesser d größer ist als der halbe Kolbendurchmesser D , so daß die Laufbüchse ausgearbeitete Taschen haben muß. Man findet zwei Ventilpaare im Deckel aus dem gleichen Grunde usw. (Abb. 114).

Die Gasgeschwindigkeit beim Einsaugen und Ausschieben w m/sek durch den Durchtrittsquerschnitt f cm² steht gemäß der „Kontinuitätsgleichung“ in einfacher Beziehung zur Kolbenfläche F cm² und der augenblicklichen Kolbengeschwindigkeit v , nämlich:

$$w \cdot f = v \cdot F$$

$$v_{\max} \sim r \cdot \omega = \frac{H}{2} \cdot n \cdot \frac{\pi}{30} \text{ m/sek.}$$

So läßt sich also w bei gegebenem f , oder f bei gegebenem w ermitteln.

Die hier benutzte Gasgeschwindigkeit w entspricht im Gegensatz zu häufig im Schrifttum angeführten ähnlichen Größen der *tatsächlichen Durchtrittsgeschwindigkeit* des Gases durch den

Man beachte bei der Benutzung der diesbezüglichen Angaben im Schrifttum stets, ob es sich dort ebenfalls um die wirkliche Gasgeschwindigkeit w handelt, oder um die oft genannte, keinem wirklichen physikalischen Vorgang entsprechende Konstruktionsgröße $w' = c \cdot \frac{F}{f}$, eine Vergleichsziffer also, die aus der *durchschnittlichen* Kolbengeschwindigkeit $c = \frac{Hn}{30}$ m/sek abgeleitet wird!

Die wirkliche Gasgeschwindigkeit $w = w' \cdot \frac{\pi}{2}$ und die oben gegebene Konstruktionsregel: w soll kleiner sein als 70 bis 80 m/sek, lautet unter Benutzung der Vergleichsziffer w' also: w' soll kleiner sein als (rd.) 45 bis 50 m/sek.

Der Durchtrittsquerschnitt f bei einem einfachen Pilzventil (Abb. 115) ist am Loch $\frac{d^2 \pi}{4} - \frac{d_0^2 \pi}{4}$, am Spalt $d \pi h \cdot \sin \alpha$. Es bringt keinen Erfolg mehr, den Hub h größer als etwa $\frac{d}{4}$ zu machen, da dann der Lochquerschnitt kleiner bleiben würde als der große Spaltquerschnitt.

Übliche Verhältnisse: $\frac{h}{d} \sim \frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{4}$,

bei Schnellläufern bis $\sim \frac{1}{10}$.

Der Ventilhub folgt praktischerweise in seinem zeitlichen Verlauf dem Verlauf der Kolbengeschwindigkeit v , denn dies bewirkt, wie man aus der oben gegebenen Gleichung leicht ersieht, gleichbleibende Gasgeschwindigkeit w über den ganzen Einsaug- oder Ausschubhub. Die augenblickliche Kolbengeschwindigkeit v kann bekanntlich mit wenigen Strichen auf zeichnerischem Wege erhalten werden (Abb. 116):

- r = Kurbelradius,
- l = Treibstangenlänge,
- φ = Kurbelwinkel,
- $\omega = \frac{\pi}{30} \cdot n =$ Drehgeschwindigkeit.

Das Einsaugventil benutzt den von *o. T.* nach *u. T.* reichenden ersten Teil dieser Kurve, das Auspuffventil den zweiten Teil.

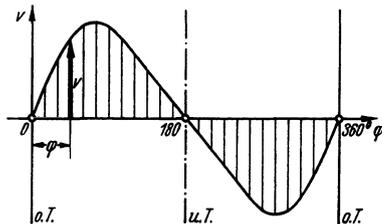
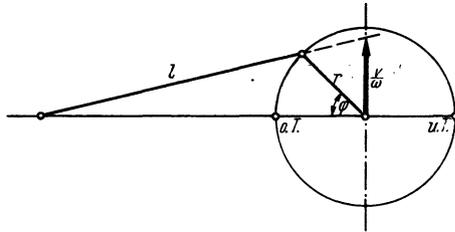


Abb. 116.

Augenblickliche Kolbengeschwindigkeit.

Die Verlängerung der Pleuellänge l schneidet aus der Grundlagermittellinie die Strecke v/ω ab.

Es kommt natürlich nicht auf peinlich genaue Nachahmung dieser Kurven an, sondern nur darauf, daß die so ermittelten Kurven nicht unterschritten werden, was eine Erhöhung von w bedeuten würde.

Das Auspuffventil muß jedoch bereits *vor u. T.* öffnen, damit die Auspuffgase Zeit finden, sich zu entspannen und auszuströmen. Bei *o. T.* pflegt man das Auspuffventil noch kurze Zeit *danach offen* zu lassen und das Einsaugeventil schon *vor o. T.* zu öffnen, um das Hinausspülen der Abgasreste aus dem Verdichtungsraum zu unterstützen. Diese Voröffnungswinkel sind bei schnellaufenden Motoren natürlicherweise größer als bei langsamlaufenden.

Um einen harten Schlag des anlaufenden Nockens gegen den Stößel zu vermeiden, muß der Nockenanstieg sanft ansteigend ausgeführt werden. Ebenso muß, um einen harten Schlag des schließenden Ventils auf seinen Sitz zu vermeiden, der *Auslauf des Nockens sanft und allmählich* erfolgen. Schließlich muß darauf geachtet werden, daß bei geschlossenem Ventil die Rolle nicht auf dem Nocken aufläuft. Es muß auf dem Umfang der Steuerscheibe

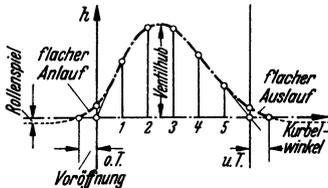


Abb. 117. Ventilhubkurve.

außerhalb des eigentlichen Nockens ein gewisses „Rollenspiel“ eingestellt werden, das im Hinblick auf mögliche Wärmeausdehnungen der Steuerteile nicht allzu eng sein darf.

Bei Beachtung aller dieser Gesichtspunkte ergibt sich eine Ventilhubkurve von etwa nebenstehender Form (Abb. 117).

Um die Nockenform zu erhalten, muß diese Ventilhubkurve zunächst über einem Kreis aufgetragen werden. Die erhaltene Kurve ist die Relativbahn der Rollenmitte um die Steuerwelle (Abb. 118).

Die *Nockenform* selber ist *Hüllkurve* zu allen Rollenkreisen, die von dieser Rollenmittenbahn aus geschlagen werden können.

Ganz ähnlich ist die Ermittlung der Nockenform, wenn der Nocken nicht gegen eine Rolle oder einen kugeligen Stößelkopf arbeitet, sondern gegen einen *ebenen* Stößelkopf. Auch hier ist die *Nockenform* als *Hüllkurve* ermittelt (Abb. 119).

In der Wahl des Nockenscheiben-Durchmessers ist man ziemlich frei. Die Steuerwelle soll in erster Linie *steif* sein. Sie wird stets bedeutend dicker bemessen, als dies etwa mit Rücksicht auf die Festigkeit erforderlich wäre. Die Hauptbeanspruchung ist der Augenblick des Öffnens eines Auspuffventils gegen den im Zylinder herrschenden Überdruck.

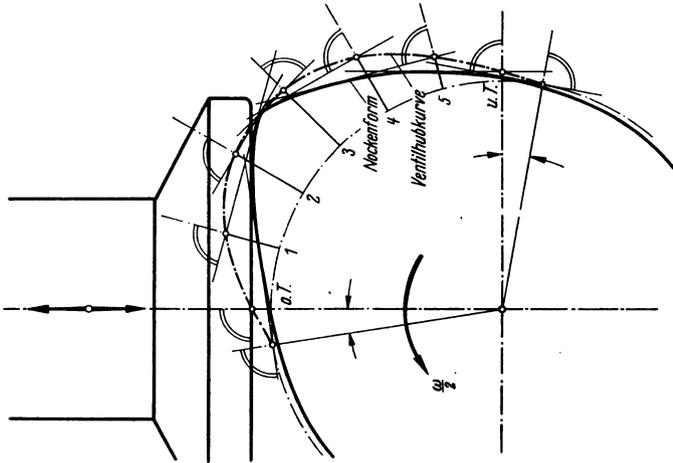


Abb. 119. Ventilhubkurve und Nockenform bei ebenem Pilzstößel.

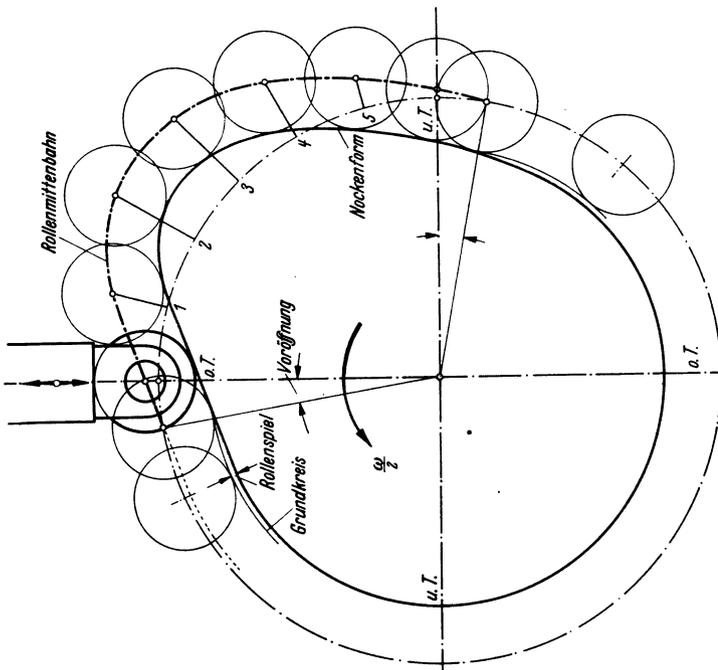


Abb. 118. Rollenmitten-Relativbahn und Nockenform. Alle kinematischen Ableitungen dürfen nicht die Nockenform, sondern müssen die Rollenmittenbahn, d. h. die Ventilhubkurve als Grundlage benutzen.

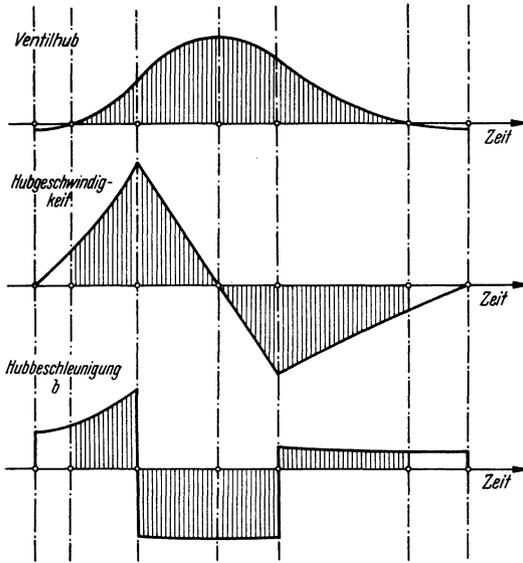


Abb. 121. Hub, Hubgeschwindigkeit und Hubbeschleunigung eines gesteuerten Ventils.

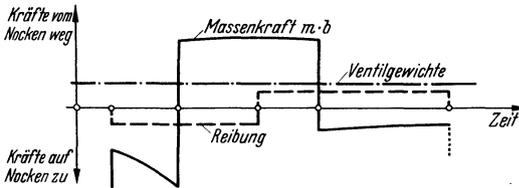


Abb. 122. Vom Nocken auf die Rolle auszuübende Kräfte.

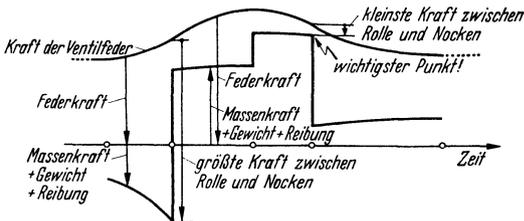


Abb. 123. Ventolfederkraft

muß alle vom Nocken weg wirkenden Kräfte (Gewicht, Reibung, Massenbeschleunigung) überbieten.

Während der Einsaugventilkegel durch die einströmende kalte Ladung stets gut gekühlt wird, ist der Auspuffventilkegel meist

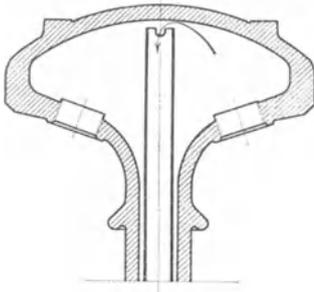


Abb. 124. Hohles, gekühltes Auslaßventil.

besonders hohen Temperaturen ausgesetzt. Auf wirksame Kühlung der Umgebung des Auspuffventils (bei Großmaschinen sind Ventil und Kegel selber wassergekühlt) muß besonders geachtet werden (Abb. 124). Hochhitzebeständige Werkstoffe (legierte Sonderstähle, Gußeisen) sind hier am Platze. Man Sorge, wo irgend zugänglich, dafür, daß die einströmende Frischluft den Auspuffventilkegel bespült und kalt bläst.

Der begriffliche Wunsch des neuzeitlichen Kleinmotorenbaues, zur höchstmöglichen Steigerung der Literleistung die Schnellläufigkeit — d. h. also die Kolbengeschwindigkeit c — immer höher zu treiben, findet seine Grenze an der immer fühlbarer werdenden Drosselwirkung der Ventile (Abb. 38, S. 48) und an den immer höher werdenden Anforderungen an die Ventildedern infolge der größeren Ventilbeschleunigungen. Beide Umstände versuchen die vereinzelt in Entwicklung begriffenen Schiebermotoren zu umgehen, welche Ventildedern und womöglich periodisch

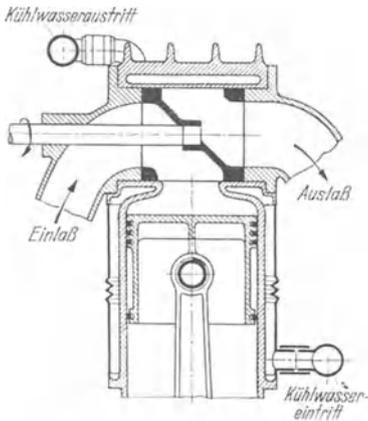


Abb. 125. Zylinder-Drehschieber (Bauart Croß).

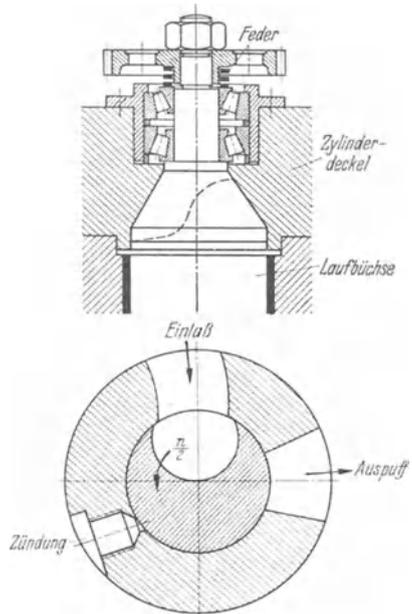


Abb. 126. Kegel-Drehschieber (Bauart Aspin).

hin- und hergehend betätigte Steuerungsteile überhaupt ersparen und dabei größere Öffnungszeitquerschnitte verwirklichen, als dies mit Ventilen möglich

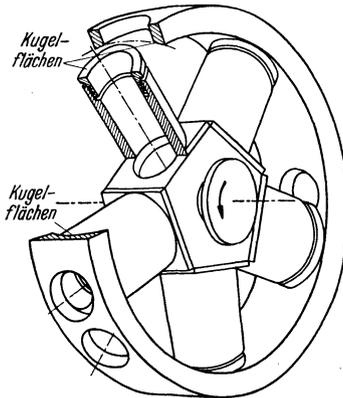


Abb. 127. Kugel-Schiebermotor (Schema).

ist (Abb. 125, 126, 127). Allerdings bringt die Abdichtung des Schiebers nach dem Verbrennungsraum neue Aufgaben mit sich, deren Lösungen bisher noch nicht voll befriedigen.

5. Spül- und Auspuffschlitze.

Bei Zweitaktmotoren vollzieht sich der Ladungswechsel in der Umgebung des unteren Totpunktes. Die Luft strömt entweder durch „Spülventile“ oder durch vom Arbeitskolben selbst freigegebene „Spülschlitze“ ein. In kurzer Zeit muß also ein Luftvolumen von der Größe des Hubvolumens $D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H$ einströmen. Meist ist sogar der Spülluftaufwand noch größer — bis etwa $1,30 D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H$ — um die Spül- und Kühlwirkung zu verbessern. Es ist dann

$$1,30 \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H = \underset{\substack{\text{m}^2 \\ \text{m/sek}}}{w} \cdot \underset{\substack{\text{sek}}}{f} \cdot z \quad \text{m}^3,$$

w ist die Luftgeschwindigkeit in den Schlitzen, die bei schnelllaufenden Maschinen recht hoch (über 120 m/sek) sein muß, f ist der Gesamtquerschnitt der Spülschlitze, senkrecht zum eintretenden Luftstrom gemessen, und z ist die zum Einströmen zur Verfügung stehende Zeit. Da die Spülschlitze *allmählich* öffnen und schließen, darf das Produkt $f \cdot z$ („Zeitquerschnitt“) nicht mit dem *vollen* Querschnitt und der *ganzen* Zeitspanne des Spülvorganges gebildet

werden, sondern — wie aus Abb. 128 leicht einzusehen ist — mit einer „mittleren“ Zeit z .

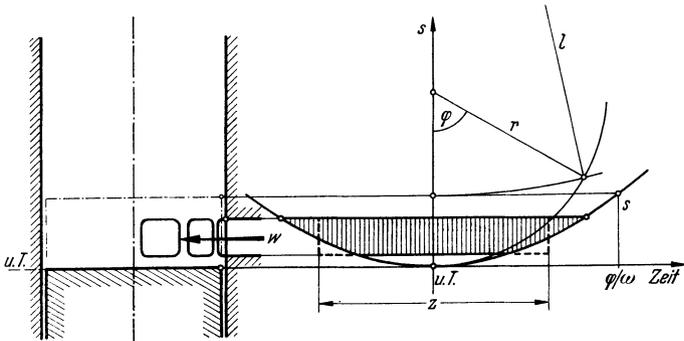


Abb. 128. Zeitquerschnitt der Spülschlitze.

In dem Schaubild — Kolbenweg abhängig von der Zeit — erscheint der Zeitquerschnitt als geschraffte Fläche. s = Stellung der Kolbenkante über $u. T.$

Zur Erzielung der Einblasegeschwindigkeit w und zur Deckung der mannigfachen Drossel-, Wirbel- und Umlenkverluste muß die Spülluft mit einigen Zehntel at Überdruck eingeblasen werden. Hierzu ist ein entsprechend bemessenes einfaches Gebläse erforderlich (vgl. S. 18).

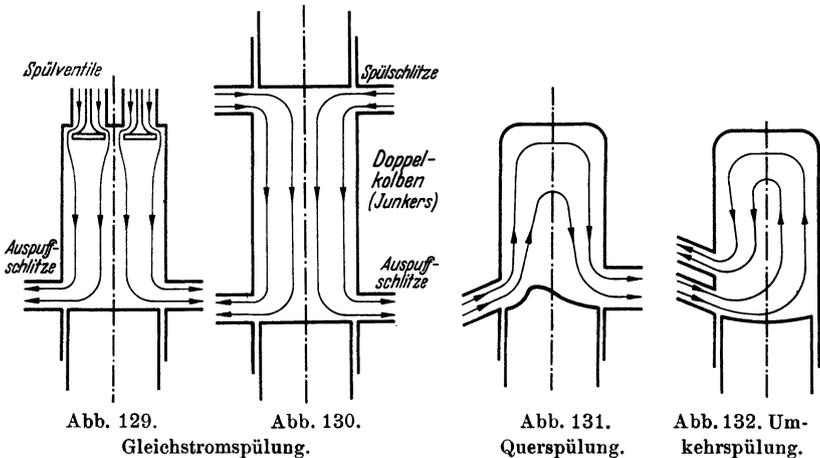


Abb. 129.

Gleichstromspülung.

Abb. 130.

Abb. 131.

Querspülung.

Abb. 132.

Umkehrspülung.

Richtung und Weg der Spülluft im Zylinderinnern muß so gestaltet werden, daß der beabsichtigte Zweck: Austreibung der verbrannten Gase ohne Zurückbleiben von Abgasnestern und

-walzen möglichst vollkommen erreicht wird. Die hauptsächlichsten Verfahren sind:

1. Gleichstromspülung, 2. Querspülung, 3. Umkehrspülung.

Deckel und Kolbenform wird der Spülluftströmung angepaßt.

Im Laufe der Entwicklung der Zweitaktmotoren hat sich gezeigt, daß jene Spülverfahren eine bessere Gewähr für beständige Aufrechterhaltung des beabsichtigten Weges der Luftströmung beim Spülvorgang bieten, welche den *Spülluftstrom stets an den Wänden* entlangleiten und niemals Gelegenheit bieten, daß der Spülluftstrom sich von den Wänden ablöst.

Die Umkehrspülung erfüllt diese Bedingung ohne weiteres.

Bei der Gleichstromspülung können sich die nach der Mitte zusammenströmenden Luftbänder von der Laubüchsenwand ablösen, und bilden einen frei durch die Mittelachse blasenden Strom,

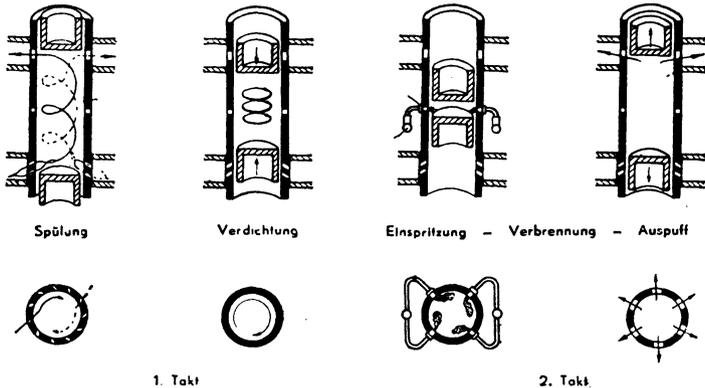


Abb. 133. Arbeitsweise des Junkers-Doppelkolben-Zweitakt-Dieselmotors mit kreiselnder Gleichstromspülung.

dessen Lage sich bei den geringsten Unregelmäßigkeiten und Störungen weitestgehend verändert. Man erzielt durch tangentielle Einstromrichtung einen schraubenartig fortschreitenden Strom, der sich infolge der *Fliehkraft* der kreisenden Luft den Wänden entlang abspielt. Zugleich erreicht man durch die kreisende Bewegung eine wesentliche Verbesserung der Gemischbildung und dadurch Herabsetzung des benötigten Luftüberschusses sowie des Zündverzuges, also Vorbedingungen für höchste Literleistung (Abb. 133).

Bei der Querspülung wird der schräg hoch einblasende Strahl nicht von der Wand gestützt und geleitet. Ein freiblasender Strahl ist aber durch geringfügige Umstände weitgehend ablenkbar.

Beobachtungen zeigen, daß der im Öffnungsaugenblick vielleicht wunschgemäß steil hochschießende Eintrittsstrahl im Verlauf der Spülzeit durch Wandwirbelzonen immer mehr von der Wand abgedrängt und schließlich so weit heruntergebogen werden kann, daß die Strömung auf dem kürzesten Weg über den Kolben hin zum Auspuff hinstreicht (Abb. 134). Maschinen mit höherem mittleren indizierten Druck müssen aber auf sichere und stete Spül- und Ladeverhältnisse bedacht sein. Auch beim Querspülverfahren gibt es Abarten mit tangentialen Luftströmungen, welche den Anschluß des Luftstromes an die Wand durch Fliehkraft bewirken. Bemerkenswert ist auch das *Heransaugen des aufsteigenden Spülluftstromes* durch schmale Saugeschlitze über den Spülschlitzen (Abb. 135). (Diese Schlitze können z. B. mit dem Auspuffrohr in Verbindung stehen, dessen Innendruck ja niedriger ist als der Druck der eintretenden Spülluft.)

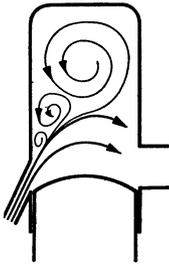


Abb. 134.
Ablenkung des
Eintrittsstrahles
durch Wirbel-
zonen.

Die *Auspuffschlitze* müssen mindestens den Querschnitt der Spülschlitze aufweisen. Sie müssen so ausreichend bemessen sein, daß der Gasinhalt des Zylinders sich mindestens bis auf Spülluftdruck entspannen kann, ehe die Spülschlitze öffnen. Die Schlitzhöhen sollen möglichst wenig von der Hublänge für sich beanspruchen, da dies Verlust an Diagrammfläche bedeutet. Die Schlitze müssen daher breit ausgebildet werden und den größten Teil des Zylinderumfanges für sich einnehmen. Der Kolbenringe wegen werden in nicht zu großen Abständen Stege angeordnet, und die Schlitzkanten abgeschragt oder abgerundet. Die Gesamtschlitzbreite B ergibt sich beim zeichnerischen Entwurf (Abb. 136) als $b_1 + b_2 + b_3 + \dots$ m. Die Schlitzhöhe muß wiederum nach dem Gesichtspunkt des nötigen Zeitquerschnittes bestimmt werden.

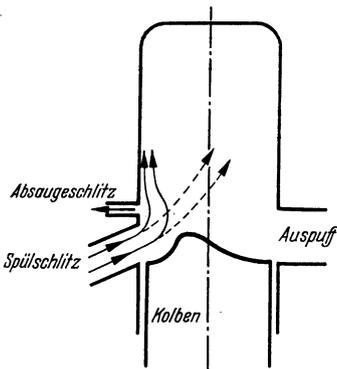


Abb. 135. Heransaugen des
Spülstroms an die Wand.

Die aus weitläufigen Gleichungen der Wärmelehre abgeleitete Kurve (Druckabfall über Zeitquerschnitt) der Abb. 137 gestattet, den benötigten Zeitquerschnitt zum Auspuffen abzulesen. Man muß

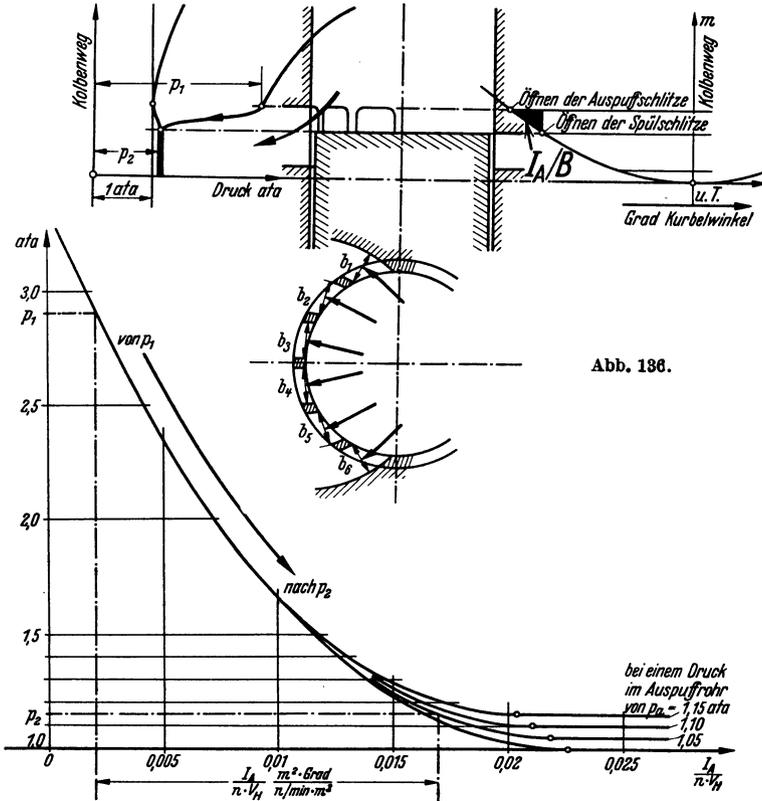


Abb. 136.

Abb. 137.

Abb. 136 und 137. Zeitquerschnitt der Auspuffschlitze.

Oben Mitte: Schema der Laufbüchse, links Auspuffschlitze, rechts Spülschlitze; Kolben gezeichnet in der Stellung, bei der die Spülschlitze gerade öffnen. Darunter: Querschnitt durch die Auspuffschlitze. Oben links: Druck-Weg-Schaubild (Indikatorgramm), unteres Totpunkt-Ende. Oben rechts: Kolbenweg über Kurbelwinkel mit schwarz hervorgehobenem Zeitquerschnitt für das Entspannen der Auspuffgase. Unten: Druckabfall über dem Zeitquerschnitt.

zunächst ungefähr wissen, welcher Druck p_1 im Zylinderinnern beim Öffnen der Auspuffschlitze herrschen wird. Darüber gibt das Druckwegschaubild (Indikatorgramm) Auskunft, dessen Auspuffende ebenfalls in Abb. 136 links oben gezeichnet ist. Man sieht dort das schnelle Abfallen des Druckes von p_1 auf den Druck p_2 ,

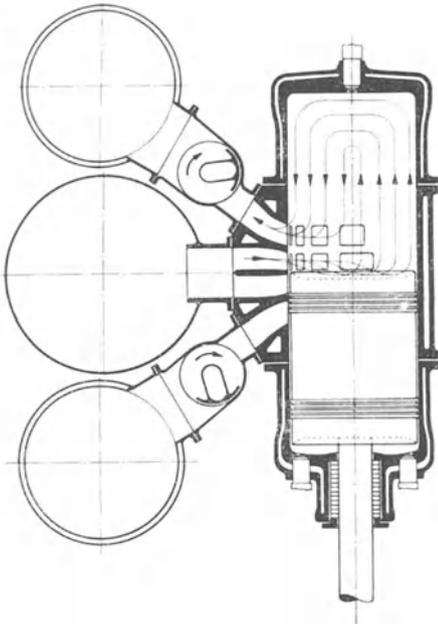


Abb. 139. Doppeltwirkender MAN-Zweitakt-Dieselmotor mit Umkehrspülung.

Aufladung durch vorzeitigen Abschluß der Auspufföffnungen mittels Umlaufschieber. Links: Spülluftrohr zwischen oberem und unterem Auspuffrohr.

a) Bei Ventilspülmaschinen läßt man die Spülventile noch nach erfolgtem Abschluß der Auspuffschlitze öffnen.

b) Bei Doppelkolbenmotoren erreicht man durch einen gewissen Voreilwinkel des die Auspuffschlitze steuernden Kolbens (Abb. 138), daß die Auspuffschlitze eher schließen als die Spülschlitze.

Abb. 141. Einfachwirkender Sulzer-Zweitakt-Dieselmotor mit Nachladeventilen im Spülluftaufnehmer.

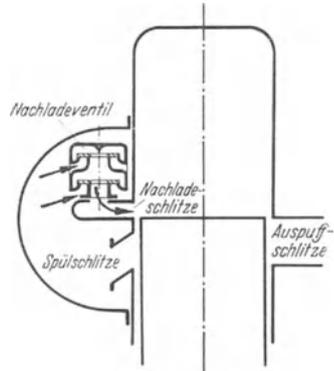
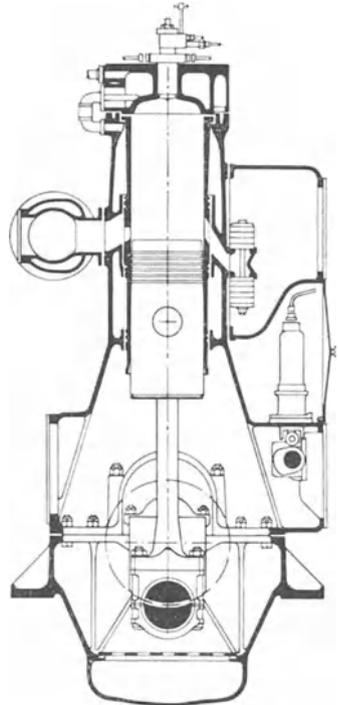


Abb. 140. Zweitaktmotor mit selbsttätigen Nachladeventilen.

Die Ventile bleiben geschlossen, solange der Druck im Zylinderinnern größer als der Spülluftdruck ist. Die Ventile lassen jedoch noch nach Abschluß der Auslaßschlitze Spülluft einströmen.



c) Durch umlaufende Steuerschieber in den Auspuffstutzen stoppt man den Abgasstrom, ehe die Spülschlitze schließen (Abb. 139).

d) Durch Nachladeventile läßt man Spülluft noch nach Abschluß der Auspuffschlitze nachströmen (Abb. 140, 141).

6. Mischventile und Vergaser.

Otto-Motoren für *gasförmige* Brennstoffe führen das brennbare Gas und die zur Verbrennung nötige Luft erst kurz vor dem Einlaßventil zusammen. Der Arbeitskolben saugt beim Ansaughub durch das offene Einsaugventil aus beiden Leitungen Gas und Luft

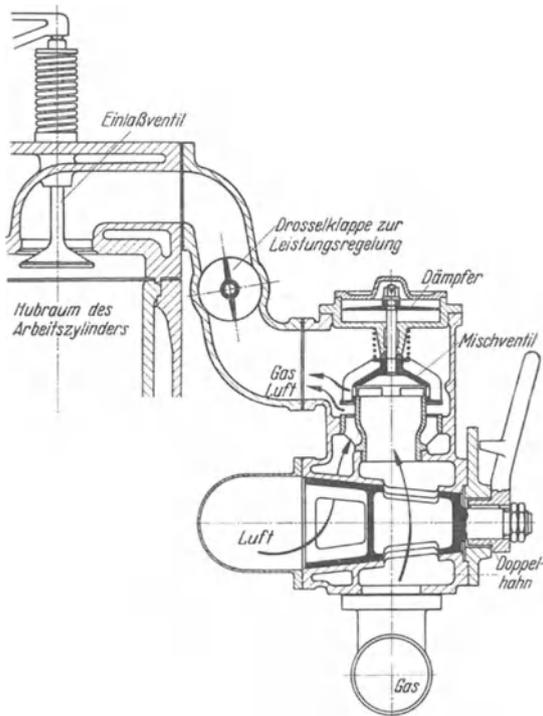


Abb. 142. Selbsttätiges Mischventil der Fahrzeug- und Motorenwerke Breslau.

Beim Saughub des Arbeitskolbens hebt sich das selbsttätige Ventil in der Ansaugleitung und läßt durch zwei gleichzeitig sich öffnende verschiedene Eintrittsquerschnitte Luft und Gas einströmen. Das Mischventil schließt beim Absetzen Luft und Gas und Mischraum gegenseitig dicht ab. Die Drosselklappe in der Ansaugleitung dient zur Leistungsregelung.

Das normale, zwangsläufig gesteuerte Einlaßventil im Zylinderdeckel schützt das Mischventil vor den hohen Temperaturen des Verbrennungsraumes.

gleichzeitig an. Das Verhältnis von Gas und Luft wird dabei durch das Verhältnis der Querschnitte an der Vereinigungsstelle, dem „Mischventil“, eingestellt. Das Mischventil muß, solange kein Gemisch angesaugt wird, Luft und Gas absperren, und muß beim Ansaugen beide Zutrittsquerschnitte im richtigen Verhältnis öffnen.

Die Abb. 142 und 143 zeigen zwei grundsätzliche Bauarten.

Abb. 143 zeigt ein mit dem Einlaßventil festverbundenes und gleichzeitig mit diesem zwangsläufig gesteuertes Mischventil. Das Mischventil ist als eine Art Kolbenschieber mit übereinanderliegenden Gas- und Luftschlitzen ausgebildet. Die Füllungsregelung

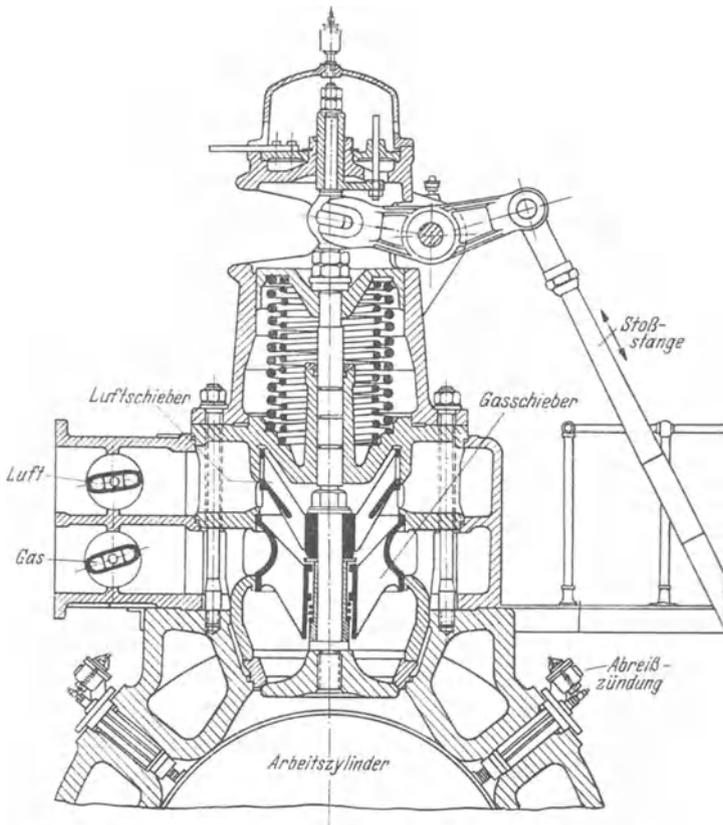


Abb. 143. Einlaß- und Mischventil. Bauart Maschinenbau A.G. vorm. Ehrhardt und Seher, Saarbrücken.

geschieht durch Verstellen der Drosselklappen in den Luft- und Gaszuleitungen.

Bei dieser Ausführung wird die *Luft* zum Zwecke des Spülens und Aufladens mit *Überdruck* (durch ein Gebläse) zugeführt, während das Gas unter Atmosphärendruck steht und beim Ein-saugehub vom Arbeitskolben angesaugt wird.

Beim Öffnen des Ventils bläst zunächst nur Druckluft ein, während die Gaseinlaßschlitze noch abgesperrt bleiben. Bei größer werdendem Ventilhub öffnen sich die Gaseinlaßschlitze, und die Lufteinblaseschlitze werden gedrosselt. Der Motor saugt nun Gas-Luftgemisch an. Gegen Ende der Schließbewegung des Ventils strömt nochmals ungedrosselte Druckluft ein.

So wird vor Beginn des Saugehubes ein fast vollkommenes *Ausspülen* der Abgasreste aus Hubraum und *Verdichtungsraum* erzielt, und am Ende ein kräftiges *Aufladen* mit Frischluft.

Bei anderen Bauarten solcher Einlaß- und Mischventile wird die Füllungsregelung durch Veränderung des Ventilhubes bewirkt.

Werden die Luft- oder Gasschlitze im Kolbenschieber und seiner Führungsbuchse ungleich lang ausgebildet, so kann man durch einfache Drehung des Ventils um seine Achse während des Betriebes das Verhältnis der Einlaßquerschnitte und damit den Luftüberschuß verändern. (Vgl. Handhebel oben links in Abb. 143.)

Otto-Motoren für *leichtflüchtige, flüssige* Brennstoffe erzeugen den Gemischnebel im Ansaugrohr des Motors mit Hilfe eines „Vergasers“. Die grundsätzliche Wirkungsweise des Vergasers ist sehr einfach. Im Ansaugrohr des Motors befindet sich eine Einschnürung, in welcher der Luftstrom naturgemäß eine erhöhte Geschwindigkeit und somit Unterdruck annimmt. In die engste Stelle der Einschnürung ist ein Brennstoffröhrchen mit sorgfältig bemessener Düsenöffnung eingeführt, in welchem der Brennstoffspiegel durch einen vorgeschalteten Schwimmer eben unter der Düsenmündung gehalten wird (Abb. 144). Durch den entstehenden Unterdruck bei strömender Luft wird — genau wie bei den bekannten Zerstäubern, Blumenspritzen, Inhaliergeräten usw. — Brennstoff aus der Düse hochgesogen und in feinstäubter Form zur Luft beigemischt. Wenn die Temperatur nicht etwa zu niedrig ist, *verdampft* („vergast“) — wenigstens teilweise — der Brennstoff zu unsichtbarem Gas (wobei die Verdampfungswärme von der dadurch abkühlenden Luft geliefert werden muß), er fällt jedoch in kalten Gebieten des Einsaugerohrs und an Stellen geringeren Unterdruckes (Staudruck bei Umlenkungen und Widerständen)

leicht wieder in die flüssige Form als Nebel oder Nässe zurück, da kältere und dichtere Luft ja eher gesättigt ist und weniger Dampf aufnehmen kann. Man hat also bei kaltem Motor oft Schwierigkeiten mit dem Anfahren des Motors, wenn sich der aus dem Vergaser kommende Brennstoff an den Wänden des Ansaugerohrs wieder als nasser Niederschlag ausscheidet, anstatt als Gas in den Zylinder einzuströmen. Die Maßnahmen der Luftvorwärmung oder Gemischvorwärmung durch Mantelheizung der

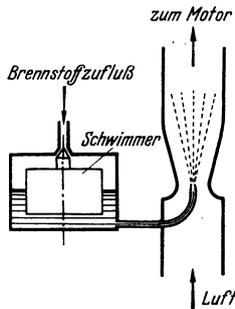


Abb. 144. Schema eines Vergasers.

betreffenden Rohre verbessern diesen Umstand, wobei zu bedenken ist, daß Erwärmung des Gemisches dessen Einheitsgewicht herabsetzt und dadurch die Literleistung des Motors vermindert. Der strömungsgerechten Ausbildung der Ansaugerohre — kurz, möglichst gerade, weichgekrümmt! — muß der Konstrukteur besondere Beachtung schenken.

Die Regelung der Leistung von Vergasermotoren pflegt wie bei den Gasmotoren in einfachster Weise durch Drosselung des Gemisches zu geschehen. Der so entstehende Unterdruck beim Ansaugehub des Arbeitskolbens vermindert den Liefergrad η_L , und entsprechend der geringen Gemischmenge wird geringere Leistung erzeugt. Das Regelorgan besteht also nur in einer Drosselklappe im Ansaugerohr des Gemisches. Man hat dabei den Wunsch gleicher Gemischzusammensetzung, also gleichen Luftüberschusses λ im ganzen Regelbereich von Leerlauf bis Vollast.

Leider erfüllt eine einfache Vergaserdüse nach Abb. 144 diesen Wunsch nicht ohne weiteres. Bei Leerlauf ist die langsam durch die Vergaserdüse strömende Luft viel dichter als bei Vollast, so daß ein zu luftreiches, mageres Gemisch entsteht. Daher haben alle Vergaser Zusatzeinrichtungen zur Anreicherung des

Gemisches bei kleiner Leistung. Es wird z. B. von der Tatsache Gebrauch gemacht, daß am Umfang der fast geschlossenen Gemischdrosselklappe hohe Luftgeschwindigkeit und dementsprechend gesteigerter Unterdruck entsteht. Man läßt also eine zweite Brennstoffdüse an dieser Stelle einmünden, aus der zusätzlicher

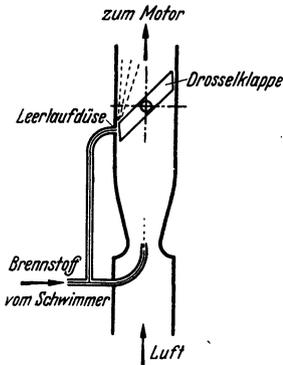


Abb. 145. Leerlaufdüse an der Gemischdrosselklappe.



Abb. 147. Manteldüse.

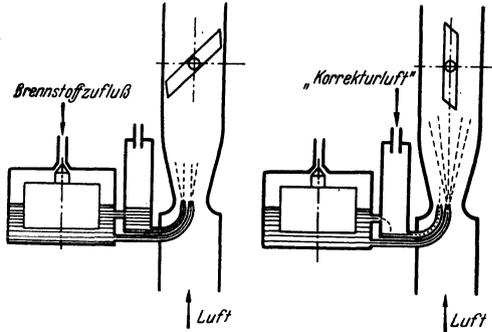


Abb. 146. Zusatzdüse mit Standrohr.

Links: Drosselklappe fast geschlossen, geringe Luftgeschwindigkeit und geringer Unterdruck im Vergaserrohr. Aus beiden Düsen tritt Brennstoff. Rechts: Drosselklappe offen. Große Luftgeschwindigkeit und beträchtlicher Unterdruck im Vergaserrohr, so daß der Brennstoffspiegel im Standrohr absinkt. Die Zusatzdüse fördert dann kaum noch Brennstoff, sondern hauptsächlich Luft („Korrekturluft“ oder „Bremsluft“).

Brennstoff herausgesogen wird, gerade wenn die Hauptdüse wegen des verlangsamten Luftstromes zu wenig fördert (Abb. 145). Bei anderen Ausführungen benutzt man den Brennstoffspiegel in einem Standrohr, der sich bei verschiedenen Stellungen der Drosselklappe entsprechend dem verschieden hohen Unterdruck verschieden hoch einstellt, um Zusatzbrennstoffdüsen oder Zusatzluftdüsen nach Bedarf selbsttätig zuzuschalten (s. Abb. 146).

Bei vielen Ausführungen ist die Zusatzdüse als Mantel um die Hauptdüse angeordnet (Abb. 147).

Bei der in Abb. 148 dargestellten „Korrektur“-Vorrichtung des Pallas-Vergasers ist das eben besprochene Standrohr als Tauchrohr in dem Spritzdüsenrohr untergebracht.

Will man die Gemischzusammensetzung ändern, so muß man die Vergaserdüsen austauschen, oder die dafür vorgesehenen Drosselquerschnitte in der Brennstoffzufuhr verändern.

Wegen der starken Niederschlagsbildung nassen Brennstoffes im Ansaugerohr beim Anfahren aus kaltem Zustand möchte man beim Anfahren gern reichlicher Brennstoff zuführen. Man hilft sich entweder durch Offenhalten des Schwimmers, damit die Düse im Vergaser überläuft, oder durch Drosseln der Ansaugeluft vor dem Vergaser („Starterklappe“), um so durch vorübergehende Steigerung des Ansaug-Unterdruckes im Vergaser größere Brennstoffmengen hochzusaugen.

Beim Übergang von kleiner auf große Drehzahl ist es oft lästig, daß der Brennstoff in den Zuleitungen zur Düse die neuerforderte größere Geschwindigkeit träge annimmt. Man zieht in dieser Hinsicht Vorteil aus den im Standrohr (Abb. 146) und ähnlichen Vorratsräumen kurz vor der Düse vorgelagerten Brennstoffmengen, die sofort bei steigender Luftgeschwindigkeit im Vergaser zusätzlich verfügbar werden, und man ordnet bei zahlreichen Ausführungen einen gesonderten Pumpenkolben an, dessen Bewegung mit der Gemischdrosselklappe so verbunden ist, daß er beim Öffnen der Drossel zwangsläufig eine größere Brennstoffmenge ins Ansaugerohr einspritzt.

Zu den schon angedeuteten Nachteilen des normalen Vergasers kommt die Schwierigkeit hinzu, gleichmäßige Verteilung des in einem einzigen Vergaser erzeugten Gemisches auf eine Vielzahl von Arbeitszylindern zu bewerkstelligen. Bei Vielzylindermotoren sieht man aus diesem Grunde häufig zwei oder mehrere Vergaser angebaut, deren jeder eine Zylindergruppe versorgt. Neuere Entwicklungen gehen darauf aus, den Brennstoff vermittle Druckpumpen in die Einsaugeluft jedes einzelnen Zylinders in genau geregelten Mengen während des Einsaughubes einzuspritzen. Man spritzt am besten

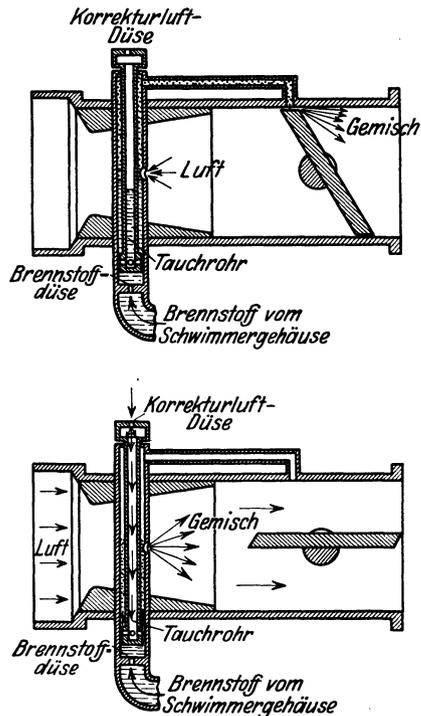


Abb. 148. Arbeitsschema des Pallas-Intensiv-Vergasers.

in den Einsaugekanal kurz vor dem Ventilspalt des Einlaßventils ein, da in den mit größter Geschwindigkeit durch den Ventilspalt eintretenden und im Brennraum heftig verwirbelnden Luftströmungen die bestmögliche Gemischbildung erreicht wird. Der obenerwähnte Wärmeentzug aus der Luft

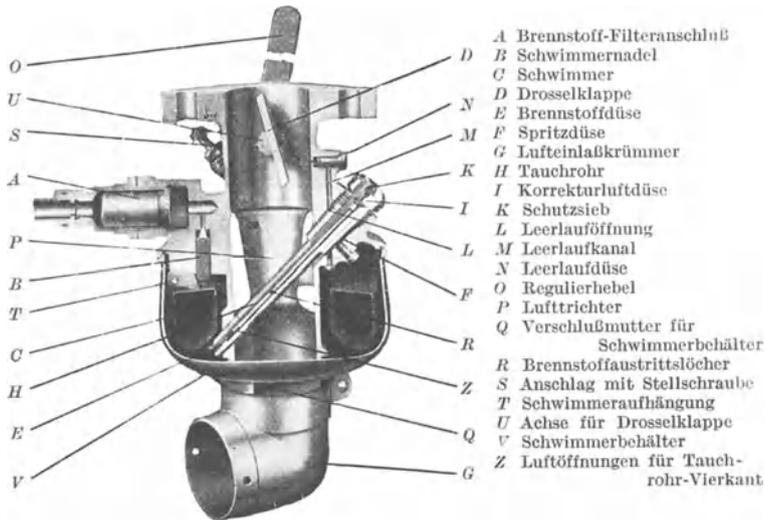


Abb. 149. Pallas-Vergaser, Typ SA, vertikal.

infolge der Verdampfung des zerstäubten Brennstoffes macht sich bei diesem Verfahren als willkommene Innenkühlung der Zylinderwände bemerkbar. Schwierigkeiten liegen zunächst hauptsächlich bei den Pumpen, da Benzin beim geringsten Unterdruck Dampf bildet, und die für die Betätigung von dichteingeschliffenen Pumpenstempeln nötigen Schmiereigenschaften nicht besitzt.

7. Zündeinrichtung.

Otto-Motoren entzünden das verdichtete Gemisch kurz vor dem Verdichtungstotpunkt durch einen im Verbrennungsraum überspringenden elektrischen Funken. Selbstverständliche Bedingung ist, daß sich an der Funkenstrecke zündfähiges Gemisch befindet, und daß die Temperatur des Funkens zur Zündung ausreicht (mindestens 900° C). Die daran anschließenden Vorgänge sind im Abschnitt Zündung und Verbrennung ausführlicher besprochen.

Der Funke entsteht entweder durch Abreißen eines elektrischen Stromes an einer im Verbrennungsraum liegenden Unterbrechungsstelle: „Abreißzündung“, oder durch Überspringen einer im Verbrennungsraum liegenden Funkenstrecke („Kerze“) infolge dazu ausreichender hoher Spannung: „Kerzenzündung“.

Abreißzündung. Abb. 150 zeigt deutlich den elektrisch isolierten, durch den Deckel durchtretenden Stift e' , gegen welchen der Hebel e kraftschlüssig und leitend anliegt. Der Hebel e besitzt eine nach außen führende Achse d' und kann mittels des außenliegenden Hebelarmes d bewegt, also vom Stift e' abgerissen werden (vgl. auch Abb. 113). Die Abb. 151 u. 152 lassen erkennen, wie dieses Abreißen mittels einer Stoßstange c bewerkstelligt wird, und zwar im gleichen Augenblick, wo in dem I-Anker a eines Magnetinduktors beim Abschnappen der Klinke b ein heftiger Stromstoß in dem Ankerspulenkreis hervorgerufen („induziert“) wird. Die Stromführung erfolgt durch ein isoliertes Kabel zum isolierten Stift e' und von da durch den Hebel e in die Metallmasse des Motors, an welche auch der zweite Pol der Ankerspule angeschlossen ist.

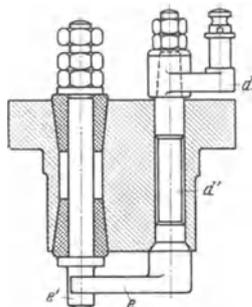


Abb. 150. Abreißkontakt.

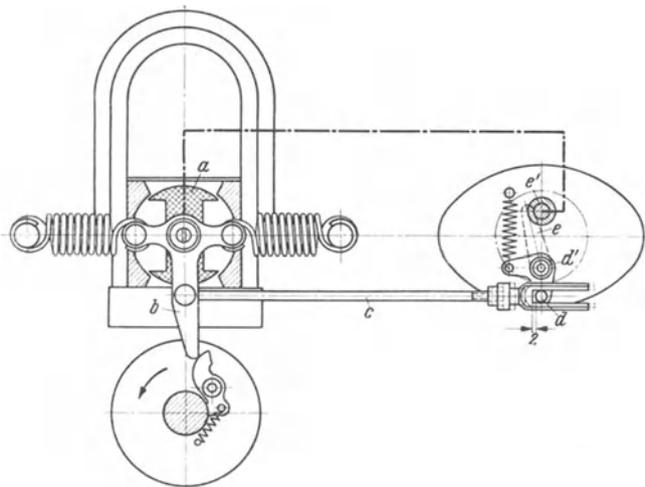


Abb. 151. Bosch-Abreißzünder in Ruhelage.

Der Strom kann auch aus einem Stromerzeuger mit umlaufendem Anker oder aus Akkumulatoren („Batterie“), bezogen werden. Die Stoßstange c kann durch elektromagnetische Bewegung des Abreißhebels $e d$ ersetzt werden. Dies ist natürlich von besonderem Vorteil, wenn mehrere zu verschiedenen Zeiten arbeitende

Zündstellen vorhanden sind. Man braucht dann nur die Stromstöße zu den Abreißmagneten der einzelnen Zylinderseiten durch einen auf der Steuerwelle sitzenden *Verteiler* (umlaufender Kontaktzylinder mit Schleiffedern) zeitlich richtig hinzuleiten.

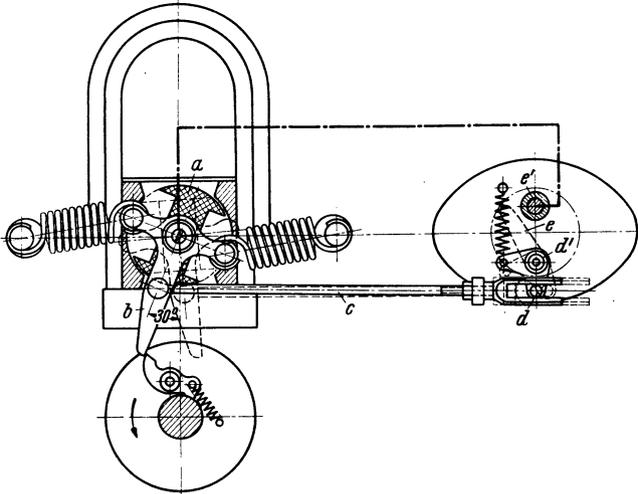


Abb. 152. Abreißzylinder beim Abschnappen.

Kerzenzündung. In der Primärwicklung eines *Umformers* (Transformators) wird durch einen *umlaufenden Unterbrecher* (Abb. 153) taktmäßig der Strom unterbrochen. Dadurch wird in der Sekundärwicklung des Umformers jedesmal ein hochgespannter Stromstoß (etwa 10000 V!) erzeugt, der fähig ist, eine kurze Funkenstrecke zu überspringen. Diese Funkenstrecke befindet sich am inneren Ende der im Zylinderkopf des Motors eingeschraubten *Zündkerze* (Abb. 154). Man benutzt ein und denselben Umformer und Unterbrecher für sämtliche Zündstellen, und braucht daher für Mehrzylindermotoren noch einen *umlaufenden Verteiler*, der jeweils die richtige Kerze in den Sekundärstromkreis einschaltet. Als Rückleitung wird auch hier die Metallmasse („Masse“) des Motors benutzt.

Je nachdem, wie der Primärstrom erzeugt wird, spricht man von „*Batteriezündung*“ oder „*Magnetzündung*“. Das grundsätzliche Schaltbild der *Batteriezündung* ist aus Abb. 155 zu ersehen. Der Gleichstrom der Batterie durchfließt die Primärwicklung und die Kontakte, welche durch den umlaufenden Unterbrecher taktmäßig geöffnet und geschlossen werden. Ein Kondensator —

hunderte von Stanniolplättchen mit isolierender Papierzwischenlage — verhindert die Funkenbildung an der Unterbrecherstelle. Der durch die Unterbrechung entstehende hochgespannte Sekundärstrom fließt durch die Sekundärwicklung des Umformers, sodann durch den umlaufenden Verteiler nach der gerade eingeschalteten Funkenstrecke und zur „Masse“ des Motors.

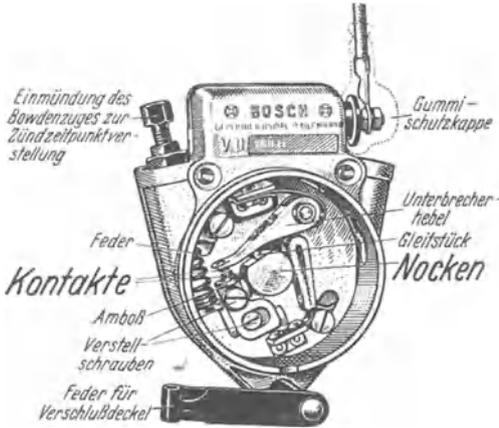


Abb. 153. Unterbrecher.

Der Nocken läuft um und läßt den Kontakthebel auf- und abspringen.

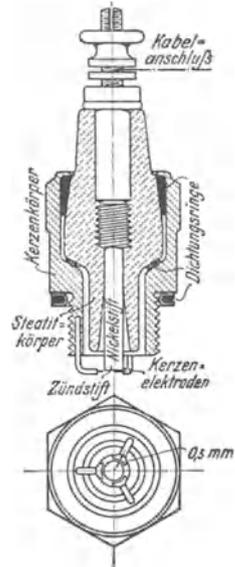


Abb. 154. Zündkerze (mit 3 Funkenstrecken).

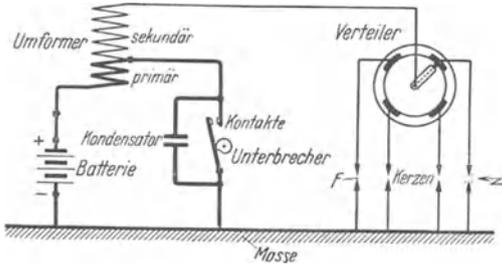


Abb. 155. Schaltbild der Batteriezündung.

Die *Magnetzündung* hat ein grundsätzlich gleiches Schaltbild. Die Umformerwicklungen befinden sich auf dem umlaufenden Anker eines einfachen Wechselstromerzeugers (Abb. 156). Der in der Primärwicklung entstehende Wechselstrom wird jedesmal im Augenblick der größten Stromspitze unterbrochen, genau so wie der Primärleichstrom bei der oben beschriebenen Batteriezündung.

Der Augenblick der Stromunterbrechung im Primärteil ist auf jeden Fall der *Zeitpunkt der Zündung*. Um nach Belieben frühere oder spätere Zündung verwirklichen zu können, sind die Gegenkontakte des umlaufenden Unterbrechers um die Unterbrecherachse verdrehbar und können von Hand oder durch selbsttätige Regeleinrichtungen verstellt werden. Der Unterbrecher muß natürlich so viele Unterbrechungen je Kurbelwellenumdrehung liefern, als Zündungen je Kurbelwellenumdrehung verlangt werden, Ist er z. B. so eingerichtet, daß er je Unterbrecherumdrehung zwei Unterbrechungen auslöst, und soll er die für einen Sechszylinder-Viertaktmotor nötigen 3 Funken je Kurbelwellenumdrehung liefern, so muß er folglich mit der 1,5fachen Kurbelwellendrehzahl umlaufen.

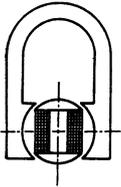


Abb. 156.
Magnet.

Der Verteiler braucht natürlich soviel Kontakte am Umfang, als Arbeitszylinder vorhanden sind. Die Kontakte sind richtig den Kolbentotpunkten und der Zündfolge entsprechend mit den Zündkerzen zu verbinden. Die Drehzahl der Verteilerwelle ist genau die Drehzahl der Steuerwelle, also bei Viertaktmotoren halbe Kurbelwellendrehzahl, bei Zweitaktmotoren gleich der Kurbelwellendrehzahl.

Ein zweipoliger (Doppel-T-) Anker eines „Magnetens“ (Wechselstromerzeugers) liefert 2 Stromspitzen je Ankerumdrehung (Abb.156). Diese müssen mit den Unterbrechungszeitpunkten möglichst zusammenfallen. Die Drehzahl des Zündmagnetankers ergibt sich ebenfalls aus der Selbstverständlichkeit, daß die Anzahl der Stromspitzen mit der Anzahl der Zündungen je Kurbelwellenumdrehung übereinstimmen soll. Ein Sechszylinder-Viertaktmotor benötigt drei Zündungen je Umdrehung, also muß der I-Anker des Zündmagnetens mit 1,5facher Kurbelwellendrehzahl umlaufen.

Die feuerberührten Innenteile der Kerze werden heiß. Es muß durch gute Wärmeabfuhr dafür gesorgt werden, daß die Kerzen nicht so hohe Temperaturen annehmen (800 bis 1000°), daß sie als Glühzünder wirken und Frühzündungen hervorrufen. Andererseits neigen zu kühle Kerzen zum „Verölen“ (Verrußen). Es gibt verschiedene Zündkerzensorten, deren wärmeaufnehmende Flächen und wärmeableitende Querschnitte verschieden groß sind, so daß man für gegebene Verhältnisse die passende Kerze aussuchen kann, die weder zu heiß noch zu kalt wird (richtig etwa 500° C). Regel: „Soll die Kerze kühler werden, so braucht man eine Kerze von höherem Wärmewert.“

8. Einspritzung.

Bei Dieselmotoren wird das Gemisch erst nach der Verdichtung gebildet. Der Brennstoff wird in die hochverdichtete heiße Luft eingespritzt und verbrennt sofort ohne eine besondere Zündeinrichtung. Der Brennstoff muß nebel fein zerstäubt werden und in kürzester Zeit sämtliche Teile des Verbrennungsraumes füllen.

Man erzielte diesen Zweck vor noch nicht langer Zeit fast ausschließlich durch Einblasen des Brennstoffes gleichzeitig mit

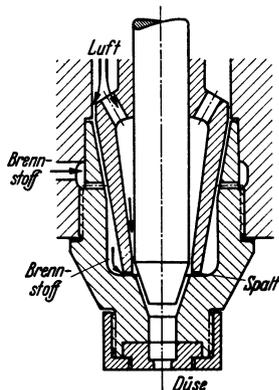


Abb. 157. Spaltzerstäuber.

Der durch die links seitlich sichtbare Bohrung zugepumpte Brennstoff lagert sich in dem äußeren Ringraum am Zerstäuberfuß. Beim Anheben der Nadel drückt die Einblaseluft einerseits den Brennstoff durch die Spalten des Zerstäuberfußes nach innen durch, andererseits zerreißt sie, im Innern des Zerstäuberkopfes abwärtsblasend, diese durch die Spalten gedrückten Brennstoffstrahlen und bläst den so entstehenden Tröpfchen-Nebel durch die Düse.

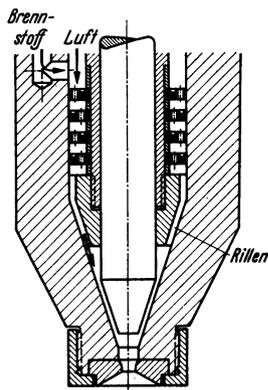


Abb. 158. Plattenzerstäuber.

Der zugepumpte Brennstoff lagert sich auf den mit Rillen und kleinen Löchern versehenen Platten und wird beim Anheben der Nadel von der durchblasenden Einblaseluft durch die mehrfach versetzt angeordneten Lochreihen der Platten und Rillen der Zerstäuber-„Krone“ als Tröpfchen-Nebel zur Düse gerissen.

Druckluft (60 bis 70 at) durch ein- oder mehrlöcherige Düsen, denen sog. „Zerstäuber“ vorgeschaltet waren. Die Düse war durch eine „Nadel“ verschlossen, welche im Augenblick der Betätigung von der Steuerwelle aus mechanisch mittels Nocken und Hebel angehoben wurde. Dann strömte die Einblaseluft gleichzeitig mit dem vorgelagerten, mengenmäßig genau zugemessenen Brennstoff durch Zerstäuber und Düse mit einer dem großen Druckverhältnis entsprechenden hohen Geschwindigkeit in den Verbrennungsraum. Durch die Bemessung der Düse, durch die Hubkurve der Nadel und — was für den Betrieb besonders wichtig ist — durch Veränderung des Einblaseluftdruckes ist der

Einspritzverlauf und damit der Verbrennungsverlauf weitgehend beeinflussbar. Bewährte Zerstäuberausführungen s. Abb. 157 u. 158. Alle Dieselmotoren mit Lufteinspritzung benötigten einen Einblaseluftverdichter, der in drei Stufen auf etwa 70 at verdichtete und natürlich einen Teil (bis 10%) der Motorleistung für sich verbrauchte. Ansaugvolumen des Verdichters etwa $5,5 \text{ l/PS}_e \cdot \text{min}$. Düsenlochdurchmesser in der Größenordnung mehrerer Millimeter.

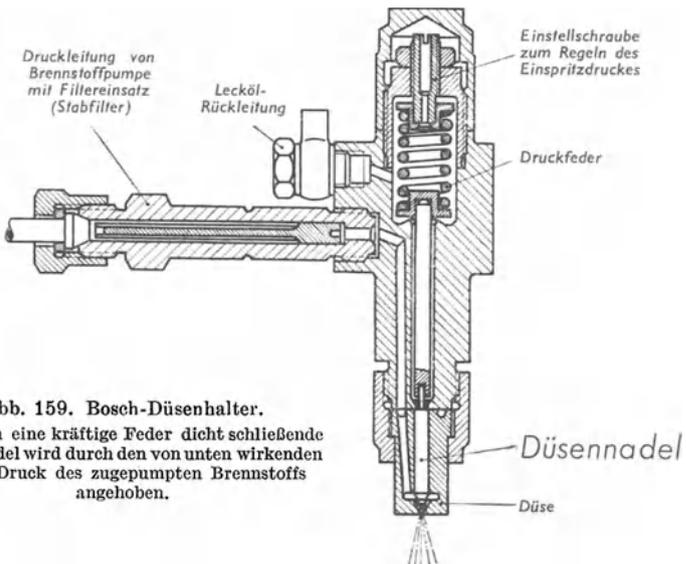


Abb. 159. Bosch-Düsenhalter.

Die durch eine kräftige Feder dicht schließende Düsennadel wird durch den von unten wirkenden hohen Druck des zugepumpten Brennstoffs angehoben.

Heutzutage ist man zur *luftlosen* („kompressorlosen“) Einspritzung übergegangen. Der Brennstoff wird *unmittelbar* mit hohem Druck (etwa 300 at) durch sehr feine Düsen (0,3 mm und kleiner) von der Brennstoffpumpe eingepreßt und zerstäubt zu keulenförmigen Wolken im Verbrennungsraum. Wichtig für die Ausführung ist dabei die *Vermeidung auch der kleinsten Luftsäcke* in der Hochdruck-Brennstoffzuleitung einschließlich Pumpe, sowie die *Vermeidung des Nachtropfens unzerstäubten Brennstoffes* aus den Düsen. Nachtropfender Brennstoff verkocht unter Luftmangel, verschmiert und verstopft die Düsen. Nachtropfen entsteht durch Ausdehnung des in der Leitung eingeschlossenen Brennstoffvolumens bei Nachlassen des Druckes, sowie durch Zusammenfedern der durch den hohen Pumpendruck fedrig geweiteten Rohre und schließlich durch Schwingungen der Brennstoffsäule — ganz

zu schweigen von den Ausdehnungen etwa eingeschlossener Luftsäcke. Das Nachtropfen wird wirksam vermieden durch *Nadeldüsen*, in denen kurz vor der Einspritzdüse eine federbelastete Nadel den Brennstoffstrom bei Unterschreitung eines bestimmten (einstellbaren) Druckes schlagartig absperrt (Abb. 159). Die überschlägige Berechnung der Düsenlöcher kann folgendermaßen geschehen:

Leistung eines Arbeitszylinders . . . N_e z. B. = 265 PS	
Drehzahl n	= 220 U/min
Zahl der Arbeitstakte n_a	= 220 Zündg/min
Brennstoffverbrauch (in Gramm) . . . b_e	= 170 g/PS _{ch}
Einheitsgewicht γ	= 0,85 g/cm ³
Einspritzdauer φ_e	= 20° Kurbelwinkel
Einspritzdruck p_D	= 300 at
Verdichtungsdruck p_Z	= 30 at

$$\text{Fördermenge: } \frac{b_e \cdot N_e}{60 \cdot n_a} \text{ g/Einspritzung}$$

$$\text{Förderzeit: } \frac{60 \cdot \varphi_e}{n \cdot 360^\circ} \text{ sek/Einspritzung}$$

$$\text{Fördergeschwindigkeit: } G = \frac{b_e \cdot N_e}{60 \cdot n_a} \cdot \frac{n \cdot 360^\circ}{60 \cdot \varphi_e} = \frac{b_e \cdot N_e \cdot n}{10 \cdot \varphi_e \cdot n_a} \text{ g/sek,}$$

$$\text{z. B. } G = \frac{170 \cdot 265 \cdot 220}{10 \cdot 20 \cdot 220} = 225 \text{ g/sek.}$$

Bei verlustloser Umsetzung der Druckenergie in Bewegungsenergie müßte sich eine Einspritzgeschwindigkeit v in den Düsenlöchern ergeben von:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{p_D - p_Z}{\gamma}, \quad v = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_D - p_Z)}.$$

Soll v in m/sek herauskommen, so muß natürlich g in m/sek², γ in kg/m³ und p in kg/m² eingesetzt werden. Also z. B.

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{850} (3000000 - 300000)} = 250 \text{ m/sek.}$$

Die wirklich durch die Düsenlöcher durchtretende Menge:

$$G = \mu \cdot \gamma \cdot \overset{\text{cm}^2}{f} \cdot \underset{\substack{\text{g/cm}^3 \quad \text{cm/sek}}}{v} \text{ g/sek,}$$

also z. B. mit $\mu = 0,6$ für scharfkantige Löcher:

$$G = 0,6 \cdot 0,85 \cdot f \cdot 25000 = 12750 \cdot f \text{ g/sek}$$

$$G = 225 \text{ g/sek war oben gefordert, also:}$$

$$f = \frac{225}{12750} = 0,0177 \text{ cm}^2 \\ = 1,77 \text{ mm}^2.$$

Also z. B. 9 Löcher von je 0,5 mm Lochdurchmesser.

Man pflegt die endgültige Zahl, Richtung und Größe der Düsenlöcher auf dem Prüfstand durch Erprobung verschiedener Düsenausführungen festzustellen. Verschiedene Düsenformen s. Abb. 160.

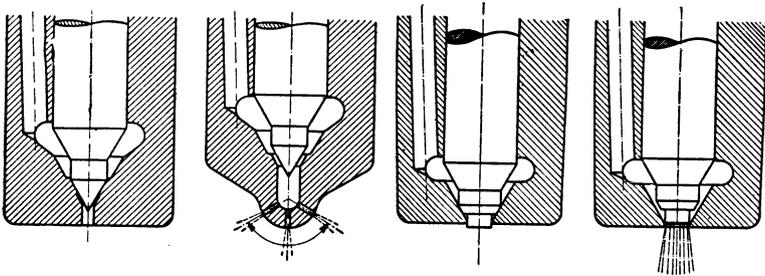


Abb. 160. Düsenformen (Bosch).

Einlochdüse (geschlossen), Mehrlochdüse (geöffnet), Zapfendüse (geschlossen und geöffnet).

Zur Vermeidung des Nachtropfens halte man den Innenraum der Düse unterhalb des Nadelsitzes so klein wie möglich, vermeide auch die kleinsten Ecken, in denen sich Brennstoffreste aufhalten könnten, und lasse die Düsenlöcher an der Austrittseite scharfkantig enden.

Die Vorgänge in der Brennstoffeinspritzleitung sind keineswegs einfacher Natur, da bei den hohen Drücken von mehreren hundert Atmosphären der Geltungsbereich der für den Techniker sprichwörtlichen Unzusammendrückbarkeit der Flüssigkeiten merkbar überschritten ist. Es ist aber heutzutage für den Motorenfachmann unerlässlich, wenigstens einen allgemeinen Überblick über das Zusammenspiel der Einflüsse zu gewinnen.

Bei dem plötzlichen, durch den Anstoß des Nockens gegen die Antriebsrolle der Einspritzpumpe verursachten Anruck des Pumpenstempels entsteht eine zunächst einseitige Druckanstauung im Brennstoff, die sich wie eine Welle mit „Schallgeschwindigkeit“ von der Pumpe durch die Leitung zur Einspritzdüse hinbewegt (Abb. 161). Diese Schallgeschwindigkeit a ist bei dem üblichen Dieselmotoren etwa 1300—1500 m/sek. Der Druckstoß kommt also mit kleiner Verspätung (Laufzeit l/a sek) an der Düse an, wo er jedoch echoartig zurückgeworfen wird, so daß er nach einer gewissen Zeit wieder am Druckventil der Einspritzpumpe anlangt (Abb. 162).

Auch dort wird der Stoß wieder zurückgeworfen, so daß er ein zweites Mal zur Einspritzdüse hinläuft und so fort. Jedes-

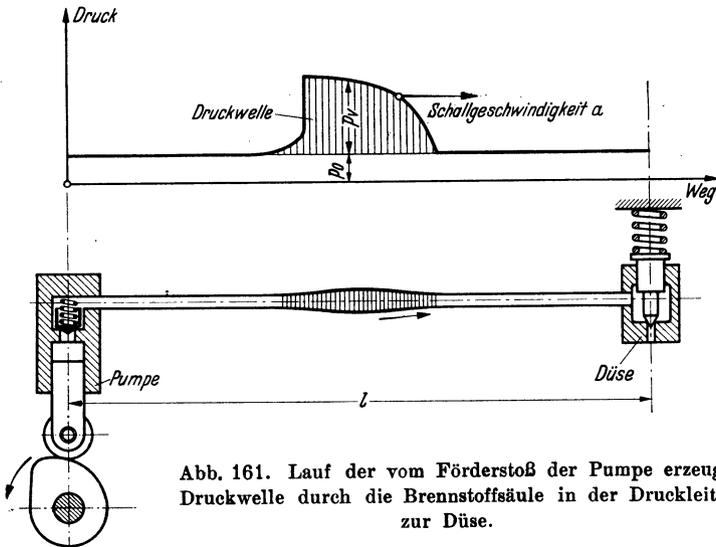


Abb. 161. Lauf der vom Förderstoß der Pumpe erzeugten Druckwelle durch die Brennstoffsäule in der Druckleitung zur Düse.

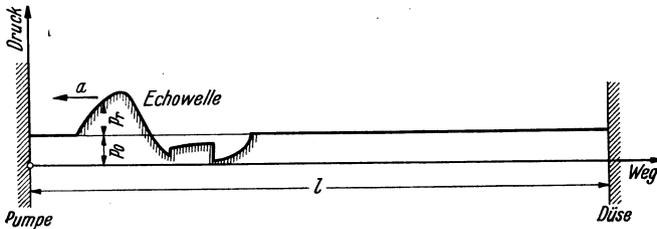


Abb. 162. Rücklauf der am Düsenende zurückgeworfenen Echowelle.
(Die Welle hat beim Rückwurf an der Düse ihre Gestalt verändert.)

mal, wenn die Front der Druckwelle wieder bei der Düse eintrifft, ist die Möglichkeit zu einer Einspritzung in den Verbrennungsraum gegeben, so daß also der einfache Stoß des Pumpenstempels zu einer vielfachen Einspritzung führen kann, wie der Widerhall eines Schusses zwischen Felswänden zu einem vielfachen Hörbild. Durch die Einspritzung am düsenseitigen Leitungsende wird der Druckwelle allerdings Energie entzogen, so daß die rückgeworfene Echowelle abgeschwächt und weitgehend verändert wird.

Wie man ohne weiteres einsieht, spielt also die Länge l der Brennstoffleitung eine wichtige Rolle bei diesen Vorgängen. Denn während bei einer *langen* Leitung die einzelnen, mehrfach zurück-

geworfenen Druckwellen in genau berechenbaren Abständen ($= 2l$) am Einspritzende eintreffen und dort wiederholte Einspritzvorgänge auslösen, wird bei einer *kurzen* Leitung die zweite (einmal an der Düse und einmal an der Pumpe reflektierte) Vorlaufwelle der ersten sozusagen noch auf den Rücken springen können, so daß trotz allen Wellenreflektionen eine zusammenhängende unzerhackte Druckwelle am Einspritzende eintrifft, und demgemäß auch nur eine einzige Einspritzung erfolgt. Diese Einsicht erklärt die Bevorzugung von möglichst *kurzen* Brennstoffleitungen und *Einzel-*pumpen bei allen Zylindern, sowie die oft zu beobachtende Bemühung, für alle Zylinder eines Motors *gleichlange* Brennstoffdruckleitungen anzubringen, selbst wenn die natürlichen Abstände der einzelnen Zylinder von dem Brennstoffpumpenblock gegebenenfalls recht verschieden sind.

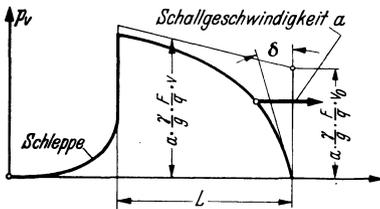


Abb. 163. Typische Gestalt der vorlaufenden Druckwelle p_v .

Die folgenden Darlegungen erläutern, wie man die geschilderten physikalischen Vorgänge in der Brennstoffdruckleitung rechnerisch zu verfolgen und zu erklären vermag. Es kann jedoch im vorliegenden Rahmen

keine bis ins Letzte vollständige Gebrauchsanweisung zur Beherrschung des umständlichen Rechenverfahrens gegeben werden.

Die *Länge der Druckwelle* (Abb. 163) errechnet sich aus der Hubzeit des Pumpenstempels und der Schallgeschwindigkeit.

$$L = a \cdot \frac{60 \cdot \varphi_e}{n \cdot 360^\circ} \text{ m.}$$

Darin bedeutet:

- φ_e die Einspritzdauer in Grad Kurbelwinkel,
- n die Motordrehzahl U/min,
- a die Schallgeschwindigkeit m/sek,

$$\text{z. B. } L = 1400 \cdot \frac{60 \cdot 20}{1000 \cdot 360} = 4,67 \text{ m.}$$

Die *Höhen der vorlaufenden Druckwelle* (Abb. 163) sind aus der Hubgeschwindigkeit des Brennstoffpumpenstempels zu errechnen nach der (als Lösung partieller Differentialgleichungen erhaltenen) einfachen Beziehung:

$$p_v = a \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{F}{q} \cdot v \text{ kg/cm}^2.$$

Darin bedeutet:

- a die Schallgeschwindigkeit em/sek,
- γ das Einheitsgewicht des Brennstoffs kg/cm³,
- g die Erdbeschleunigung 981 cm/sek²,
- F die Kolbenfläche des Pumpenstempels cm²,
- q der Querschnitt der Brennstoffdruckleitung cm²,
- v Geschwindigkeit des Pumpenstempels cm/sek.

Diese ist gewöhnlich nicht konstant, sondern mit dem Nockenwinkel veränderlich. Ihre Ermittlung kann leicht mit Hilfe der in Abb. 120 angedeuteten Methode zeichnerisch vorgenommen werden.

p_v ist die Höhe der vorlaufenden Druckwelle, wie sie am pumpenseitigen Ende der Druckleitung in dem Augenblick entsteht, in dem der Stempel die Hubgeschwindigkeit v hat.

Durch die Tatsache jedoch, daß dem Anfang der Druckleitung eine elastische Brennstoffmenge in den Pumpenräumen V_1 und V_2 (cm³) vorgelagert ist (Abb. 164), tritt eine Veränderung der Wellenform ein. Die Wellenfront steigt nicht mit plötzlicher Steilheit auf den Wert $a \frac{\gamma}{g} \frac{F}{q} v_0$ at an, sondern beginnt mit geneigtem Druckanstieg

$\text{tg } \delta = 100 a \frac{\gamma}{g} \frac{F}{V_1 + V_2} \cdot v_0$ at/m und biegt mit runder Kurve in die Richtung der Linie $p_v = a \frac{\gamma}{g} \frac{F}{q} v$ ein (Abb. 163). Außerdem kann sich

infolge der Ausdehnung der Brennstoffmenge im Raum V_2 nach dem Ende der Förderung noch eine nachziehende Druckschlepe einstellen.

z. B.

$$p_{c_0} = 140000 \cdot \frac{0,00085}{981} \cdot \frac{0,502}{0,0314} \cdot 120 = 232 \text{ at,}$$

$$\text{tg } \delta = 100 \cdot 140000 \cdot \frac{0,00085}{981} \cdot \frac{0,502}{2,5} \cdot 120 = 292 \text{ at/m.}$$

Diese Welle läuft nun mit der Geschwindigkeit a von der Pumpe zur Düse (Abb. 161). Ihre Druckwerte p_v sind dem konstanten Anfangsdruck p_0 der Brennstoffleitung überlagert, von dem weiter unten noch die Rede sein wird.

An einer undurchlässigen harten Wand ist die Echowelle der ankommenden Welle gleich. $p_r = p_v$. Die nach rechts vorlaufende Welle mit den Ordinaten p_v kreuzt ihr eigenes nach links rücklaufendes Spiegelbild p_r , und die resultierenden Drücke an einer

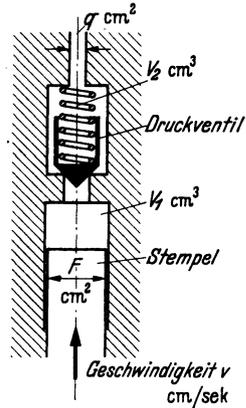


Abb. 164.
Schema der Pumpe.

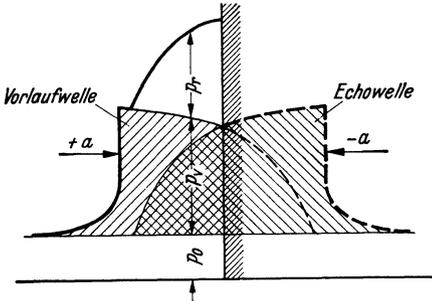


Abb. 165. Rückwurf der Druckwelle an einer harten Wand.

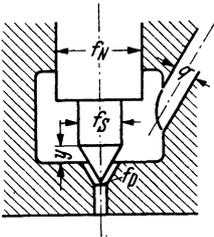


Abb. 166. Nadelspitze.

Hub y mm; Leitungsquerschnitt q cm²; Nadelquerschnitt f_N cm²; Sitzquerschnitt f_s cm²; Düsenquerschnitt f_D cm².

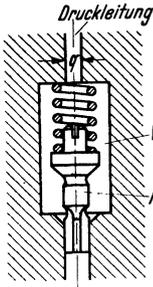


Abb. 167. Druckventil der Brennstoffpumpe, das bei der Schließbewegung infolge des Kälbchen Ksein gewisses Volumen aus der Druckleitung zurücksaugt („Senkventil“).

bestimmten Stelle der Leitung setzen sich einfach aus $p_0 + p_v + p_r$ zusammen (Abb. 165).

Solange die Düsennadel geschlossen ist, gilt also am düsenseitigen Ende der Leitung das einfache Gesetz $p_r = p_v$, und der Druck am Düsenende $p_D = p_0 + 2 p_v$. Sobald dieser Druck gleich dem zur Öffnung der Nadel notwendigen Druck

Federkraft P_0

$$p_0 = \frac{\text{Ringquerschnitt } (f_N - f_s)}{\text{Ringquerschnitt } (f_N - f_s)}$$
 ist, springt die Nadel hoch.

Da die Nadel Masse besitzt, springt sie nicht mit unendlicher Geschwindigkeit hoch. Abb. 168 gibt Anhaltspunkte für die Öffnungskurve (Hubhöhe y in Abhängigkeit von der Zeit t) der Düsennadel und den Druckverlauf p_D während der Öffnungszeit.

Aus der Beziehung $p_D = p_0 + p_v + p_r$ ist danach die Höhe p_r der rücklaufenden Echowelle leicht zu berechnen: $p_r = p_D - p_0 - p_v$. (p_r kann auch negative Werte annehmen!)

Der Anfangsdruck p_0 in der Brennstoffleitung kann zu etwa $0,7 P_0/f_N$ angenommen werden, es sei denn, daß p_0 durch geeignete Maßnahmen absichtlich entlastet wird, wie dies z. B. durch ein Brennstoffpumpen-Druckventil nach Abb. 167 geschehen kann. Bei nadellosen, sog. „offenen“ Düsen ist der Anfangsdruck p_0 gleich dem Verdichtungsdruck p_z im Arbeitszylinder.

Liegt die Nadel gegen eine Hubbegrenzung an, oder handelt es sich um eine nadellose „offene“ Düse mit dem Einspritzquerschnitt f cm², so ist der Druck der zurücklaufenden Welle p_r nach dem Kurvenblatt

Abb. 168.

Öffnungsbewegung der Ventildüse und Druckverlauf am Nadelspalt.

Die Nadelpbewegung geht mit gedämpften Schwingungen in eine der p_r -Kurve ähnliche Kurve über. Sie ist in ihrem Anfangsverlauf sehr gut ersetzbar durch die Parabel: $y = (p_0 \cdot f_N - P_0) \frac{t^2}{2m}$.

Die Bewegung endet mit dem Anschlag der Nadel gegen eine obere Hubbegrenzung.

Der Druck p_D vor dem Nadelspalt ist bei der Näherungsparabel gleichbleibend

$$p_D = p_0 = \frac{P_0}{f_N - f_S} \text{ kg/cm}^2$$

angenommen. In Wirklichkeit weist der Druckverlauf Schwingungen auf, entsprechend dem tatsächlichen Verlauf des Nadelhubes.

Die wirkliche (oben abgebildete) Hubkurve $y = f(t)$ kann nicht mit einfachen rechnerischen Mitteln erhalten und erklärt werden. Die zugrunde liegenden Differentialgleichungen sind jedoch in ihrer physikalischen Bedeutung leicht durchschaubar:

I. Kräfte an der Nadel.

Trägheitskraft + Federkraft + Brennstoffdruck + Reibung

$$-m \frac{d^2y}{dt^2} - (P_0 + k \cdot y) + p_D \cdot f_N - R = 0 \text{ kg.}$$

bewegte Massen Beschleunigung Federkonstante Nadervorspannung Druck an der Düse

II. Brennstoffmengen am Düsenende.

ankommend Nadelhubvolumen einspritzend

$$+ c \cdot q - \frac{dy}{dt} \cdot f_N - G/\gamma = 0 \text{ cm}^3/\text{sek.}$$

Fördergeschwindigkeit Hubgeschwindigkeit Einspritzmenge g/sek

Die Fördergeschwindigkeit c ist nach Gleichungen der Wellenlehre, die hier nicht bewiesen werden sollen:

$$c = c_0 + c_v + c_r = 0 + \frac{g}{\gamma \cdot a} \cdot p_v - \frac{g}{\gamma \cdot a} \cdot p_r = \frac{g}{\gamma \cdot a} [p_v - (p_D - p_0 - p_r)]$$

$$= \frac{g}{\gamma \cdot a} [p_0 + 2 p_v - p_D] \text{ cm/sek.}$$

Mit dieser Beziehung, sowie den gegebenen Abhängigkeiten:

Düsen-gesetz:

$$G = f(y, p_D)$$

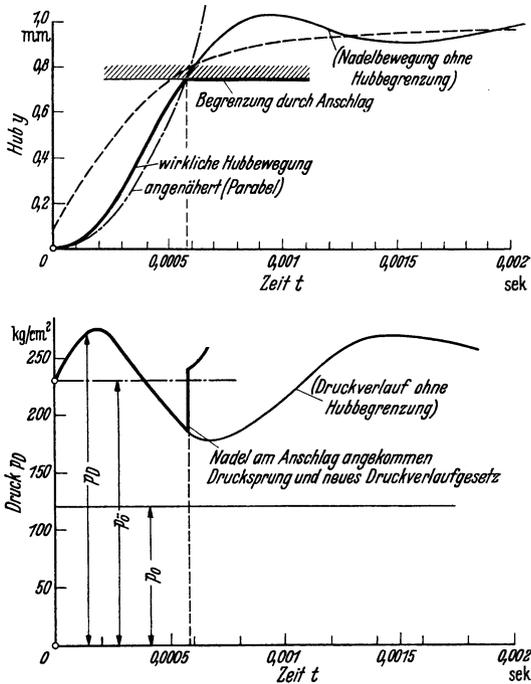
Vorlaufwellenform:

$$p_v = F(t)$$

(z. B. formelmäßig $G = C \cdot y \cdot \sqrt{p_D - p_Z}$ g/sek oder versuchsmäßig ermittelte Kurvenschar)

(vgl. Abb. 163)

erhält man aus Gleichung II eine Differentialgleichung $\mathfrak{F}\left(\frac{dy}{dt}, y, t, p_D\right) = 0$, die zusammen mit der oben angeschriebenen Gleichung I: $f\left(\frac{d^2y}{dt^2}, y, p_D\right) = 0$ die Möglichkeit bietet, auf rechnerische oder zeichnerische Weise die Verläufe $y = f(t)$ und $p_D = F(t)$ zu ermitteln, wie dies in Abb. 168 dargestellt ist.



der Abbildung 169 zu ermitteln. Der Einspritzdruck p_D , der in diesem Fall nicht von einer Federkraft bestimmt wird, ist dann $p_D = p_0 + p_v + p_r$, also aus dem bekannten p_0 , dem gleichfalls bekannten Druck p_v der ankommenden Welle, und dem aus Abb. 169 entnehmbaren p_r zu bestimmen.

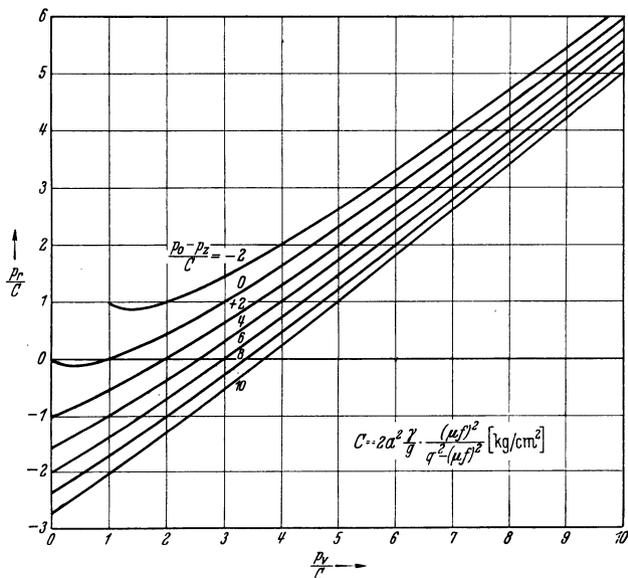


Abb. 169. Ermittlung von p_r an der offenen Düse.

z. B. $p_v = 360 \text{ kg/cm}^2$, $p_0 = 120 \text{ kg/cm}^2$, $p_z = 30 \text{ kg/cm}^2$.

$$C = 2a^2 \frac{\gamma}{g} \frac{(\mu f)^2}{q^2 - (\mu f)^2} = 2 \cdot 140000^2 \cdot \frac{0,00085}{981} \cdot \frac{0,0047^2}{0,0707^2 - 0,0047^2} = 150 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\frac{p_v}{C} = \frac{360}{150} = 2,4, \quad \frac{p_0 - p_z}{C} = \frac{120 - 30}{150} = +0,6.$$

Abzulesen im Kurvenblatt: $\frac{p_r}{C} = +0,5$, $p_r = 0,5 \cdot 150 = +75 \text{ kg/cm}^2$.

$$p_D = 120 + 360 + 75 = 555 \text{ kg/cm}^2.$$

Man beachte den wesentlichen Einfluß der Größe C , die durch konstruktive Maßnahmen (q und f) weitgehend verändert werden kann!

Aus der bekannten Vorlaufwelle mit den Ordinaten p_v läßt sich somit die rücklaufende Echowelle mit ihren Ordinaten p_r in ihrer ganzen, gegenüber der Vorlaufwelle veränderten Gestalt ermitteln. Die Rücklaufwelle läuft, die Vorlaufwelle kreuzend, mit der Schallgeschwindigkeit a nach links zur Pumpe hin, wo sie am harten undurchlässigen Ende zurückgeworfen wird, ohne dort eine Veränderung ihrer Form zu erfahren. Die Front der nun wieder vorlaufenden, zweimal reflektierten Welle erscheint im Abstand $2l$

hinter der Front der ursprünglichen ersten Vorlaufwelle (Abb. 170). Wenn die erste Vorlaufwelle länger als $2l$ ist, so hockt die zweite Vorlaufwelle ihr auf dem Rücken auf (Abb. 171).

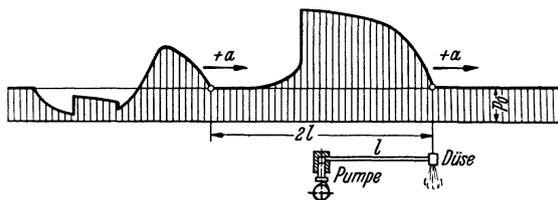


Abb. 170. Vorlaufwellen bei langer Leitung.

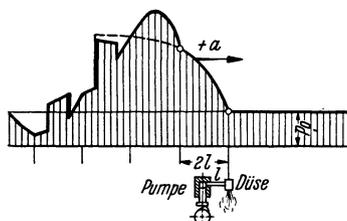


Abb. 171. Vorlaufwelle bei kurzer Leitung.

Man teile daher von vornherein die Länge der ersten Vorlaufwelle in Abschnitte von jeweils $2l$ Länge (Abb. 172). Man ermittle nun nach den geschilderten Verfahren die Gestalt der Rücklaufwelle, aber zunächst nur für den ersten Abschnitt I_V der Vorlauf-

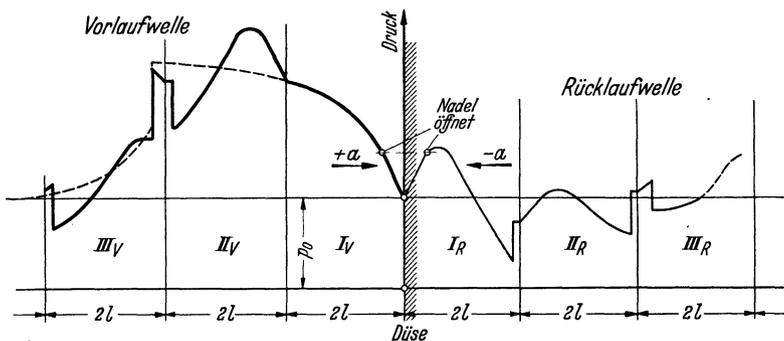


Abb. 172. Abschnittweise Ermittlung der Gesamtwellenform.

welle. Nun setzt man dieses Rücklaufwellenstück I_R der vorlaufenden Welle auf den Nacken, und zwar im zweiten Abschnitt II_V

der Vorlaufwelle. Man hat also auf diese Weise die Druckordinaten des zweiten Vorlaufwellenabschnittes II_V dargestellt, wie sie sich durch die Überlagerung der ursprünglichen Vorlaufwelle und der zweimal reflektierten Echowelle ergeben. Nun ermittelt man unter Zugrundelegung dieser resultierenden Form des zweiten Abschnittes II_V der Vorlaufwelle wieder nach bekanntem Verfahren die entsprechende Rücklaufwellenform über den folgenden Abschnitt II_R und packt dem dritten Vorlaufwellenabschnitt III_V diesen zweiten Rücklaufwellenabschnitt II_R auf.

So fortschreitend erhält man nach und nach die gesamte Gestalt der nach rechts laufenden Vorlaufwelle, sowie die gesamte Gestalt der nach links laufenden Rücklaufwelle, deren Fronten sich zu gleicher Zeit am Düsenende der Leitung begegnen (Abb. 172).

Nun muß man sich vorstellen, daß diese beiden Druckwellengebilde sich gleichzeitig in Marsch setzen und sich kreuzen. Die Verteilung des Druckes in der Einspritzleitung zu irgendeinem Zeitpunkt erhält man einfach durch Addition der Drücke $p_0 + p_v + p_r$,

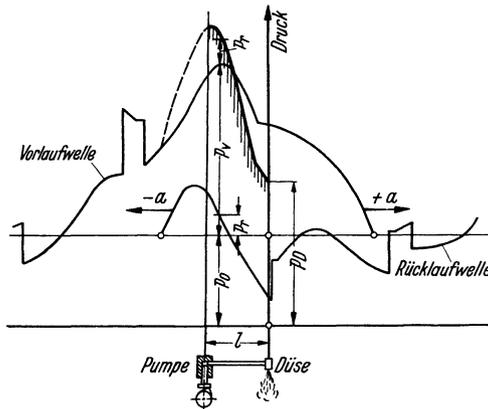


Abb. 173. Vorlaufwelle und Rücklaufwelle kreuzen und überlagern sich.

(Abb. 173). Am meisten Interesse verdient natürlich der Einspritzdruck p_D am düsenseitigen Ende, und man sieht rasch ein, daß der zeitliche Verlauf des Druckes p_D durch die in Abb. 174 deutlich gemachte Addition der Rücklaufwelle mit dem Spiegelbild der Vorlaufwelle und natürlich plus p_0 zu finden ist.

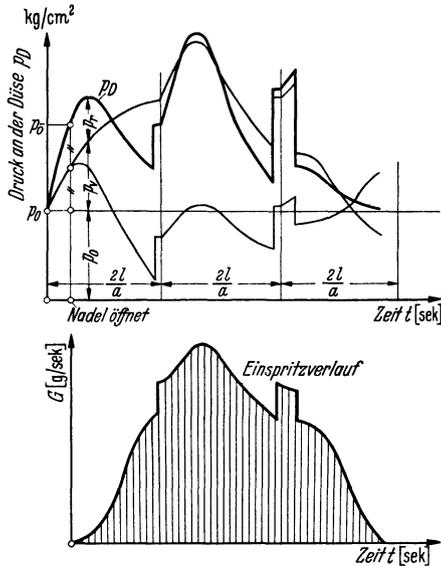


Abb. 174. Gesamtverlauf des Einspritzdruckes p_D und der Einspritzmenge G während der Einspritzdauer.

Die *Einspritzmenge je Sekunde* errechnet sich hiermit genau wie in der *Überschlagsrechnung S. 153* zu

$$G = \mu \cdot \gamma \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_D - p_Z)} \quad \text{g/sek.}$$

Bei Nadeldüsen ist für f der Querschnitt des Öffnungsspalt am Nadelstift einzusetzen. Man ermittelt sich aber sicherer durch Versuche den Verlauf der Abhängigkeit G von p_D und y .

Da p_r auch *negative* Werte annehmen kann, kommt es unter Umständen dazu, daß $p_0 + p_v + p_r$ gelegentlich gleich Null wird, oder sich rechnerisch sogar kleiner als Null ergibt. Dieser letzte Fall ist aber physikalisch unmöglich. An solchen Stellen entstehen also *Hohlräume*, oder besser gesagt: mit Öldampf erfüllte Unterdruckblasen (deren beiderseitige Enden — Flüssigkeitsspiegel — wiederum wie Rückwurfände wirken, und zwar mit dem Rückwurfgesetz $p_r = -p_0 - p_v$). Bleiben solche Hohlräume nach Beendigung des Einspritzens in der Brennstoffleitung bestehen, so müssen diese Räume beim folgenden Pumpenhub zunächst aufgefüllt werden, und die Einspritzung verzögert sich demnach zusätzlich um eine kleine Zeit, den „Förderverzug“.

Man sieht aus diesem allen, daß der *Einspritzverlauf* mit dem durch die *Nockenform der Brennstoffpumpe* gegebenen *Förderverlauf* keineswegs übereinstimmt (Abb. 174). Nur bei ganz kurzen Druck-

leitungen (z. B. Junkers-Motor), ganz geringen in den Druckräumen eingeschlossenen Brennstoffmengen und bei *langsam* laufenden Maschinen kann erwartet werden, daß sich Einspritzverlauf und Förderverlauf einigermaßen ähneln. Das auf S. 63 beschriebene ideale Einspritzgesetz für rasch laufende Maschinen (im Hinblick auf den Zündverzug und den unerwünschten plötzlichen Druckanstieg!) ist jedenfalls sehr schwierig zu verwirklichen, am ehesten noch durch die in Abb. 175 dargestellte Drosselzapfendüse,

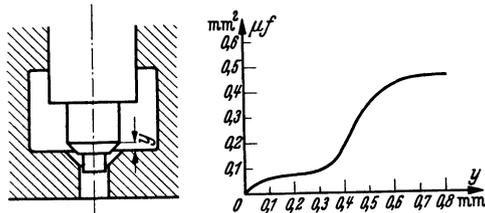


Abb. 175. Drosselzapfendüse.

Bei kleinem Nadelhub y ist der Einspritzquerschnitt f zunächst stark gedrosselt.

die zunächst nur einen engen Spalt, bei größer werdendem Nadelhub dagegen einen weiteren Spalt zur Einspritzung freigibt.

Wird der Druck p_D kleiner als der durch die Feder bestimmte Druck P_0/f_N , so schließt die Düsennadel, und die Einspritzung ist zu Ende, falls nicht nachträglich noch einmal eine Druckspitze $p_D > p_0$ am Düsenende die Nadel zum Aufspringen und Nachspritzen zwingt. Auch nach Einspritzende laufen die Druckwellen noch in der Druckleitung hin und her, bis sie schließlich durch Dämpfung totgelaufen und ausgeglichen sind (Druck p_0).

Gemischbildung und Verbrennung werden durch hohe Relativgeschwindigkeit und Verwirbelung von Einspritzstrahl (Tröpfchenkegel) und Verbrennungsluft verbessert. Mit dem HESSELMANNschen Einsaugventilschirm erzielt man z. B. eine sehr günstige Rotation der gesamten Luftmenge quer durch die Brennstoffstrahlen (Abb. 176). Beim Junkers-Motor ist die gleiche Wirkung durch die tangentiale Eintrittsrichtung der Spülschlitze erreicht (Abb. 133, S. 135). Die Wirbelenergie stammt hierbei aus dem *Ladungsvorgang*.

„Wirbelkammer“-Motoren, „Wälzkammer“-Motoren sowie auch der Glühkopfmotor, erzeugen den gemischverbessernden Wirbel in einer — meist im Deckel, manchmal auch im Kolbenboden angeordneten — Kammer, in die während des Verdichtungshubes die *gesamte* Verbrennungsluft durch einen tangentialen Kanal mit hoher

Gemisch durch die eingeschnürte Stelle („Schußkanal“) in den luftreichen Hauptraum hinüber (Abb. 178). Die *Verbrennung* in der Vorkammer liefert die Zerstäubungs- und Verwirbelungsenergie.

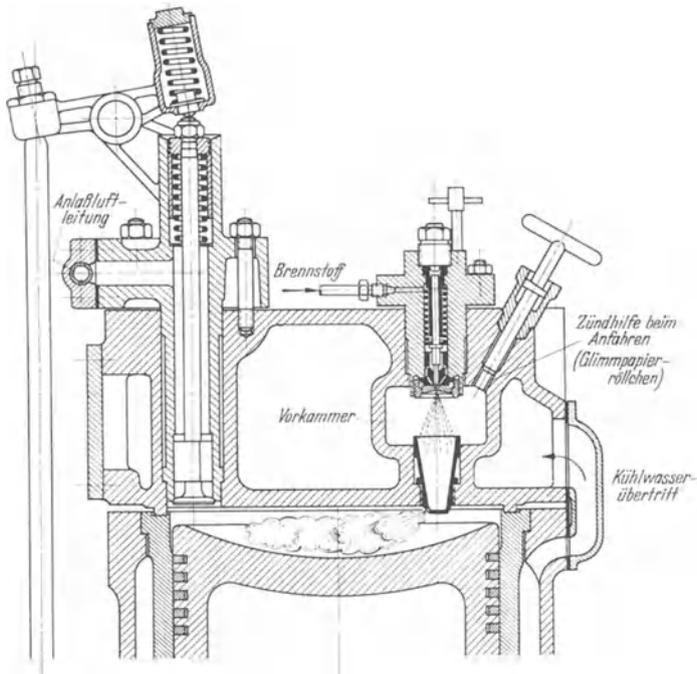


Abb. 178. Zylinderdeckel eines Viertakt-Dieselmotors mit Vorkammer.
(Motorenwerke Mannheim.)

Links Anlaßventil. Rechts Nadeldüse und Vorkammer.

Luftspeichermaschinen (z. B. Abb. 179) besitzen ebenfalls einen abgeschnürten Raum, aus welchem während der Expansion Luft in den Verbrennungsraum hinüberbläst, wobei gute Durchmischung und Durchwirbelung erreicht wird (*Expansion* liefert Wirbelenergie), namentlich wenn im Lauf der Verbrennung Teile des Gemisches von Raum zu Raum hin- und herschießen (Wirbelenergie aus *Teilverbrennungen*).

Tatsächlich brachte erst die Entwicklung „kompressorloser“ Einspritzverfahren und hierbei in erster Linie die erfolgreiche Erfindung der Vorkammer (Prosper L'Orange) die Voraussetzungen für den raschlaufenden Fahrzeugdieselmotor unserer Zeit.

Die Wände der Kammern werden bewußt heiß gehalten, um das Zustandekommen der Zündtemperatur für den Kammerinhalt

auch bei der niedrigen Verdichtung zu gewährleisten, die man aus den im Zusammenhang mit dem Zündverzug geschilderten Gründen (S. 63) nicht höher als irgend nötig treibt. Namentlich in der Nähe der Schußkanalöffnung pflegt man wärmespeichernde Massen anzuordnen, die abwechselnd vom brennend herauschießenden

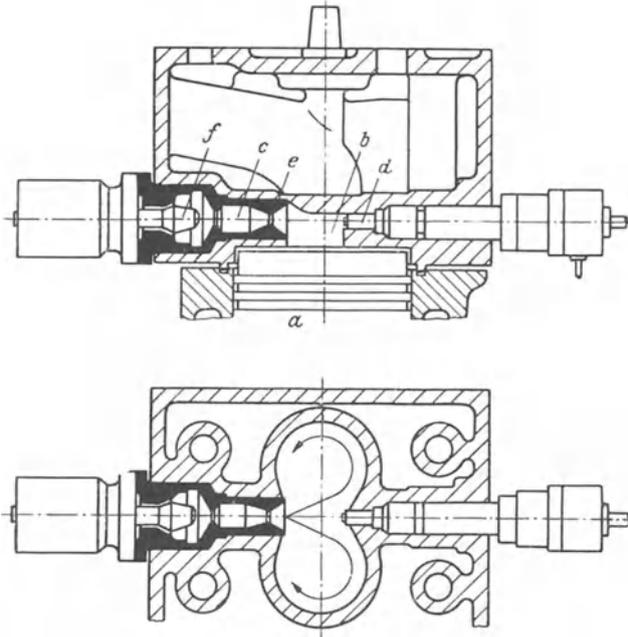


Abb. 179. Lanova-Luftspeicher

mit eigentümlicher Ausbildung des Verbrennungsraums zur Erhöhung der Durchwirbelung. *a* Kolben; *b* Verbrennungsraum; *c* Luftspeicher; *d* Einspritzdüse; *e* Speicherdüse; *f* Ventil zum Abschließen eines Teiles des Speicherraumes zwecks Erhöhung der Verdichtung beim Anfahren.

Gemisch heiß geblasen werden und dann ihren angestauten Wärmeverrat der beim Verdichtungstakt in die Vorkammer einströmenden Luft mitteilen. Da nun bei kalt anfahendem Motor begreiflicherweise die Zündung in Frage gestellt wäre, muß man während des Anfahrens die Verdichtung erhöhen (z. B. Lanova-Motor Abb. 179) oder Zündhilfen anwenden, z. B. Glimmpapierrollchen oder elektrische Glühkerzen, die bei erwärmtem Motor wieder abgeschaltet werden (z. B. Abb. 40, S. 51).

Jeder Motorenzylinder benötigt seinen eigenen, im richtigen Takt mit dem betreffenden Arbeitskolben arbeitenden Pumpenstempel. Antrieb durch Exzenter oder Nocken von der Steuerwelle

oder einer besonderen Pumpenwelle. Die Pumpe muß außer den selbstverständlichen Saug- und Druckventilen eine regelbare Einrichtung zur Veränderung der je Hub zu fördernden Brennstoffmenge besitzen. Man erreicht dies bei unverändertem

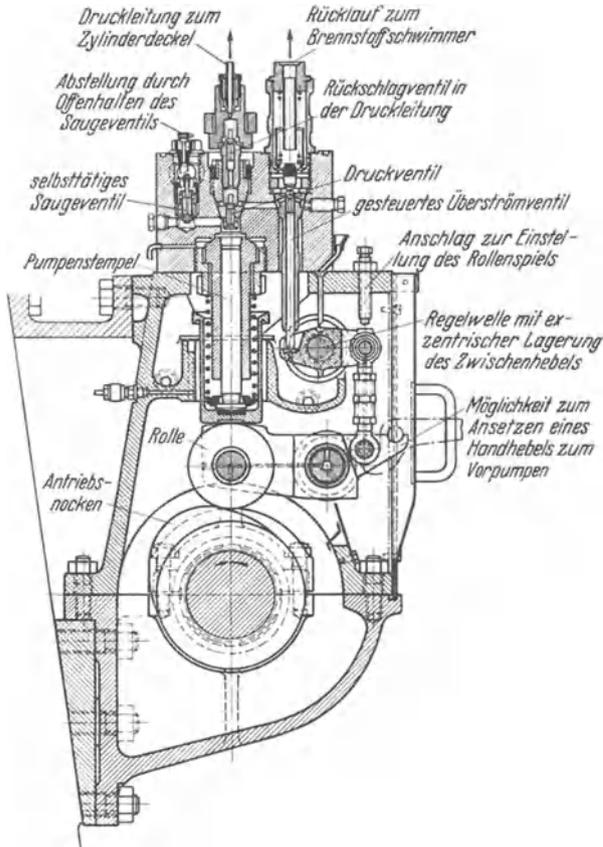


Abb. 180. Brennstoffpumpe der MAN.

Während des Anhubes wird zunächst in die Druckleitung zum Zylinderdeckel gedrückt, bis der mitbewegte Zwischenhebel gegen das untere Ende der Überströmventilspindel stößt. Sobald dieses Überströmventil sich anhebt, geht die weitere Förderung der Pumpe durch dieses zur Saugleitung (z. B. Schwimmergehäuse) zurück.

Stempelhub durch zwangläufiges Offenhalten des Saug- oder eines Überströmventils während eines Teiles des Druckhubes, so daß nur ein Teil des Hubvolumens der Pumpe in die Druckleitung zur Düse gefördert wird (Abb. 180 u. 181). Bei den Bosch-Pumpen (Abb. 182) ist das Überströmventil durch

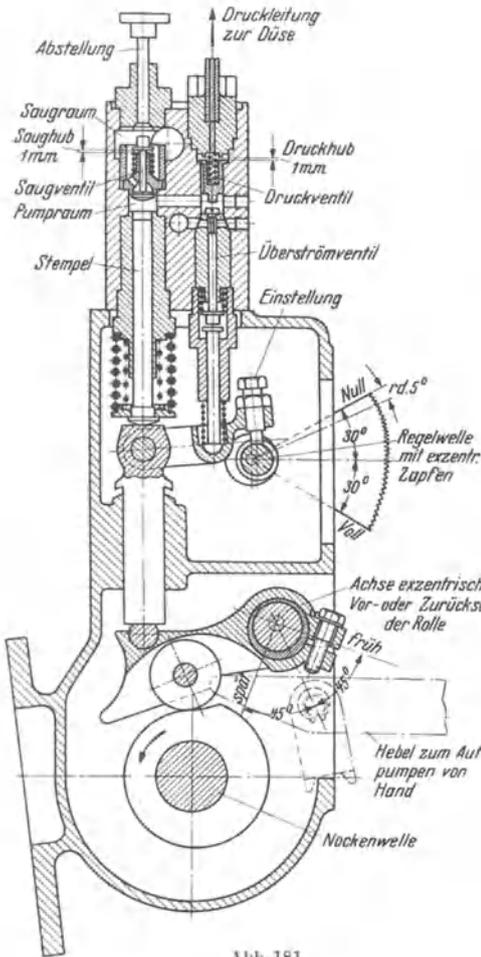


Abb. 181.

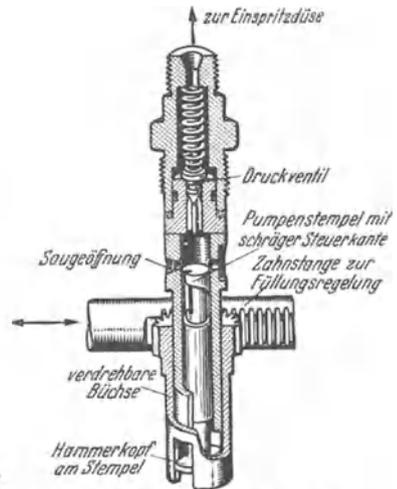


Abb. 182. Bosch-Einspritzpumpe.

Der Pumpenkolben wird durch einen hier nicht dargestellten Nocken-antrieb auf und ab bewegt. Der Kolben ist um seine eigene Achse verdrehbar und wird durch die dahinter sichtbare Zahnstange (Regelstange) eingestellt. (Siehe auch Abb. 190.)

Abb. 181. Brennstoffpumpe der Motorenwerke Mannheim.

Das frühere oder spätere Anheben des Überströmventils wird durch Verdrehen der Regelwelle erreicht, gegen deren Exzenter sich der Zwischenhebel abstützt. Auch der Rollenhebel dreht sich um einen exzentrischen Bolzen, durch dessen Verdrehung eine Verschiebung der Rolle gegenüber der Steuerscheibe und damit früheres oder späteres Einspritzen erreicht wird. So sind also sowohl Beginn wie auch Ende der Einspritzung regelbar.

ein Überströmloch im Pumpenzylinder ersetzt, welches von den überschleifenden Kolbenkanten geöffnet oder geschlossen wird. Die eine Steuerkante ist schräg (schraubenförmig), so daß sich bei einer Verdrehung des Kolbens um seine Achse der Hubanteil ändert, nach welchem das Überströmloch freigegeben wird (Abb. 183).

Manche Brennstoffpumpen (wie auch die Bosch-Pumpe) besitzen kein Saugventil, sondern eine vom Pumpenkolben selbst gesteuerte Saugöffnung in der Laufbüchse der Pumpe. Beim Saughub

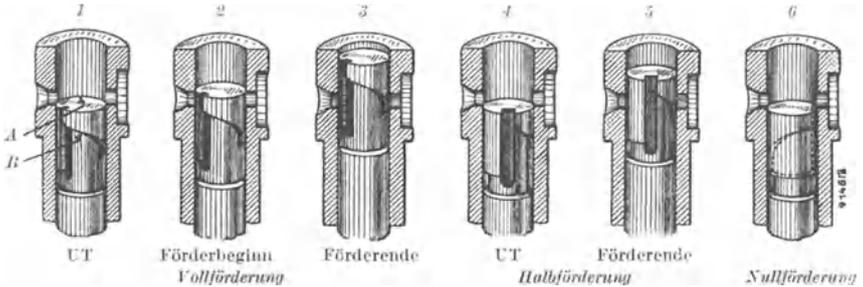


Abb. 183. Kolben der Bosch-Einspritzpumpe.

1 Kolben im unteren Totpunkt bei Vollfüllungseinstellung. Die obere Kante steuert (durch Abschließen der Zuflußlöcher) den Beginn der Förderung (Stellung 2). Die untere, schraubenförmige Kante steuert durch Öffnen der Zuflußlöcher das Ende der Förderung. 3 Stellung bei Ende der Förderung. 4 Kolben im unteren Totpunkt bei kleinerer Füllung. 5 Ende der Förderung. Was der Kolben beim weiteren Hochgehen noch pumpt, fördert er durch die Aussparungen des Kolbens und das Loch rechts im Pumpenzylinder in die Saugleitung zurück. 6 Null-Stellung. Alles wird durch das Loch rechts zurückgepumpt.

erzeugt daher der abwärts gehende Kolben zunächst Unterdruck in dem Pumpenhubraum, wobei ein kleiner Teil des Brennstoffs in Dampfform übergehen muß. Wenn dann die Saugöffnung von der Kolbenkante freigegeben wird, füllt der aus der Saugleitung einströmende Brennstoff rasch das Vakuum im Innern der Pumpe auf. Der wirksame Förderhub beginnt, wenn der beim Druckhub aufwärtsgehende Kolben die nach dem Saugeraum führende Öffnung wieder abdeckt. Da dies einige Zeit nach dem Hubbeginn des Kolbens erfolgt, ist die Geschwindigkeit v , die für Steilheit und Höhe der Druckwelle (vgl. S. 156) maßgebend war, von vornherein hoch, während dagegen bei Saugventil-Pumpen v_0 zunächst klein ist.

Für die Pumpenkolbengeschwindigkeit sind 1—2 m/sek üblich. Die durch die Undichtheit in den zylindrischen Spalt zwischen Kolben und Führung eindringenden geringen Brennstoffmengen halten die nötige Schmierung aufrecht. Dünnere Pumpenkolben haben weniger Spaltquerschnitt am Umfang, sind also dichter als dickere. Rasch laufende Pumpen sind weniger undicht als langsam laufende. Infolge dieses Einflusses wächst die Fördermenge je Pumpenhub bei steigender Drehzahl trotz gleichbleibender Füllungseinstellung etwas an. Dem wirken jedoch andere Einflüsse — z. B. Trägheit des Saugventils, Anwachsen der Förderdrücke — entgegen, so daß sich verschiedene Pumpenbauarten in diesem Punkt der „Fördercharakteristik“ verschieden verhalten. Erstrebenswert ist ein *Absinken* der Fördermenge/Hub mit steigender Drehzahl, da ja auch die Füllung des Arbeitszylinders mit Verbrennungsluft bei

höherer Drehzahl abnimmt (vgl. Abb. 38, S. 48), und da eine Verminderung des Drehmomentes mit steigender Drehzahl eine erwünschte Selbstregelung und einen willkommenen Schutz gegen Durchgehen darstellt, ganz zu schweigen von dem Wunsch eines verstärkten Anfahr Drehmomentes bei Fahrzeugmotoren.

Die Regelung des Überströmbeginns — und damit die Füllungsregelung des Motors — geschieht von Hand oder durch einen Fliehkraftregler.

Eine besonders interessante Einspritzpumpe ist die *Archaoulff-Pumpe*, welche nicht durch einen Exzenter oder Nocken angetrieben wird, sondern

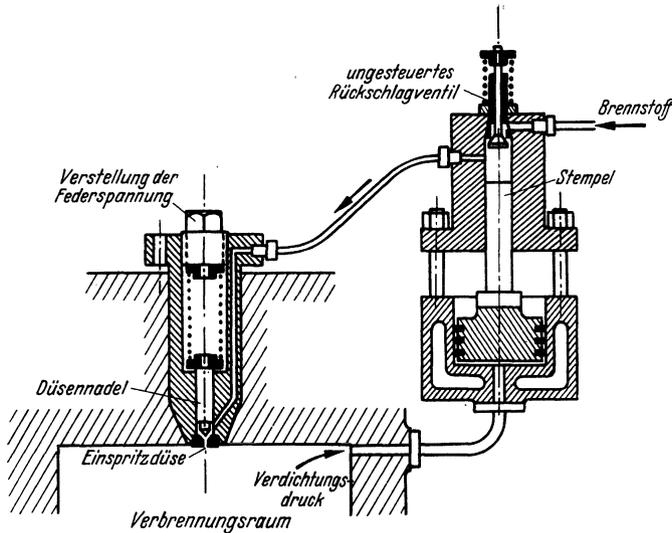


Abb. 184. Archaoulff-Einspritzpumpe.
(Schema.)

durch den Verdichtungsdruck des eigenen Arbeitszylinders (Abb. 184). Bei aufwärtsgehendem Arbeitskolben steigt der Verdichtungsdruck p_c unter dem Kolben (Fläche F cm²) der Archaoulff-Pumpe. Der Pumpenkolben kann sich aber erst in Bewegung setzen, wenn der Druck $p = p_c \cdot \frac{F}{f}$ über dem Pumpenstempel (Fläche f cm²) die Federkraft an der Nadeldüse zu überwinden vermag. Dann erst erfolgt die Einspritzung, deren Verlauf überraschend gut auszufallen pflegt. Die Einstellung des Zündzeitpunktes geschieht einfach durch Einstellung der Federspannung bei der Nadeldüse. Sie muß verändert werden, wenn sich — z. B. beim Anfahren oder bei langsamer Drehzahl — die Höhe des Verdichtungsdruckes ändert.

Diese Archaoulff-Pumpe eignet sich besonders gut zum Umbau älterer Drucklufteinspritzungs-Dieselmotoren für unmittelbare Einspritzung. (Siehe auch Abb. 28, S. 20!)

Zum störungsfreien Arbeiten der eng passenden, dicht eingeschliffenen beweglichen Teile der Pumpen und Düsen sowie zum Vermeiden von Verstopfungen der feinen Düsenlöcher sind wirksame *Brennstofffilter* vorzusehen.

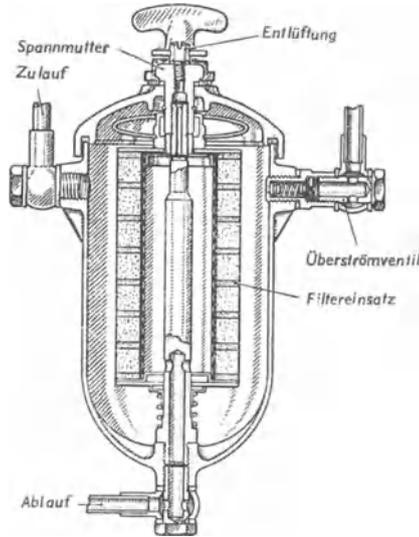


Abb. 185. Brennstoff-Filter (Bosch).

Der Filtereinsatz besteht aus aufeinandergeschichteten verschiedenartigen Filzplatten, oder bei anderen Ausführungen aus gelochten, durch Bänder und Drahtbügel zusammengehaltenen Preßpapierscheiben.

Eine neueste — wiederum durch Prosper L'Orange hoffnungsvoll eingeleitete — Entwicklungsrichtung des Dieselmotorenbaues geht darauf aus, die Brennstoffpumpe ganz zu ersparen und die Einspritzung des — drucklos dem Zylinderdeckel zufließenden — Brennstoffs in die Vorkammer durch die Luftströmungen des Verdichtungshubes zu bewerkstelligen (Abb. 186).

Die Beeinflussung des Zündverlaufes gelingt naturgemäß am besten bei *unmittelbarer* Einspritzung in den Verbrennungsraum, während der Brennstoff bei Vorkammereinspritzung usw. mehr sich selbst überlassen bleibt, und die Verbrennung zu hohen Zündspitzen neigt. Die Höhe des Zünddruckes ist auf jeden Fall weitestgehend vom Einspritzzeitpunkt abhängig. Frühzündung bewirkt scharfe Zündungen, Spätzündung niedrigere Zünddrücke.

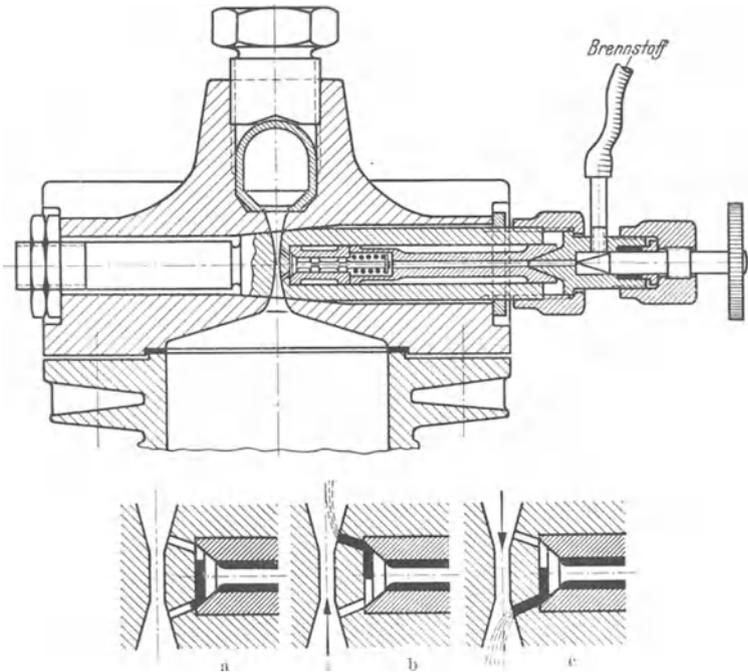


Abb. 186. Zylinderkopf eines pumpenlosen Versuchsmotors von L'Orange
(luftgekühlte 100 ccm-Zweitaktmaschine).

Nach der Entspannung des Arbeitszylinderinhaltes läuft der aus dem rechts angedeuteten Schlauch zufließende Brennstoff durch den einstellbaren Drosselspalt und durch das schwachbelastete Rückschlagventil in den kleinen Zwischenraum, der durch zwei Bohrungen mit dem Schußkanal des Zylinderkopfes in Verbindung steht. (Vergrößertes Teilbild a.) Weitere Einrichtungen zur Regelung und Einspritzung sind nicht vorgesehen. Während der Verdichtung strömt Luft durch den Kanal in die oberhalb angebrachte „Nachkammer“. Infolge des Druckgefälles zwischen Verdichtungsraum und Nachkammer wird zugleich die zur Zündung notwendige Brennstoffmenge aus dem Zwischenraum durch die obere Bohrung in die Nachkammer eingespritzt (Teilbild b). Nach der Zündung schießt der sich ausdehnende Gasinhalt der Nachkammer in umgekehrter Richtung durch den Schußkanal in den Hauptverbrennungsraum, wobei die Einspritzung der Hauptmenge des vorgelagerten Brennstoffs durch das untere Loch infolge des Druckgefälles erfolgt (Teilbild c).

Auch bei den in der Entwicklung begriffenen *Kohlenstaubmotoren* bevorzugt man ein dem Diesel-Verfahren ähnliches Vorgehen der inneren Gemischbildung, weil dieses im Gegensatz zum Otto-Verfahren dem staubförmigen Brennstoff vor der Verbrennung keine Gelegenheit bietet, mit den schmierölenetzten Laufflächen in Berührung zu kommen. Zur Einführung des Staubes hat man das Drucklufteinblaseverfahren und neuerdings das „Beikammer-

verfahren“ angewandt. Das Einschleusen der Staubmenge in die Beikammer geschieht schon vor und bei Beginn der Verdichtung.

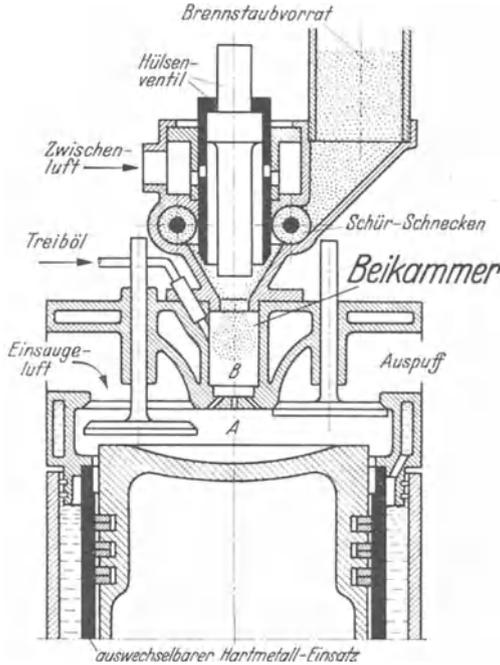


Abb. 187. Schema des RUPA-Motors der Kosmos G.m.b.H., Görlitz.

Dieser, nach dem deutschen Erfinder RUDOLF PAWLKOWSKI genannte Motor läßt sich sowohl als Ölmotor wie auch als Brennstaubmotor betreiben. Bei *Treibölbetrieb* wird der Brennstoff kurz vor dem Verdichtungstotpunkt fein zerstäubt in die „Beikammer“ *B* eingespritzt, und die Vorgänge der Zündung, Gemischbildung und Verbrennung spielen sich wie beim Vorkammer-Dieselmotor ab. Bei *Brennstaubbetrieb* wird schon während des *Einsaugehubes* durch den dabei im Arbeitszylinder auftretenden leichten Unterdruck Kohlepulver oder sonstiger staubförmiger Brennstoff in die *Beikammer* eingesaugt, wo er bis zum Ende des VerdichtungsHubes als Staubwolke schwebend bleibt. Die hohe Endtemperatur (etwa 520°C) der im *Hubraum* und der *Beikammer* gleichzeitig erfolgenden Verdichtung (etwa 33 atü) bringt ohne fremde Zündhilfe einen Teil des Staubes zur Selbstzündung. Der dadurch in der Beikammer entstehende Überdruck treibt den zum Teil brennenden Beikammerinhalt durch die Schußlöcher *A* in den Hauptbrennraum hinüber, wodurch die eigentliche *Gemischbildung und Verbrennung* mit der dort befindlichen Luft erfolgt. Heiße Ascheteilchen, die während der Expansion an den Ölfilm der Laufbüchse gelangen, werden von dort größtenteils infolge spontaner Öldampfbildung zurückgestoßen, so daß der Verschleiß tatsächlich harmloser ausfällt, als erwartet zu werden pflegt. Während des Saugehubes wird das *Hülse-ventil* mechanisch angehoben, das den vorgelagerten Brennstoff in die Beikammer einfließen läßt. Durch Veränderung der Öffnungsdauer und Hubhöhe dieses Hülseventils wird die eintretende Brennstoffmenge geregelt. Beim Abschluß des Ventils setzt sich zuerst die äußere Hülse auf ihren Sitz und gleich darauf das den Mund der Beikammer absperrende scharfkantige Mittelventil. In der kurzen Zwischenzeit wird von oberhalb durch Schlitze der Hülse Außenluft eingesaugt, die den Sitz des Mittelventils vor dem Aufsetzen rein bläst.

9. Regelung.

Kleinere Leistung des Motors wird entweder *durch Aussetzer oder durch kleinere Brennstoffzufuhr je Arbeitshub* verwirklicht. Die erste Art ist etwas roh, und bewirkt hohen Ungleichförmigkeitsgrad bei geringer Last infolge der ausfallenden Arbeitstakte. Sie ist nur bei kleinen Maschinen angewandt worden und heute ganz ungebräuchlich.

Wird je Arbeitshub eine geringere Brennstoffmenge verarbeitet, so fällt selbstverständlich die Arbeit je Hub entsprechend geringer aus, der mittlere Druck p_{mi} wird kleiner. Wünschenswert wäre gleichbleibender Wirkungsgrad auch bei kleiner Last. Der mechanische Wirkungsgrad sinkt jedoch auf jeden Fall infolge der bei jeder Leistungsverkleinerung auftretenden leichtverständlichen Tatsache, daß die mechanischen Verluste durch Kolben- und Lagerreibung usw. bei kleiner Belastung anteilig viel mehr ins Gewicht fallen als bei Vollast.

Die Regelung durch Verkleinerung der Brennstoffzufuhr mit Hilfe einer einfachen *Gemischdrosselklappe* ist schon im Abschnitt: Mischventile und Vergaser besprochen worden. Wegen der mangelnden Zündfähigkeit allzu magerer (armer) und allzu fetter (reicher) Gemische erstrebt man gleiche Gemischzusammensetzung im ganzen Regelbereich. Obwohl das für den thermischen Wirkungsgrad ausschlaggebende Verdichtungsraumverhältnis ϵ durch diese Drosselung keine Änderung erfährt, wird der Wirkungsgrad durch die negative Arbeitsfläche beim Ansaugen (Abb. 188) vermindert.

Soweit es die Zündfähigkeit des Gemisches verträgt, kann man die Brennstoffmenge je Arbeitshub durch Verändern des Gasanteiles allein ändern, ohne die eben erwähnte Einbuße infolge des Unterdruckansaugens in Kauf zu nehmen. Manche Gasmaschinen besitzen ein gesondertes, von der Steuerwelle angetriebenes *Gasventil*, das derartig gesteuert wird, daß es die bei verschiedenen Belastungsstufen größere oder kleinere Gasmenge stets gegen Ende des Saughubes eintreten läßt, so daß also bei kleiner Last ohne

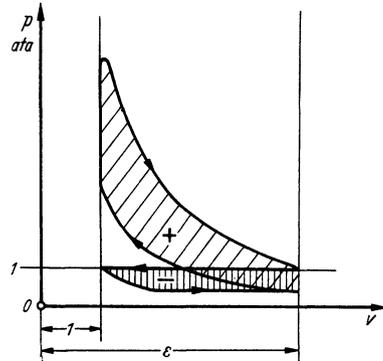


Abb. 188. Arbeitsdiagramm bei gedrosselem Einlaß. Arbeitsverlust durch das Einsaugen mit Unterdruck.

Eintrittsdrosselung zunächst nur Luft und dann Gemisch in den Zylinder eintritt. So wird erreicht, daß sich in der Nähe der Zündstelle stets zündfähiges (nicht zu armes) Gemisch befindet.

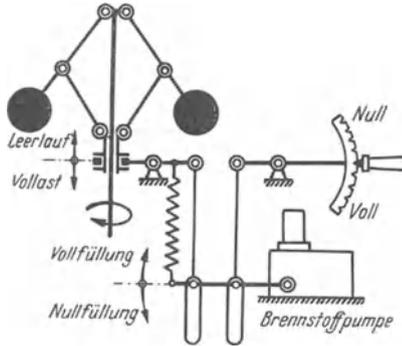


Abb. 189. Vereinigung von Regler- und Handregelung.
(Schema.)

Dieselmotoren regeln ausnahmslos die *Brennstoffmenge*, die je *Arbeitshub* eingespritzt wird. Wie schon im Abschnitt: Einspritzung erwähnt, wird meist nicht der Hub des Brennstoffpumpenstempels, sondern ein Auslaßorgan der Pumpe gesteuert, das im gewünschten Augenblick die wirksame Brennstoffförderung zum Zylinderkopf unterbricht. Beachtenswert sind die Rück-

wirkungen der Brennstoffpumpendrucke bei manchen Ausführungsarten auf das Regelgestänge und den Regler, der unter Umständen

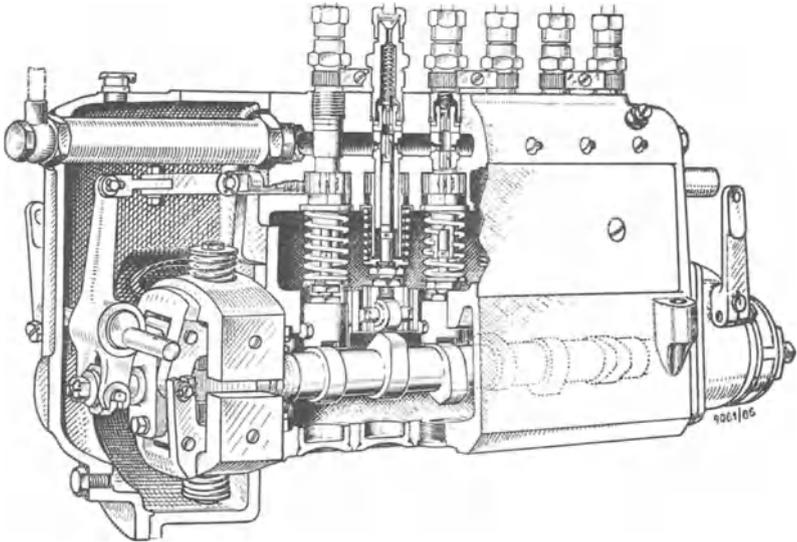


Abb. 190. Bosch-Brennstoffpumpe für 6 Arbeitszylinder mit Fliehkraftregler. Der Regler (Federregler) sitzt unmittelbar auf der Pumpenwelle. Die axiale Bewegung der Reglermuffe wird durch einen Doppelhebel auf die Zahnstange übertragen, die sämtliche Pumpenkolben um ihre Achsen verdreht (vgl. Abb. 182).

dadurch zum „Tanzen“ angeregt wird und dann dementsprechend besonders schwer ausgebildet werden muß.

Das Regeln geschieht entweder von Hand, oder durch selbsttätige Regler, von denen die Fliehkraftregler am bekanntesten und verbreitetsten sind. Eine Vereinigungsmöglichkeit von Hand- und Reglerbetätigung zeigt Abb. 189. Die Einrichtung ist so getroffen, daß jede Regelart unbeeinflusst von der andern (Langloch!) die Füllung *verkleinern* kann, während eine nach Vollfüllung hin ziehende Feder den Kraftschluß besorgt.

Der Motorenbauer muß jede Zwängung, Klümmung und Reibung des Regelgestänges vermeiden. Einfachste, kürzeste Ausbildung, wenige Gelenke, gute und sichere Schmierung, bevorzugte Anwendung von Kugellagern sind hier von Wichtigkeit. Man vermeide bei längeren Abständen dünne, drehfedrige Regelwellen und wähle lieber Zugstangen und ähnliche Maschinenelemente, welche die Eigenschaften: Steifheit und geringes Gewicht vereinigen.

10. Anlassen und Umsteuern.

Der Motor kann erst laufen, wenn sich in seinem Verdichtungsraum zündfähiges Brennstoff-Luftgemisch befindet und entzündet wird. Die Vorgänge: Einsaugen, Verdichten und Zünden (oder Einspritzen) müssen zunächst *mit Hilfe fremder Kraft* durchgeführt werden, ehe der Motor „anspringt“. Kleine Motoren werden von Hand „angeworfen“, „angekurbelt“, oder durch einen elektrischen „Anlassermotor“ in Bewegung gesetzt. Große Motoren werden durch Druckluft aus einem Druckluftbehälter von 15 bis 25 at angefahren. Sie arbeiten dabei ähnlich wie Kolbendampfmaschinen, nur mit Druckluft statt mit Dampf. Als Auslaßventil dient das normale Auspuffventil des Motors, als Drucklufteinlaßventil muß ein besonderes „Anlaßventil“ vorgesehen werden, das nur während der kurzen Anfahrzeit des Motors beim Arbeitshub Druckluft ins Zylinderinnere einläßt (Abb. 178 u. 191).

Da die fremde Anlaßkraft — welcher Art sie auch sei — nicht fähig ist, das Vollastdrehmoment des Motors aufzubringen, kann der Motor *nicht „unter Last“ anspringen*. Die Belastung darf erst zugeschaltet werden, wenn der Motor nach den ersten Zündungen eine gewisse Drehzahl angenommen hat, bei der das Schwungrad eine genügend ausgleichende Wirkung auf die Lücken der Drehkraftlinie ausüben kann. Während also ein Dampffahrzeug (Lokomotive) ohne weiteres mit vollem Drehmoment anfährt, sobald Dampf angestellt wird, muß der Motor — wie man

es von jedem Kraftwagen her weiß — leer anlaufen und erst nachher eingekuppelt werden. Der Motor bedarf also einer Einschlusskupplung für diese Zwecke. (Bei anderen Verwendungsarten ist die Kupplung nicht erforderlich, z. B. bei Generatorenantrieb, wo die Belastung erst durch elektrische Schaltvorgänge eintritt, oder bei Kreiselmotoren und Schiffspropellern, die aus ihrer Natur heraus erst bei steigender Drehzahl Last aufnehmen.)

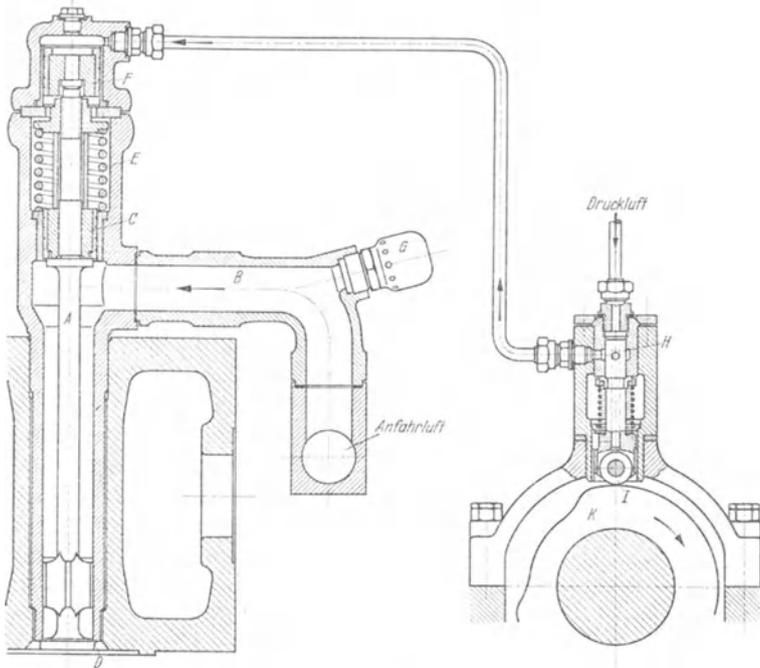


Abb. 191. Anlaßventil (Krupp) mit Druckluft-Fernbetätigung.

Die Zufuhr der Druckluft erfolgt nicht durch den Deckel, sondern unmittelbar in den Ventilkörper. Das Ventil *A* ist durch den (unter der Feder *E* angeordneten) Führungskolben *C* „entlastet“, es kann durch den Druck in der Anlaßluftleitung *B* nicht geöffnet werden. Es kann sich nur öffnen, wenn über dem zuoberst angeordneten Hilfskolben *F* ein Druck herrscht, der den Druck im Verbrennungsraum *D* und die Federkraft überwindet. Der Raum über dem Hilfskolben steht mit einer Druckluftleitung in Verbindung, die taktmäßig abwechselnd mit Druckluft aus dem Anfahrluftbehälter gefüllt und dann wieder nach der Atmosphäre entleert wird. Das Ventil öffnet also *nicht*, wenn im Verbrennungsraum durch Zündungen höhere Drücke auftreten als der Steuerluftdruck. Trotzdem sind noch Bruchplattensicherungen *G* vorgesehen. In der dargestellten Lage verbinden die Bohrungen des Schiebers *H* die nach dem Anlaßventil führende Leitung mit der Atmosphäre. Beim Weiterdrehen der Nockenscheibe *K* gleitet der Schieber *H* abwärts und läßt Druckluft in die zum Anlaßventil führende Leitung treten. Wird die Druckluft ganz abgestellt, so wird der Schieber *H* durch seine Feder nach oben gehalten, und die Rolle *I* bleibt ohne Berührung mit der Nockenscheibe *K*.

Bei dem Druckluftanlaßverfahren sind folgende Punkte bemerkenswert:

1. Die beim Anfahren verbrauchte Druckluft muß vom Motor oder von einer gesonderten Hilfsmaschine wieder beschafft und für später folgenden Bedarf aufgespeichert werden.

2. Erfolgt bei geöffnetem Anlaßventil im Zylinder eine Zündung, so führt dies unter Umständen zur Sprengung der Druckluftleitung.

3. Motoren mit kleiner Zylinderzahl können nicht von jeder beliebigen Kurbelstellung aus mit Druckluft anspringen.

4. Die im Zylinder beim Anfahren arbeitende Druckluft nimmt bei der Entspannung sehr niedrige Temperaturen an, eine Tatsache, die im Hinblick auf die betroffenen Wände in gefährlichem Gegensatz zu den nachfolgenden hohen Zündtemperaturen steht, ganz abgesehen von der Stockung des Schmieröls.

Zu 1. Der angehängte oder fremdangetriebene Anlaßluftverdichter ist eine Begleiterscheinung des Großmotors. Dieselmotoren mittlerer Größe haben mitunter Einrichtungen, um einem oder mehreren Motorzylindern bei jedem Arbeitspiel geringe Gasmengen mit Hilfe von Rückschlagventilen abzuzapfen (Abb. 192).

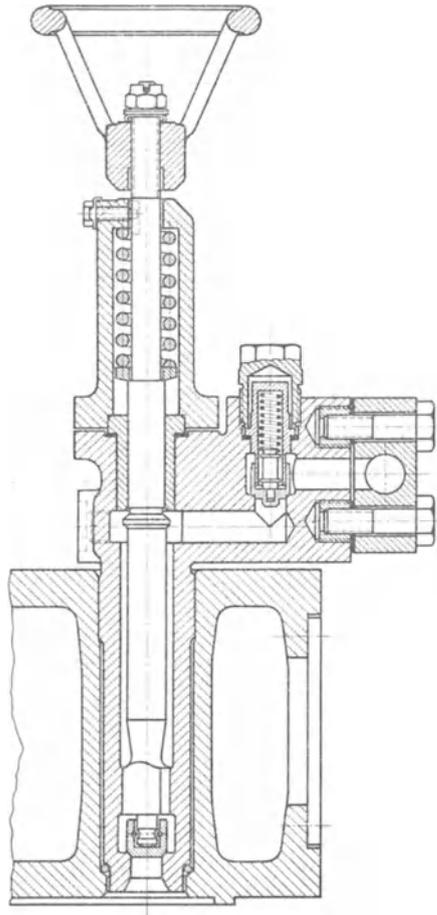


Abb. 192. Anzapfventil im Zylinderdeckel (Krupp).

Bei hochgeschraubtem Ventilkegel wird durch das Rückschlagventil in die Anlaßluftflasche übergepumpt.

Zu 2. Man muß entweder durch zwangsläufige Verbindung der Anlaß- und Brennstoffeinspritz-Steuerung dafür sorgen, daß während des Anlassens kein Brennstoff eingeführt wird,

oder das Anlaßventil so ausbilden, daß es nur bei mäßigen Hubraumdrücken öffnen kann. (Vgl. Abb. 178 und 191!)

Zu 3. Wenn sich die Öffnungszeiten der einzelnen Anlaßventile nicht überdecken, so muß der Motor *mit Hilfe der Drehvorrichtung* vorher *in eine Anlaßstellung*, die auf dem Schwungrad bezeichnet zu sein pflegt, *gedreht* („getörnt“) werden. Die Drehvorrichtung (Klinkenschaltwerk, Elektromotor, kleine Dampf- oder Druckluftmaschine) ist auch für Überholungen und Instandsetzungsarbeiten des Motors notwendig, um die Kurbelwelle in jede gewünschte Stellung drehen zu können.

Zu 4. Bei allzu heftiger Auskühlung der Wände gelingt die Zündung schlecht oder gar nicht. Besonders *kleine* Motoren, bei denen auf 1 Liter Hubrauminhalt viel mehr Wandfläche entfällt als bei Großmotoren, können aus kaltem Zustand schwer anspringen, auch wenn gar keine Druckluftabkühlung, sondern etwa bloß kühles Wetter vorliegt. In solchen Fällen müssen die Wände des Verbrennungsraumes von einer fremden Wärmequelle *angewärmt* werden, oder ein fremdgeheizter (elektrischer) in den Verbrennungsraum hineinragender Glühkörper muß bei Diesel- und Glühkopfmotoren die ersten Zündungen unterstützen.

Anfahrsschwierigkeiten bei Vergasermotoren hängen meist mit der Tatsache zusammen, daß ein großer Teil des Brennstoffdampfes in dem anfangs kalten Einsaugrohr kondensiert, oder daß die Zündung aus irgendeinem Grunde versagt (die Batteriespannung ist in ziemlichem Maße von der Temperatur abhängig!).

Bei Dieselmotoren muß selbstverständlich dafür gesorgt sein, daß gleich nach den ersten Umdrehungen Brennstoff eingespritzt werden kann. Daher ist bei Anfahren nach länger ausgesetztem Betrieb „*Vorpumpen*“ des Brennstoffes von Hand erforderlich, damit die Brennstoffdruckleitungen bis zum Zylinderkopf voll Brennstoff sind.

Bei Zweitaktmaschinen ist das Anlaßventil das einzige Teil in den Zylinderdeckeln, das einen Steuerungsantrieb benötigt. Die Steuerwelle hierfür wird jedoch gespart, wenn man Druckluftfermbetätigung für die einzelnen Anlaßventile anwendet. Die steuernden Schieber oder Ventile können von der Kurbelwelle oder Brennstoffpumpen-Antriebswelle betätigt werden (Abb. 191).

Die Drehrichtung, in welcher der Motor laufen kann, ist durch die eindeutige Reihenfolge der Öffnungszeiten der einzelnen Ventile

festgelegt. Wollte man den Motor rückwärts ankurbeln, so würde höchstens die in der Nähe des Totpunktes vonstatten gehende Zündung oder Einspritzung einigermaßen richtiger erfolgen, die Einlaß-, Auslaß- und Anlaßventile würden jedoch zu verkehrten Zeiten arbeiten, und daher ein Beibehalten dieser Drehrichtung unmöglich machen.

Zum Umsteuern muß also eine andere Nockenfolge erzielt werden. Dies wird erreicht durch Anbringung eines zweiten Satzes von Nocken auf der Steuerwelle, deren ganze Anordnung spiegelgleich zu dem Vorwärtsnockensatz ist (Abb. 193). Gewöhnlich wird durch axiales Verschieben der Steuerwelle der jeweils gewünschte Nockensatz zum Eingriff mit den Rollen oder Stößeln gebracht. Diese Verschiebung muß bei abgestelltem Brennstoff und abgestellter Anlaßluft erfolgen, und es muß eine Vorrichtung vorgesehen sein, welche

die Rollen oder Stößel während des Verschiebens der Steuerwelle ausreichend weit abhebt und wieder auf die Nocken aufsetzt. Im

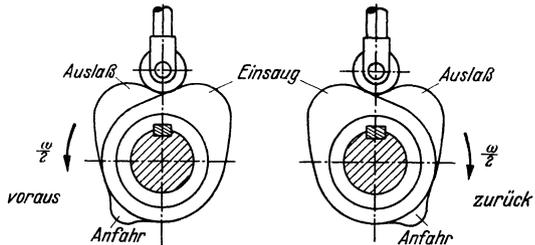


Abb. 193. Vorwärts- und Rückwärtsnockenfolge.

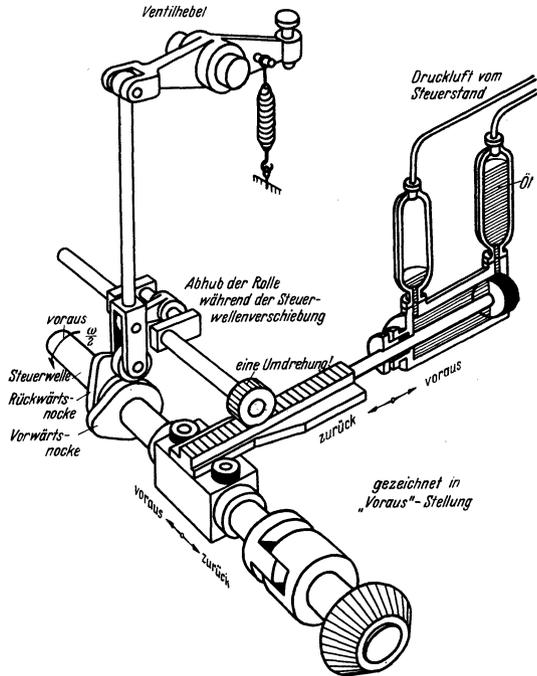


Abb. 194. Schema der Umsteuerung einer Großdieselmachine.

Beim Vorrücken des Hilfskolbens werden zuerst alle Rollen abgehoben, dann erfolgt axiale Verschiebung der ganzen Steuerwelle, schließlich Absenken der Rollen auf den neu untergeschobenen Nocken.

„Steuerkasten“ sind die notwendigen Mechanismen vereinigt und in „narrensicherer“ Weise gegenseitig verkoppelt und verblockt. Bei großen Maschinen geschieht die Steuerwellenverschiebung usw. durch einen Hilfskolben („Servomotor“), der mit Druckluft oder Drucköl vom Steuerstand aus fernbetätigt wird (Abb. 194).

Zweitaktmaschinen, welche Einlassen und Auspuffen durch Schlitze in der Nähe des unteren Totpunktes erledigen, können — allenfalls mit geringer Zündpunktverstellung — ohne weiteres

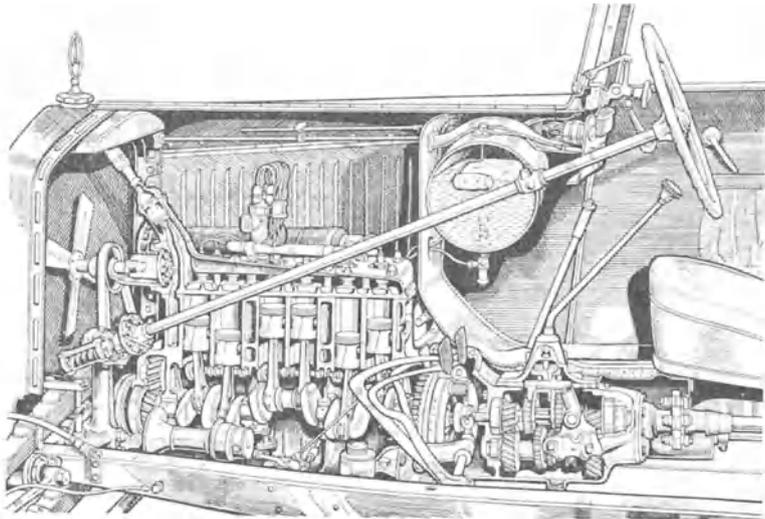


Abb. 195. Motor und Getriebe eines Mercedes-Benz-Personenkraftwagens.

vorwärts oder rückwärts laufen. Es kommt nur auf die Richtung des Anwerfens an, wie der Motor läuft. Große Zweitaktmotoren haben also nur für die Anlaßventile doppelte Nocken nötig. Die Brennstoffpumpen haben entweder Einzelnocken mit spiegelgleichem An- und Ablauf und eine beim Umsteuern zu betätigende Einspritzpunktverstellung, oder Doppelnocken mit Axialverschiebung der Pumpenwelle.

Bei kleinen Motoren (für Kraftwagen, Boote usw.) zieht man es vor, auf den Umsteuermechanismus am Motor zu verzichten und die Umsteuermöglichkeit in die Kupplung („Wendekupplung“), das Untersetzungsgetriebe („Wendegetriebe, Rückwärtsgang“) oder die Schiffsschraube („Wendepropeller“) zu verlegen.

V. Anhang.

1. Brennstoffe.

Unsere Brennstoffe liefert die Erde entweder in Form von Pflanzenwachstum oder von Bodenschätzen.

Die Form, in der die Brennstoffe dem Motor dargeboten werden müssen, ist:

1. *Gas*, das von schädlichen Beimengungen frei sein soll, in erster Linie von scharfem Staub (Kolbenverschleiß), Teer (Verkleben der Ventile und Kolbenringe), Wasser (Heizwertverlust) und Säuren (Verrottung). Das Gas soll so kalt wie möglich in den Motor gelangen, damit eine befriedigende Literleistung erzielt werden kann (Liefergrad η_L !). Das Gas wird dem Verbraucher entweder in Druckflaschen geliefert, aus denen er es seinem Motor über ein selbsttätiges Druckminderventil zuleitet („Druckgas“), oder das Gas wird unmittelbar vor dem Motor in Gaserzeugern erzeugt („Sauggas“).

2. *Leichtflüchtige Flüssigkeit*, von geringem Wassergehalt, die in „Vergasern“ ohne Rückstände bei mäßigen Unterdrücken und normaler Temperatur verdampft.

3. *Zum Einspritzen geeignete schwere Flüssigkeit* von geringem Wasser-, Schwefel- oder Aschegehalt, die bei den im Motor üblichen Bedingungen ohne Rückstand (Asphalt u. dgl.) verbrennt. Bei normaler Außenlufttemperatur allzu zähflüssige Öle oder Teere können allenfalls durch geheizte Leitungen gepumpt werden.

4. *Staub* von möglichst feiner Vermahlung und tunlichst geringem Aschegehalt.

Nur in wenigen Ausnahmefällen liefert die Natur den Brennstoff in solchen unmittelbar verwertbaren Formen.

In der Nähe der Erdölquellen auf den Ölfeldern unserer Erde wird *Erdgas* in großen Mengen gewonnen, das unmittelbar als Motorentreibstoff dienen kann. Es besteht fast ausschließlich aus Methan CH_4 , einem Gas von bekanntem hohem Heizwert.

Aus Abwässern und Faulschwamm wird ebenfalls dieses Methan (*Sumpfgas*, *Klärgas*, *Faulgas*) erhalten und zum Betrieb von Motoren benutzt.

Alle übrigen natürlichen Brennstoffe müssen vor ihrer Verwendung in Motoren zunächst aufbereitet werden.

Die Aufbereitung der natürlichen Brennstoffe in die für den Motor brauchbaren Formen geschieht heutzutage nach folgenden Verfahren.

A. *Entgasung.* Durch „trockene Destillation“ (das ist Erhitzung unter Luftabschluß) wird gasreicher natürlicher Brennstoff — in erster Linie Steinkohle — nach Ablauf zahlreicher chemischer Umwandlungen zerlegt in Koks, Teer und gasförmige Bestandteile (Kohlenwasserstoffe, Kohlenoxyd, Wasserstoff u. ä.). Das so erhaltene Rohgas wird gekühlt und von Teer, Naphthalin, Ammoniak, Schwefelwasserstoff und Cyan gereinigt als „*Leuchtgas*“ oder „*Koksofengas*“ seiner Verwendung für Heiz-, Beleuchtungs- oder Krafterzeugungszwecke zugeführt. Seine Zusammensetzung schwankt je nach dem Ausgangsbrennstoff, dem Zweck und Ablauf des Destillationsverfahrens (Temperatur, Reinigung und Mischung). In den Zechenkokereien und größeren Gasanstalten pflegt man die Benzolkohlenwasserstoffe aus dem Gas mittels Waschöl abzusondern und auf den bekannten flüssigen Motorentreibstoff „*Benzol*“ C_6H_6 zu verarbeiten. Nicht selten wird dem Leuchtgas das durch Einwirkung von Wasserdampf auf glühenden Koks entstehende „*Wassergas*“ ($CO + H_2$) beigemischt.

B. *Vergasung.* Gasarme Kohle (Anthrazit) und entgaste Kohle (Koks und Holzkohle) werden in Gaserzeugern („*Generatoren*“) vergast, d. h. bei hohen Temperaturen in Schachtöfen mit großer Schichthöhe unter Luft und Wasserdampfzufuhr in CO und H_2 verwandelt. In dem so entstehenden „*Generatorgas*“ ist als Hauptbestandteil der mit der Luft zugeführte Stickstoff N_2 enthalten (ohne Heizwert!), sowie Beimengungen von Kohlenwasserstoffen und kleinen Anteilen von CO_2 .

Die bei der Verbrennung zu CO entwickelte Wärme hält die nötige Temperatur von 1000 bis $1300^\circ C$ im Generator aufrecht. Ein mit Wasserdampf allein beschickter Generator würde auskühlen. Andererseits würde ein nur mit Luft beschickter Generator zu hohe Temperaturen ergeben.

Aus 1 kg Anthrazit werden etwa $4,8$ m^3 Generatorgas von je 1200 bis 1300 kcal/ m^3 Heizwert H_u erzeugt.

Als Beispiel ist in Abb. 196 eine Sauggasanlage von *Gebr. Körting, Hannover*, dargestellt. Der links gezeichnete *Generator* ist ein allseitig geschlossener, schmiedeeiserner, zylindrischer, mit Schamotte ausgemauerter Schachtofen, auf dessen Rost eine hohe Brennstoffschicht liegt. Die Feuertür ist während des Betriebes geschlossen und wird nur zum Anheizen und Abschlacken geöffnet; der Aschenfall ist mit Wasser gefüllt. Die Brennstoffzuführung erfolgt von oben durch einen Dopperverschluß und einen am Deckel sitzenden Rohrstutzen. Wenn die Maschine läuft, entsteht im Innern der ganzen Anlage, also auch im Generator, Unterdruck („*Sauggas-Anlage*“),

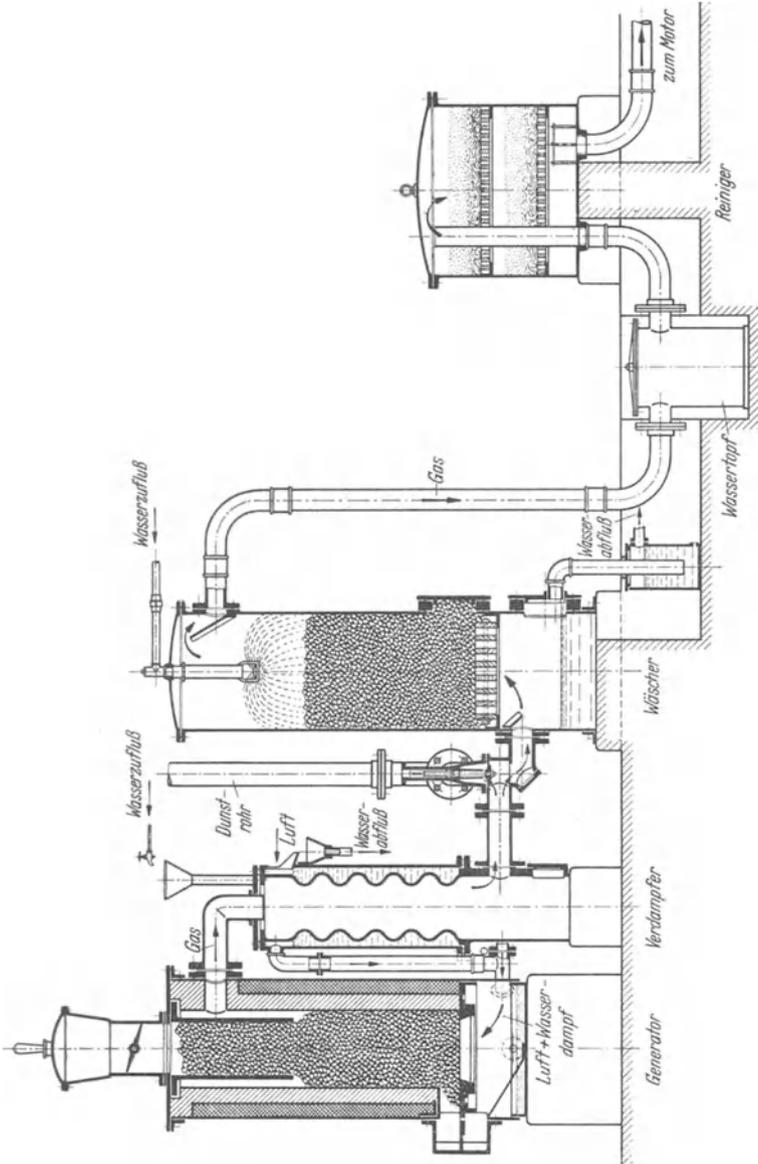


Abb. 196. Kleinere Körtingsche Generator-Gasanlage.

und die Luft aus dem seitlichen Rohr tritt unter den Rost. Das entstehende heiße Gas zieht oben aus dem Generator ab und durchströmt das Heizrohr des *Verdampfers*, der seitlich offen ist. Während des Saugehubes strömt durch diese seitliche Öffnung Luft ein, sättigt sich an der Wasseroberfläche mit Dampf und zieht unter den Rost. Der Wasserspiegel im Verdampfer wird durch Wasserzu- und -überlauf mit Trichterrohr auf gleicher Höhe erhalten. Das Gas strömt weiter durch den *Wäscher (Skrubber)*, der mit Koks gefüllt ist und mit Wasser berieselt wird; dieses fließt unter Einschaltung eines Wasserverschlusses ab, der den Zweck hat, das Einsaugen von Luft zu verhindern. Das vom Gas aufgenommene Wasser wird zunächst im *Wassertopf* abgeschieden, seine letzten Reste, sowie sonstige Verunreinigungen werden in einem *Reiniger* entfernt, der mit *Sägespänen* gefüllt ist. Zum Ingangsetzen der Anlage ist zwischen Verdampfer und Reiniger ein *Wechselventil* mit *Dunstrohr* eingeschaltet. Während des Betriebes legt das Gas den beschriebenen Weg zurück, und die Maschine saugt bei jedem Saugehub die zum nächsten Arbeitshub notwendige Gasmenge selbst an und hält dadurch den Generator in Brand. Will man die Maschine stillsetzen, so wird das Wechselventil umgeschaltet, so daß der zwischen diesem und der Maschine befindliche Teil der Anlage abgeschlossen wird und mit brauchbarem Gas gefüllt bleibt, während durch die Saugewirkung des Dunstrohres ein schwacher Luftstrom durch den Generator zieht und diesen in Brand hält. Soll die Maschine wieder angelassen werden, so drückt oder saugt man mittels eines Ventilators Luft durch den Generator und entläßt das zunächst entstehende Gas so lange durch das Dunstrohr, bis eine dort an einem Hahn zu entzündende Probestoffe ruhig brennt. Nach einer Blasezeit von 5 bis 10 min ist die Temperatur im Innern des Generators wieder so hoch, daß der Betrieb von neuem begonnen werden kann. Das Wechselventil wird so gestellt, daß es die Verbindung des Verdampfers mit dem Wäscher wiederherstellt und das Dunstrohr abschließt; hierauf wird die Maschine angelassen.

In Gaserzeugern können auch *Braunkohle, Torf und pflanzliche Erzeugnisse* — vornehmlich kleingeschnittenes Holz, Abfälle, Stroh, Schalen usw. — vergast werden.

Man sieht seit einigen Jahren sogar Lastwagen, die ihre *Gas-erzeugungsanlage* mit sich führen und den Motor mit selbsterzeugtem Gas betreiben. Der Leistungsabfall des Motors bei der Umstellung von Benzin auf Gas ist gering. Man kann — z. B. bei Holzgas-

betrieb — vorteilhafterweise die Verdichtung erhöhen (1 : 10) ohne mit Selbstzündung oder Klopfneigung rechnen zu müssen. Die Wirtschaftlichkeit im Vergleich mit anderen Brennstoffen richtet sich nach dem Preis, zu dem man den Ausgangsstoff erhält. Im Vorteil sind also solche Betriebe, wo vergasbare Stoffe als Abfall laufend anfallen (Sägewerke usw.). Gegenüber Benzinmotoren ist die Ersparnis unbestritten sehr groß, da etwa 2 bis 2,5 kg Holz 1 Liter Benzin ersetzen.

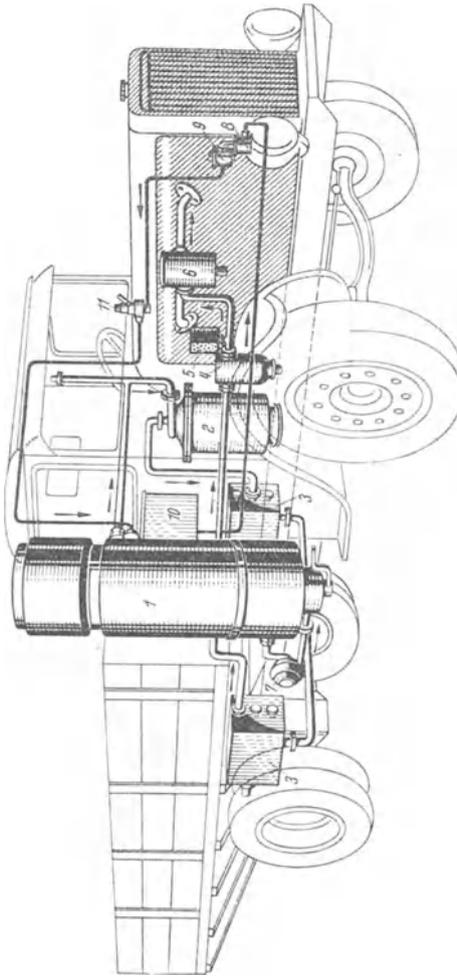


Abb. 197. Lastwagen mit Gaserzeuger (Deutz) zum Betrieb mit Anthrazit oder Schmelzkoks.

Die zum Betrieb des Gaserzeugers (1) notwendige Luft- und Wasserdampfzufuhr erfolgt durch das Gebläse (7). Das von oben austretende Gas wird durch einen Staubabscheider (2) (Fliehkraftreiniger), durch zwei Naßreiniger (3), durch den Entwässerungstopf (4) und den Schlufreiniger (6) zum Motor geführt, wobei es im Mischventil (5) die zur Verbrennung im Motor notwendige Luft aufnimmt. Die vom Motor angetriebene Wasserpumpe (8) fördert aus dem Wasserbehälter (10) eine Wassermenge, die am Regulierventil (9) regelbar und am Schauglas (11) beobachtbar ist, und spritzt diese in die den Schachtöfen umschließende Verdampfungskammer. Bei Holzgasanlagen ist der Aufbau ähnlich. Es fehlen jedoch die Einrichtungen zur Wasserdampfzufuhr (Pumpe, Regulierventil, Dampfmantel usw.), weil der Brennstoff selbst genügend Feuchtigkeit enthält. Das Gas tritt nicht oben aus dem Schachtöfen aus, sondern es wird zur Zersetzung des lästigen Teeres durch die Brennzonen abwärts gesogen und am unteren Ende des Schachtöfens entnommen.

Da in unserem Wirtschaftsraum Holz allerdings als Baustoff und Rohstoff viel zu kostbar ist, um verbrannt zu werden, betreibt man die ortsfesten und fahrbaren Gasgeneratoren heutzutage hauptsächlich mit Anthrazit oder Koks, womit zugleich verschiedene vordringliche Schwierigkeiten der Holzgaserzeugung bezüglich Reinigung des Gases wegfallen (Abb. 197).

Braunkohle, Torf und die genannten pflanzlichen Stoffe enthalten Feuchtigkeit in überreichlicher Menge, weshalb bei solchen nicht nur keine Wasserdampfung nötig ist, sondern sogar eine Trocknungszone vor der eigentlichen Verbrennung im Generator vorgesehen ist. Zur Vergasung verwendbares Holz muß „lufttrocken“ sein, also höchstens 30% Feuchtigkeit enthalten. Bei der Vergasung solcher nichtentgaster Brennstoffe muß besonderer Wert auf die Zersetzung des Teeres, den der Motor nicht verträgt, gelegt werden. Man trifft daher die Anordnung im Schachtofen so, daß die ausschwendenden Teergase durch die heiße Brennzone hindurchgezogen werden. Das entstehende Generatorgas wird auf jeden Fall gekühlt, gereinigt und getrocknet, ehe es dem Motor zugeleitet wird.

Gichtgas (Hochofengas) entsteht als gasförmiges Abfallerzeugnis des Hochofenbetriebes, und zwar auf 1 t Roheisen rd. 4000 m³ Gichtgas, die etwa zur Hälfte in Großgasmaschinen Verwendung finden, nachdem sie gekühlt und von Staub gereinigt worden sind. (1500 bis 2000 m³ werden zur Winderhitzung ausgenutzt.) Der einzig brennbare Bestandteil ist CO (25 bis 30%), während Wasserstoff nur in wenigen Hundertteilen auftritt.

C. Fraktionierte Destillation. Beim Erhitzen von Erdölen oder von Teer (unter Luftabschluß!) sieden und verdampfen zuerst die leichtest flüchtigen Bestandteile, dann die schwerer flüchtigen und so fort. Die einzelnen Dämpfe werden getrennt aufgefangen und durch Abkühlung verflüssigt, und soweit notwendig, von unerwünschten oder schädlichen Beimengungen befreit.

Größere Ausbeute an *leichten* Bestandteilen liefert das „Kracken“, eine Nachbehandlung der schwerer flüchtigen Bestandteile mittels hoher Drücke und Temperaturen unter Luftabschluß.

So destillieren aus *Erdöl* der Reihe nach: *Benzin*, *Petroleum*, *Gasöl*, Schmieröle und Rückstände (Pech, Asphalt, Paraffin, Masut).

Aus *Steinkohlenteer*, dem Nebenerzeugnis der Kokereien, entstehen auf diese Weise: *Leichtöl (Benzol)*, *Mittelöl*, *Schweröl*, *Anthrazenöl*, Pech.

Der *Braunkohlenteer* ist im Gegensatz zum Steinkohlenteer *Haupterzeugnis* und wird aus stark bituminöser (erdpechhaltiger) Braunkohle und Schiefer hergestellt und zu Mineralöl und Paraffin verarbeitet. Seine Fraktionen sind: Solaröl, *Paraffinöl*, Paraffin, Pech.

D. *Durch Gärung und Destillation* pflanzlicher Erzeugnisse (hauptsächlich Kartoffeln und Grünmalz) erhält man *Spiritus* (= „Geist“), das ist mehr oder weniger wasserhaltiger *Alkohol*.

Der hohe Sauerstoffgehalt (vgl. S. 26) in Verbindung mit dem Wassergehalt erklärt den verhältnismäßig niedrigen Heizwert, der beträgt

für reinen Alkohol	6362 kcal/kg	Äthylalkohol	$\begin{array}{c} \text{H} \quad \text{H} \\ \quad \\ \text{H}-\text{C}-\text{C}-\text{OH} \\ \quad \\ \text{H} \quad \text{H} \end{array}$
„ 95 %igen „	6014 kcal/kg	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	
„ 90 % „	5665 kcal/kg		
„ 85 % „	5318 kcal/kg		
„ 80 % „	4970 kcal/kg		

Spiritus kann in Verpuffungsmaschinen ähnlich wie Benzol verbrannt werden; da er jedoch nicht so leichtflüchtig ist, und viel Verdampfungswärme braucht, läßt man die Maschine mit Benzol anlaufen, bis der Vergaser genügend warm geworden ist, und schaltet dann auf Spiritus um. Seiner allgemeinen Verwendung steht der sehr hohe Preis entgegen.

Praktisch so gut wie wasserfreier Spiritus wird in manchen Ländern zur Stärkung der heimischen Landwirtschaft und aus devisaenpolitischen Gründen den üblichen Treibstoffen bis zu 35 % beigemischt. Die Erfahrungen damit sind gut, die Klopfestigkeit des Gemisches wird sogar besser als bei reinem Benzin.

E. *Synthese* (= chemischer Aufbau). Die Hauptverfahren der *Kohleverflüssigung* sind schon ein bis zwei Jahrzehnte alt und nicht nur in Laboratorien, sondern im großen erprobt und in Betrieb genommen. Bei dem bekanntesten, der *Hochdruckhydrierung*, wird der Ausgangsstoff — Steinkohle, Braunkohle oder Teer — in Breiform Hochdrucköfen zugeleitet, in denen er sich unter dem Einfluß von Katalysatoren mit Wasserstoff zu jenen flüssigen Kohlenwasserstoffen verbindet, die wir als Motorentreibstoffe kennen.

In steigendem Maße wird das Verfahren der *Wassergassynthese* auf Braunkohle und Steinkohlenkoks angewandt, und wo man durch örtliche Vorteile begünstigt ist, verfolgt man das gleiche Ziel durch die schon sehr lange bekannte *Schwelung* der Kohle und durch die neueren Verfahren der *Destillation*, *Krackung* und *Extraktion*. Einige dieser Verfahren sind zunächst noch durch das Anfallen großer Mengen von Nebenprodukten belastet, für die Absatzmöglichkeiten

zu schaffen wären. Für alle Verfahren aber gilt das Urteil, daß sie in hohem Maße entwicklungs-, verbesserungs- und ausbaufähig sind.

Ein bekanntes Nebenerzeugnis der synthetischen Benzingerinnung ist das „*Flüssiggas*“, dessen Hauptbestandteile Propan und Butan bei 15° C und 8 at flüssig werden. Das Flüssiggas wird in Niederdruck-Speicherflaschen (8 bis 12 at) im flüssigen Zustand angeliefert und nach Entspannung durch ein Druckminderventil in gasförmigem Zustand zum Motor geleitet.

Solche hauptsächlich aus Propan und Butan (vgl. S. 27) bestehenden Flüssiggase werden auch aus den Erdgasen der Erdölgebiete, sowie bei der Verarbeitung des Rohöls, und außerdem gelegentlich der Wasserstoff- und Stickstoffherzeugung aus tiefgekühltem Generatorgas gewonnen.

(BV- u. Leuna-Treibgas, Deurag-Propan, Ruhrgasol).

F. Vermahlung in Staubform. Die unmittelbare Verwendung staubförmig gemahlener Kohle im Kohlenstaubmotor schreitet fort. Eines der Haupthindernisse, der hohe Verschleiß der Laufbüchsen und Kolbenringe durch den kaum vermeidbaren Anteil von *Asche* in der Kohle, ist durch planmäßiges Aufsuchen geeigneter verschleißfester Werkstoffe in den letzten Jahren beseitigt worden (vgl. auch S. 174).

Auch pflanzliche Erzeugnisse kann der Motor in gemahlener Form verarbeiten. RUDOLF PAWLKOWSKI, der deutsche Vorkämpfer des *Kohlenstaubmotors*, zählt die in seinem „Rupa“-Motor verwendbaren staubförmigen Brennstoffe auf: „Stein-, Braun-, Holz- oder Torfkohle oder Koks dieser Sorten, ferner alle brennbaren Pflanzenmehle aus Holzabfällen, Sägemehl, Laub, Heu, Nadeln, Kartoffelschalen und Kräutig, Stengeln von Mais, Getreide, Sojabohnen, Fruchtschalen, Baumwollkapseln, Rückständen der Ölgewinnung aus Erdnuß-, Palmkernen, Kokosnüssen, Oliven, Soja, Raps, Leinsaat u. a. m.“

Zweifellos ist die flüssige Form des Brennstoffes die bequemste und natürlichste, insbesondere für den Fahrzeugmotor. Flüssigkeit wird mühelos gepumpt, getankt, umgefüllt und gemischt, sie fließt durch Schläuche und Rohre, und paßt sich jedem Behälter an, wo sie drucklos aufbewahrt werden kann.

Leider sind die natürlichen Erdölquellen der Erde in wenigen Jahrzehnten erschöpft. Das ist eine Tatsache, die uns — ganz abgesehen von augenblicklichen wirtschaftlichen oder politischen Gesichtspunkten — zwingen wird, uns ausschließlich auf solche Brennstoffe umzustellen, die aus dem Pflanzenwuchs und der Kohle in irgendeiner für den Motor brauchbaren Form erzeugt werden können.

2. Geschichtlicher Überblick.

Der eigentliche Aufschwung des Motorenbaues kam mit der *Erfindung der Viertakt-Gasmaschine* durch den jungen Kölner Kaufmann **NIKOLAUS OTTO**. Nach jahrzehntelangen Versuchen und eigentümlichen Umwegen wurden die ersten von OTTO unter Mithilfe des Ingenieurs **EUGEN LANGEN** gebauten Viertakt-Gasmaschinen gelegentlich der *Pariser Weltausstellung 1878* der Öffentlichkeit bekanntgemacht. (OTTO und LANGEN gründeten die Motorenfabrik Deutz.)

Durch spätere Patentprozesse, die sich an diese aufsehenerregende Neuerung knüpften, wurden einige bis dahin gänzlich unbeachtete Vorläufer bekannt, von denen OTTO jedoch gar nichts wissen konnte. So hatte der französische Ingenieur **BEAU DE ROCHAS** in einer nur in 300 Abzügen vervielfältigten Handschrift aus dem Jahre 1861 das gesamte Viertaktverfahren genau beschrieben, ohne jedoch eine Ausführung seines Gedankens zu versuchen. Und so hatte der Münchener Hofuhrmacher **CHRISTIAN REITHMANN** — ein unermüdlich bastelnder Erfinder — bereits 1873 eine regelrechte Viertaktmaschine zum Laufen gebracht, ohne daß die Öffentlichkeit damals vom Dasein dieses Motors Kenntnis erhielt. OTTO selbst hatte bereits 1861 das Viertaktverfahren an einem Versuchsmotor erprobt, jedoch wegen damals aufgetretener technischer Schwierigkeiten zunächst zurückgestellt und erst 1877 in seinem „Neuen Otto“ zur Reife gebracht.

Die für die Wirtschaftlichkeit des Motors so wesentliche Bedeutung der *Verdichtung des Gemisches vor der Entzündung* (vgl. S. 6) hatten fast alle Vorläufer des OTTOSchen Viertaktmotors nicht erkannt und nicht zunutze gemacht.

Der französische Mechaniker **LENOIR** hatte 1860 Erfolg mit seiner Gasmaschine, die während der ersten Hälfte des Kolbenhubes Gemisch ansaugte, sodann (ohne Verdichtung!) zündete, und nach

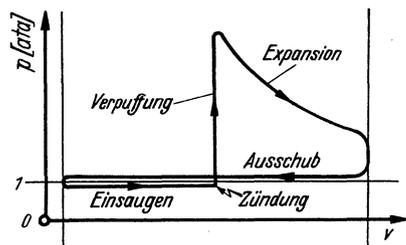


Abb. 198. P-v-Schaubild der Lenoir-Gasmaschine.

Verbrennung und Expansion den Rückwärtshub zum Ausschieben der Abgase benutzte (Abb. 198). Die Lenoir-Maschine war doppeltwirkend (Zweitakt) und benutzte durch Scheibenkurbeln (Exzenter) gesteuerte Ein- und Auslaßschieber sowie elektrische Zündung. LENOIR fußte auf verschiedenen weniger erfolgreichen Vorläufern (1794 STREET, 1801 LEBON, 1842 DRAKE). Ähnliche

Konstruktionen bauten BISCHOP 1871, HUGON und HOCK, wobei sehr beachtenswerte technische Verbesserungen gegenüber der Lenoir-Maschine erzielt wurden. Die Wirkungsgrade η_w waren jedoch nur 2 bis 4%!

Da man die unmittelbare harte Einwirkung der Verpuffungsdrücke auf den Kurbelmechanismus für schädlich hielt, kam man

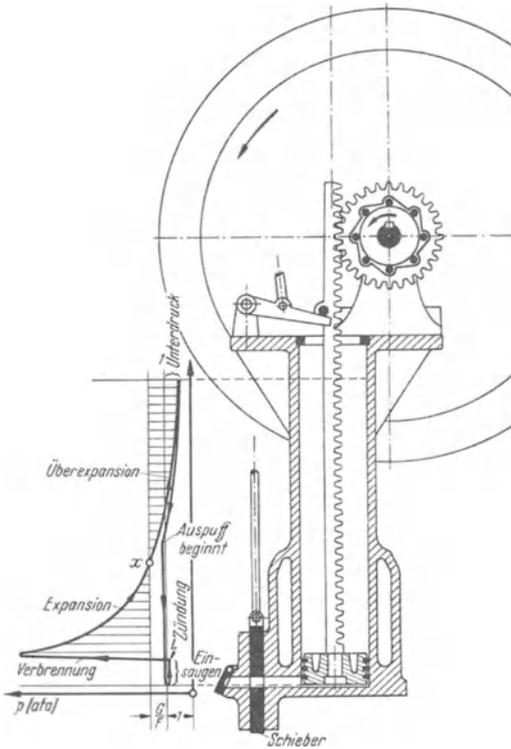


Abb. 199. Atmosphärische Gaskraftmaschine von OTTO und LANGEN. (Schematisch.)

auf eigentümliche Abarten der Kraftübertragung, unter denen die „atmosphärische“ Gaskraftmaschine von OTTO und LANGEN besondere Beachtung verdient, die seit 1867 bis zur Erfindung der Viertaktmaschine den Markt beherrschte.

Der Kolben wirkte nicht starr auf die Maschinenwelle, sondern — ähnlich wie bei den Tretrollern, die man als Kinderspielgerät heute überall sieht — mittels Zahnstange und Freilauf, und zwar derart, daß er beim Aufwärtsgang frei hochfliegt („Flugkolben“), beim Abwärtsgang aber die Schwungradwelle treibt. Ein eigentümlicher Klinkenmechanismus (in Abb. 199 weggelassen)

besorgt in der Nähe des unteren Kolbentotpunktes die Steuerung des Schiebers für Einlaß, Auslaß und Zündung (mit Hilfe einer ständig brennenden Gasflamme), sowie das Ansaugen frischen Gemisches durch Hochheben des Kolbens auf etwa $\frac{1}{12}$ des gesamten Hubes. Das Arbeitsspiel beginnt mit dieser Ansaugstrecke, um die der Kolben mittels Schwungradenergie zunächst gehoben werden muß. Sodann erfolgt — gesteuert durch

den Schlitzschieber — nach Abschluß des Einlasses die Zündung des eingesaugten Gemisches und der Kolben fliegt hoch unter der Einwirkung des Zünddruckes und der nachfolgenden Expansion. Beim Hochfliegen ist der Kolben entkuppelt, er fliegt also mit wachsender Geschwindigkeit hoch

bis zu dem Gleichgewichtspunkte x , an dem der Gasdruck im Zylinderinnern den Atmosphärendruck der oberen Kolbenseite und das Gewicht G des Kolbens zu tragen vermag. Von da an verzögert sich seine Geschwindigkeit, bis die innewohnende Wucht durch Hubarbeit des Kolbengewichtes und Überexpansion der Gase im Zylinderinnern verbraucht ist (vgl. geschraffte Flächen der Abb. 199). Der Kolben ist damit in seinem oberen Totpunkt angelangt und geht unter Abgabe seiner beim Aufwärtsgang gespeicherten Energie bei eingekuppeltem Freilaufgetriebe nach unten, unter dem Einfluß seines Gewichtes und des zunächst auf der Kolbenunterseite infolge der vorhergehenden Überexpansion noch herrschenden Unterdruckes. Der Steuerschieber ist nach der Expansion inzwischen ausgekuppelt und in seine Normalstellung, nämlich Auslaßstellung zurückgekehrt.

Der mit einer Rückschlagklappe versehene Auslaß tritt ohne weiteres in Tätigkeit, sobald der Unterdruck im Zylinderinnern durch den nach unten eilenden Kolben verschwunden ist, und die Abgase treten, vom fallenden Kolben geschoben, aus. Kurz vor unterem Totpunkt

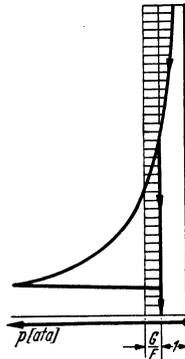


Abb. 200.
Arbeitsleistung
beim Abwärtshub.

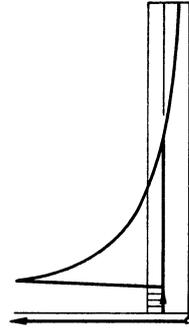


Abb. 201.
Arbeitsverbrauch
zum Ansaugen.

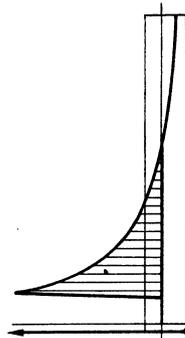


Abb. 202.
Arbeitsfläche
eines
Arbeitsspieles.

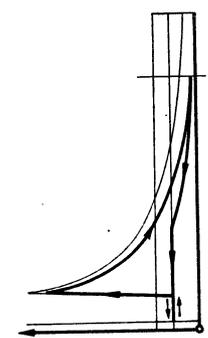


Abb. 203. Verlauf
des Arbeitsspieles
bei Wärmeverlusten
an die Zylinderwand.

kuppelt der erwähnte Klinkenmechanismus den Steuerschieber und den Kolben derart mit der Schwungradwelle, daß der Kolben zum Neuansaugen gehoben und der Schieber dabei nacheinander in Ansaug- und Zündstellung gebracht wird. Die bei einem Abwärtsgang geleistete Arbeit entspricht der schraffierten Fläche in Abb. 200. Beim Aufwärtshub wird wiederum die in Abb. 201 geschraffte kleine Arbeitsfläche zum Anheben des Kolbens beim Ansaugen verbraucht. Der Unterschied beider Flächen, welcher natürlich der in Abb. 202 geschrafften Diagrammfläche genau entspricht, ist positive Arbeitsleistung. (Von tiefer eingehenden Betrachtungen über Reibungsverluste usw. sei hier abgesehen.) Die Kühlung hat den aus Abb. 203 ersichtlichen Einfluß.

Ähnliche „atmosphärische“ Motoren sind schon lange früher vorgeschlagen und teilweise auch gebaut worden, ohne jedoch zu einem Erfolg zu führen. (1678 HAUTEFEUILLE, 1680 HUYGHENS, 1688 PAPIN, 1823 BROWN, 1841 JOHNSTON und 1854 BARSANTI und MATTEUCCI. Die ersten beiden Erfinder wollten zur Verbrennung Schießpulver benutzen.) 1877 noch, kurz vor dem Auftreten des Otto-Viertaktmotors wurde eine verbesserte atmosphärische Flugkolbenmaschine von GILLES in Köln (Maschinenbauanstalt Humboldt) gebaut.

Vorschläge und Ausführungen von Gasmaschinen mit vorverdichteter Ladung — allerdings mit Hilfe von besonderen Verdichtern (Ladepumpen) neben den Arbeitszylindern — stammen von LEBON 1801, WRIGHT 1833, BARNETT 1838, REITHMANN 1852.

Flüssige Brennstoffe verarbeitete zuerst HOCK 1873 in einem nach dem Lenoir-Verfahren arbeitenden Motor, dann DAIMLER 1883 in einem selbstentwickelten *schnelllaufenden* Viertaktmotor (für Kraftwagen), der auch als erster eine *Spülung und Aufladung durch Kurbelkastenpumpe* aufwies. Die Namen weiterer auf diesem Gebiet tätiger Erfinder sind: SPIEL, CAPITAINÉ, PRIESTMAN, BANKI, HASSELWANDER. 1892 bauten HORNSBY & SONS den ersten — allerdings im Viertakt mit gesteuerten Ventilen arbeitenden — *Glühkopfmotor*.

Gleich nach dem Erfolg OTTOS mit der Viertaktmaschine begannen allenthalben die Bemühungen um eine *Zweitaktmaschine mit Gemischverdichtung im Arbeitszylinder* nach dem Vorbild des Viertakters. Von 1884 an kam der BENZsche Zweitaktmotor auf den Markt, eine liegende Gasmaschine mit gesteuerten Spül- und Auspuffventilen. Als Gebläse wurde die kurbelseitige Kolbenseite benutzt. BÉNIER 1894 benutzte Kolbengebläse und vom Arbeits-

kolben gesteuerte Auspuffschlitze, desgleichen KÖRTING 1898, DAY & SONS zum erstenmal Kurbelkastengebläse und *ventillose Schlitzspülung*, das heute bei Kleinmotoren vorherrschende Zweitaktverfahren, das für *flüssige* Brennstoffe zuerst von SÖHNLEIN und von GÜLDNER angewandt wurde. Von OECHELHÄUSER und JUNKERS wurde die erfolgreiche *Gleichstrom-Schlitzspülung mit gegenläufigen Kolben* (vgl. S. 135) entwickelt (seit 1893), nach deren Grundsatz heute Flugzeug-Dieselmotoren höchster Leistung gebaut werden.

Seit 1873 sind auch Patente und Bauarten von Gas- und Ölmotoren aufgetaucht, bei denen *während* der Verbrennung der gas- oder nebelförmige Brennstoff eingeblasen wurde (BRAYTON, SIMON, CAPITAINE, BRÜNNLER), ein Verfahren also, das wir als ein Hauptmerkmal der Dieselmotoren kennen (S. 21).

RUDOLF DIESEL, als Sohn deutscher Eltern 1858 in Paris geboren, hatte schon als Student in München den Plan zu seinem erfolgsgekrönten Lebenswerk, der heute noch unbestritten besten Wärmekraftmaschine. In seiner 1893 erschienenen Schrift: „Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors zum Ersatz der Dampfmaschine und der heute bekannten Wärmemotoren“ stellt er die Verwirklichung des CARNOTSchen Idealprozesses (vgl. S. 6) als Ziel hin. Es ist interessant, daß er dabei an einen Kohlenstaubmotor dachte. Mit den Firmen Friedr. Krupp in Essen und der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (MAN) wurde in jahrelanger zäher Entwicklungsarbeit jenes wohl kaum überbietbare Verfahren (S. 21) herausgeschält und zur Reife gebracht (1897), das heute im Begriffe ist, alle Anwendungsgebiete vom größten ortsfesten Motor bis zum Flugmotor zu erobern.

Der unpraktische CARNOT-Prozeß, mit seinen unerhörten Drücken, seinem kaum verwirklichbaren Verbrennungsverlauf und seinem geringen mittleren Druck p_{mi} , mußte dabei dem natürlicheren Gleichdruck-Idealprozeß (s. S. 11) weichen.

Die hohe Verdichtung der Verbrennungsluft ermöglichte nicht nur einen bis dahin unbekannt guten thermischen Wirkungsgrad η_t , sondern auch die Annehmlichkeit der Selbstzündung des eingespritzten Brennstoffes. Das Einspritzverfahren erlaubte die Verwendung wohlfeilerer, schwerflüchtiger Brennstoffe.

DIESEL starb 1913 während einer Seefahrt nach England. Seine weitgespannten Absichten — unmittelbare Einspritzung ohne Druckluft, Kohlenstaubmotor — sind inzwischen Wirklichkeit geworden. Eine Aufzählung der fast unzähligen Bauarten von

Motoren und Namen von Ingenieuren und Firmen, die inzwischen zum Ausbau und der beispiellosen Entwicklung des Motorenbaues beitrugen, ist im Rahmen einer solchen Übersicht nicht möglich.

Unter ihnen verdienen die deutschen Erfinder, RUDOLF PAWLKOWSKI (Kohlenstaubmotor) und PROSPER L'ORANGE (Vorkammermotor) besondere Herausstellung.

3. Ausblick.

Sämtliche Straßen- und Luftfahrzeuge, über die Hälfte der Schiffe und ein Teil der Eisenbahnen sind zum Motorenantrieb übergegangen. Der Motor dringt in immer steigendem Maße in die Landwirtschaft ein, und in unzählige ortsfeste Kraftanlagen von Groß- und Kleinbetrieben hat der Verbrennungsmotor als Kraft-erzeuger seinen Einzug gehalten. Der Motor ist Verteidigungs- und Angriffswaffe geworden und ein tausendfach unentbehrlicher Bestandteil der Rüstung aller Länder. Die Steigerung der Motorisierung ist zu einem wesentlichen Bestandteil des Arbeitsbeschaffungsprogramms aufbauender Nationen geworden, das erreichte Ausmaß der Motorisierung gilt geradezu als Maßstab der Bedeutung, Stärke und Sicherheit der einzelnen Nationen.

Die *unübertroffene Energiespeicherfähigkeit des Brennstoffes* (rd. $1\frac{1}{2}$ Millionen mkg Nutzarbeit aus 1 kg Benzin oder Gasöl!), die *sofortige Betriebsbereitschaft*, die *Ortsbeweglichkeit* und der *annehmliche, billige Betrieb* des Motors sichern dem Verbrennungsmotor eine unbestreitbare Ausnahmestellung unter den Kraftmaschinen, der gegenüber alle in diesem Buch aufgezählten, und durch technische Mittel nach Möglichkeit verminderten Mängel der Wärme-kraftmaschine einerseits und der Kolbenmaschine andererseits völlig zurücktreten.

Die nächste Zukunft muß zunächst der Arbeit gewidmet sein, den Motor vom Bezug ausländischer und in wenigen Jahrzehnten überhaupt versiegender Brennstoffe unabhängig zu machen. Der Motor muß Brennstoffe verarbeiten, die aus Kohle und Pflanzenwuchs hergestellt werden, aus Quellen also, die zunächst als unerschöpflich gelten dürfen, denn die Kohle reicht Jahrtausende. Während die ganzen Erdölvorräte der Welt nur auf 3,5 Milliarden Tonnen geschätzt werden, verfügen wir allein in Deutschland über 70 Milliarden Tonnen Braunkohlen und etwa 170 Milliarden Tonnen Steinkohle.

Diese Arbeit, die Kohle für den Motor und den Motor für die Kohle verwendbar zu machen, muß und wird gelöst und in abseh-

barer Zeit getan sein. Wir haben seit der Wiederbesinnung Deutschlands unter seinem Führer das schlagartige, stets rechtzeitig durchgeführte Funktionieren schwierigerer Aufgaben mit eigenen Augen gesehen und brauchen daher nicht an dem Gelingen einer in ihren Grundzügen geklärten und im großen über ein Jahrzehnt erprobten technischen Arbeit zu zweifeln.

Die großen, an verschiedenen Orten des Großdeutschen Reiches entstehenden Hydrierwerke sind Eckpfeiler dieser von kraftvollstem Willen vorangetragenen Entwicklung.

Vielleicht wird mit der Schaffung heute noch nicht verfügbarer hochwärmefester neuartiger Werkstoffe und mit der fortschreitenden Verbesserung der Turboverdichter in absehbarer Zeit der Weg für die Brennkraftturbine frei werden und man wird dann eine Auseinandersetzung zwischen Brennkraft-Kolben- und Kreiselmachine um die einzelnen Anwendungsgebiete miterleben.

Weitere Zukunftsgedanken können natürlich nur in heute noch nicht greifbaren Utopien auslaufen. Immerhin kann gesagt werden, daß auch das Motoren- oder Verbrennungszeitalter einmal vorübergehen wird. Es muß ja spätestens zu Ende sein, ehe schließlich auch die Kohlenschätze der Erde zur Neige gehen.

Die rasch fortschreitende Technik selber wird den Motor vor Ablauf dieser langen Zeit mehrfach noch umwandeln und ihm schließlich den Tod bereiten.

Sei es, daß es gelingt, einen besseren Energieträger oder -speicher als Brennstoff zu finden, womöglich einen, der sich ohne den schlechten Wirkungsgrad der Wärmekraftmaschine in mechanische oder elektrische Energie wandeln läßt, also irgendeinen chemischen Stromerzeuger oder Hochleistungsakkumulator, oder sei es, daß man den ortsbeweglichen Energiespeicher einmal ganz wird entbehren können, indem man Energie drahtlos übertragen kann.

So lange aber wird der Motor sicherlich den Verkehr und die Kriegsführung als seine Domäne beherrschen, und wir werden uns gegen den unleugbaren Vorwurf des *Kohleraubbaues* nur verteidigen können mit dem Hinweis auf unsere *Notzeit*, der jedes Mittel der Selbsterhaltung recht sein muß, und auf das *Kindheitsalter unserer heutigen Technik*, der die Ideallösungen der Zukunft noch nicht zu Gebote stehen.

Stichwortverzeichnis.

- Abgase 57, 59, 63, 66, 68, 100.
Abgaskessel 64, 67.
Abgasturbine 55, 105.
Abnutzung 14, 44, 99, 100, 106, 174.
Abreißzündung 125, 146.
Abwärme 58, 64.
Adiabate 4, 5.
Alkohol 21, 26, 62, 189.
Anfahren 24, 34, 86, 145, 167, 171, 177.
Anker 69, 109.
Anlasser 177.
Anlaßventil 43, 166, 177.
Anzapfventil 179.
Arbeitsverfahren 14, 19, 174.
ARCHAULOFF-Pumpe 171.
Äthan 2, 27.
Äthylen 2, 27.
Atmosphärische Gasmaschine 192.
Aufladen 55, 138, 142.
Auspuffschlitze 15, 55, 136.
Aussetzer-Regelung 175.
Azetylen 2, 27.
- Batterie 147, 180.
Baustoffe 56, 104, 105.
Beanspruchungen 63, 68, 87, 105, 109, 118.
Beikammer 174.
BENZ 194.
Benzin 2, 21, 26, 188.
Benzineinspritzung 145.
Benzol 2, 21, 26, 62, 184, 188.
Bleibenzin 62.
BOSCH-Pumpe 168, 176.
Boxermotor 49, 51.
Braunkohlenschwelgas 2, 28, 188.
Brennstaubmotor 174, 190.
Brennstoffdüse 23, 152, 164.
Brennstoffe 1, 2, 22, 25, 52, 61, 62, 100, 183, 196.
- Brennstoffpumpe 115, 118, 167, 176.
Brennstoffverbrauch 39, 40, 41.
BÜCHT-Gebläse 55.
Bulldog-Motor 24.
Butan 2, 27, 190.
- CARNOT-Prozeß 6, 195.
C.F.R.-Motor 61.
CLAUSIUS-RANKINE-Prozeß 7.
- DAIMLER 194.
Dämpfer 87, 96.
Destillation 189.
Dichtung 96, 110, 133.
DIESEL 195.
Dieselmotor 21, 40, 44, 52, 62, 151, 165, 176, 195.
Dieselöl 22, 34.
Dissoziation 59.
Doppeltwirkend 17, 32, 34, 38, 44, 46, 102, 123, 139.
Drehkraft 81, 86.
Drehmoment 69, 72, 81, 86, 105, 171.
Drehschieber 132, 139.
Drehschwingungen 86.
Drehsinn 180.
Drehvorrichtung 180.
Drehzahl 46, 72, 95, 102, 104.
Dreistrom-Spülung 18.
Drosselklappe 140, 141, 144, 175.
Drosselwirkung 14, 29, 40, 46, 52, 118, 126, 132, 175.
Drosselzapfendüse 164.
Druckluft-Anlaßverfahren 177.
Düsen 142, 151, 153, 164.
- Effektive Leistung 30, 32, 58.
Eigenschwingung 87, 89, 91, 95.
Einblaseluft 23, 64, 66, 151.

Einheitsgewicht 25, 27, 28.
 Einspritzdüse 23, 151, 152, 164.
 Einspritzung 62, 145, 151, 164.
 Eisenpentacarbonyl 62.
 Entgasung 184.
 Entropie 5.
 Entwicklung 191.
 Erdgas 2, 28, 183.
 Erdöl 1, 188, 190, 196.
 Erregerkräfte 87, 95.
 Expansion 9, 12, 15, 166.
 Explosionsmotor 19.

 Faulgas 183.
 Feuerringe 102.
 Filter 152, 172.
 Fliehkraftpendel 95.
 Flugkolbenmaschine 192.
 Flugmotoren 47, 48, 49, 55, 62, 96.
 Flüssiggas 2, 190.
 Fördercharakteristik 170.
 Förderverzug 163.
 Fraktionierte Destillation 188.
 Fremdzündung 19, 60, 146
 Frequenz 87.
 Frühzündung 64, 150, 172.

 Gaserzeuger 184.
 Gasförmige Brennstoffe 2, 26, 28,
 183.
 Gasgeschwindigkeit 48, 126, 132, 133.
 Gasmotor 19, 36, 38, 40, 41, 50, 125,
 140, 175.
 Gasöl 2, 26, 188.
 Gasturbine 103, 197.
 Gebaute Kurbelwellen 108.
 Gebläse 18, 20, 34, 47, 53, 54, 55.
 Gegengewichte 74, 78.
 Gegenkolbenmotor 46, 47, 49, 76,
 135, 138, 195.
 Gelenkrohre 57.
 Gemischbildung 19, 28, 52, 135, 140,
 146, 164, 174.
 Gemischheizwert 29, 50.
 Gemischverlust 41, 45, 52, 136.
 Generatorgas 2, 21, 28, 184.
 Geschichte 191.
 Getriebe 182.

Gewicht 50, 73.
 Gewinde 112, 117.
 Gichtgas 2, 21, 28, 36, 187.
 Gleichdruckmotor 22.
 Gleichdruckprozeß 11, 13, 22.
 Gleichraumprozeß 7, 11, 13, 19.
 Gleichstromspülung 134, 138.
 Gleitbahndruck 68, 71, 72, 73, 107.
 Glühkerze 23, 51, 167, 180.
 Glühkopfmotor 23, 40, 44, 121, 164,
 180, 194.
 Großmotor 20, 34, 38, 46, 50, 57, 64,
 73, 107, 122, 124, 177, 179, 182.
 Gußteile 112, 117.
 Gütegrad 12, 44, 57.

 Harmonische Erregende 87.
 Hauptabmessungen 32.
 Haupterregende 87.
 Heizwert 2, 29, 52, 184, 189.
 Heptan 61.
 HESSELMANN-Ventil 164.
 HIRTH-Verzahnung 108.
 H-Motor 49.
 Hochofengas 2, 21, 28, 36, 187.
 Höchstdruck 7, 8, 45, 64.
 Holzgas 2, 21, 28, 43, 186.
 Hublänge 30, 31, 33, 48.
 Hubverhältnis 33, 44.
 HUMPHREY-Pumpe 102.
 Hydrierung 189.

 Idealprozesse 5, 68, 104.
 Indizierte Arbeit 31.
 Iso-Oktan 61.
 Isothermische Verdichtung 8, 9, 68.

 JUNKERS 195.

 Kalorie 2.
 Kaltanfahren 23, 24, 143, 145, 167,
 180, 189.
 Kerbwirkung 106, 111.
 Kippmoment 69, 72, 77, 84, 86.
 Klärgas 2, 28, 183.
 Kleinmotor 18, 32, 39, 40, 44, 46,
 48, 50, 52, 54, 57, 62, 69, 80, 107,
 108, 132, 166, 180, 182.
 Klopfen 21, 60, 187, 189.

- Kohle 1, 2, 26, 174, 183, 196.
 Kohlenoxyd 2, 27, 29, 59, 184.
 Kohlenstaubmotor 101, 173, 190.
 Kohlenwasserstoffe 2, 26, 27, 61, 62,
 184, 189.
 Kohleverflüssigung 189.
 Koksofengas 2, 21, 28, 184.
 Kolbengeschwindigkeit 33, 44, 48,
 127, 132.
 Kolbenkühlung 20, 46, 57, 73, 121.
 Kolbenreibung 9, 30, 44, 100, 175.
 Kolbenringe 98, 106, 116, 121.
 Kolbenstange 32, 102, 110, 114, 123.
 Kompression 5, 10, 12, 15, 16, 21,
 24, 25, 31, 34, 36, 43, 61, 63, 68,
 96, 104, 166, 186, 191, 195.
 Kompressor 23, 44, 54, 152, 179.
 Korrekturdüsen 144.
 Kracken 188.
 Kraftzerlegung 68, 81.
 Kreuzkopf 18, 34, 101, 114.
 Kritische Drehzahlen 36, 86, 94.
 Kühlung 21, 52, 56, 73, 103, 104,
 123, 146.
 Kühlwasser 14, 59, 67, 73, 124.
 Kupplung 178.
 Kurbelfolge 77, 95.
 Kurbelkastengebläse 18, 24, 52, 194.
 Kurbelwelle 106, 107, 108, 119.
 Kurbelwellenreduktion 93.
 Kurzschluß 41, 45, 136.

 Lagerdrücke 63, 68, 72, 106, 107.
 Längenreduktion 93.
 LANOVA-Luftspeicher 167.
 Laufbüchse 100, 113, 114, 116, 118,
 122.
 Leerlaufdüse 144.
 Leichtmetall 56, 72, 105, 120.
 Leistung 25, 30, 32, 45, 175.
 LENOIR 191.
 Leuchtgas 2, 21, 28, 184.
 Liefergrad 29, 40, 48, 52, 143.
 Literleistung 45, 48, 143.
 L'ORANGE 166, 172, 196.
 Luftbedarf 9, 14, 25, 52.
 Luftinspritzung 23, 44, 151.
 Luftgeschwindigkeit 48, 126, 132,
 133.

 Luftspeicher 166.
 Luftüberschuß 29, 41, 52, 59, 135,
 142.

 Magnetzündung 147, 150.
 Massenausgleich 74.
 Massenkräfte 46, 69, 74, 83.
 Massenreduktion 93.
 Mechanischer Wirkungsgrad 30, 32,
 44, 175.
 Methan 2, 21, 27, 29, 59, 183.
 Mischventil 19, 22, 140.
 Mitteldruckmotor 24.
 Mittlerer Druck 30, 33, 39, 50, 175.
 Musterprozesse 10, 11.

 Nachbrennen 12, 44.
 Nachladeventile 139.
 Nachspritzen 155, 164.
 Nachtropfen 152, 154, 158.
 Nadeldüse 152.
 Nebenerregende 88.
 Nebenpleuel 80, 81.
 Nocken 124, 128, 181.
 Nutzleistung 30, 48, 58.

 OECHELHÄUSER 195.
 Oktanzahl 61.
 Ölabstreifringe 101.
 Ölkühlung 57.
 OTTO und LANGEN 191.
 OTTO-Motor 19, 22, 60, 140, 146, 175,
 191.

 Paßlager 119.
 PAWLKOWSKI 174, 190, 196.
 Posaunenrohre 20, 57, 67.
 Propan 2, 27, 190.
 Prüfmotor 61.
 Pumpenloser Dieselmotor 172.

 Querspülung 20, 24, 134, 136.

 Raschläufer 32, 40, 44, 46, 48, 52,
 63, 72, 120, 132, 166.
 Reaktionsmoment 69, 72, 77, 84, 86.

Reduzierte Länge 93.
 Reduzierte Masse 90, 93.
 Regelung 86, 140, 142, 143, 167, 171, 175.
 Reibung 30, 44, 58, 100, 106, 175, 177.
 Reihomotor 17, 49, 76.
 Resonanz 36, 87, 95.
 Rohölmotor 22, 23.
 Rollenspiel 128.
 Rückwärtsgang 182.
 RuPA-Motor 174, 190.

 SANKEY-Diagramm 58.
 Sauerstoffbedarf 9, 25.
 Sauggas 183, 184.
 Schiebermotoren 132.
 Schiffsmotor 20, 34, 46, 64, 73, 95, 124, 178, 196.
 Schmelzpunkte 56.
 Schmierung 56, 72, 96, 101, 103, 106, 170.
 Schrauben 109, 112, 117.
 Schwelgas 2, 28.
 Schweröl 22, 188.
 Schwimmer 142, 145.
 Schwingungen 36, 55, 57, 60, 86, 152.
 Schwungmoment 85.
 Schwungrad 18, 81, 85, 95, 116.
 SEILIGER-Prozeß 11, 13.
 Selbstzündung 21, 25, 43, 60, 166.
 Senkventil 158.
 Sicherung 116.
 Spätzündung 64, 150, 172.
 Spiritus 2, 26, 58, 189.
 Spülen 16, 30, 45, 52, 56, 121, 128, 133, 142.
 Spülluftgebläse 18, 20, 34, 47, 134.
 Spülschlitze 30, 99, 133.
 Spülverfahren 18, 134.
 Stangenverhältnis 71.
 Starterklappe 145.
 Steinkohlenschwelgas 2, 28.
 Sternmotor 17, 49, 79, 125.
 Steuerwelle 17, 114, 124, 128, 181.
 Stopfbuchse 102.
 Synthetischer Brennstoff 189, 196.

Tandem-Bauart 38.
 Tangentialkraft 81, 86.
 Tauchkolben 69, 98, 101.
 Teeröl 2, 22, 23, 26, 188.
 Temperaturen 56, 59, 60, 66, 68, 103, 121, 124, 132, 146, 150, 166, 179.
 Thermischer Wirkungsgrad 4, 5, 6, 12, 13, 21, 39, 40, 41, 43, 58, 60, 68, 175.
 Tilger 95.
 Toluol 62.
 Trägheitsmoment 84, 85, 89, 94.
 Treibstange 68, 70, 72, 109, 111, 112.

 Überexpansion 9, 193.
 Überströmventil 168, 169.
 Umkehrspülung 134, 139.
 Umsteuern 181.
 Undichtheit 14, 44, 96, 100, 110, 133, 170.
 Ungleichförmigkeit 72, 81, 84, 87, 175.
 Unterbrecher 148, 150.

 Ventile 52, 112, 115, 124, 132, 158, 165, 166, 168, 178, 179.
 Ventillfeder 130, 132.
 Ventilspülmaschine 134, 139.
 Verbrauchszahlen 40.
 Verbrennung 12, 19, 22, 60, 151.
 Verbrennungsgleichungen 26.
 Verbrennungsmotor 22.
 Verbrennungsraum 33, 36, 52, 60, 164, 167.
 Verbrennungszeitalter 1, 196.
 Verdichtung 5, 10, 12, 15, 16, 21, 24, 25, 31, 34, 36, 43, 61, 63, 68, 96, 104, 166, 186, 191, 195.
 Verdichtungstemperatur 10, 43, 166, 174.
 Vergaser 142.
 Vergasermotor 19, 22, 39, 40, 41, 54, 142.
 Vergasung 184.
 Vergleichsprozesse 10, 11, 175.
 Verpuffung 19, 24, 60.
 Verschleiß 14, 44, 99, 100, 106, 174.
 Vielzylindermotoren 17, 49, 76, 81, 119, 145, 156.

- Viertakt 15, 17, 31, 32, 37, 44, 77, 191.
 V-Motor 49, 80, 95.
 Vollständiger Idealprozeß 8.
 Vorkammer 24, 51, 165, 172, 174.
 Vorspannung 109.
 Vorzündung 21, 22, 43.
- Wälzkammer 164.
 Wandtemperaturen 56, 59, 60, 103, 121, 124, 132, 146, 166, 179.
 Wandungswirkung 14, 44, 52, 57, 60, 63, 104, 120.
 Wärmeausdehnung 98, 99, 107, 110, 118, 120, 124.
 Wärme-Bilanz 58.
 Wärmeeinheit 2, 65.
 Wärmespannungen 59, 107, 110, 118.
 Wärmeverbrauch 43.
 Wassergas 2, 28, 184, 189.
 Wasserkolbenmotor 101.
 Wasserstoff 1, 2, 27, 184.
 Wechselmotor 43.
 Wendegetriebe 182.
 Wellenreduktion 93.
 Werkstoffe 56, 62, 104, 105, 121, 197.
 Winkelgeschwindigkeit 71.
 Wirbelkammer 164.
 Wirbelung 14, 21, 29, 44, 52, 57, 61, 62, 121, 135, 146, 164.
- Wirkungsgrad
 η_{th} 6, 12, 13, 43, 58, 68, 175.
 η_t 4, 5, 12, 21, 39, 40, 41, 58, 60, 175.
 η_g 12, 44, 57.
 η_m 30, 32, 44, 175.
 η_w 41, 50, 175, 192.
 Wirtschaftlichkeit 41, 45, 187.
 W-Motor 49, 95.
- Zahnräder 116, 119.
 Zapfendüse 154.
 Zeitquerschnitt 133, 136.
 Zerstäubung 29, 151, 165.
 Zuganker 69, 109.
 Zulässige Beanspruchungen 105.
 Zundern 56.
 Zündfolge 17, 77, 95, 150.
 Zündhilfe 24, 166, 167, 180.
 Zündkerze 22, 24, 61, 146.
 Zündung 19, 21, 23, 60, 146, 166, 172, 180.
 Zündverzug 63, 135.
 Zweitakt 15, 17, 30, 31, 32, 34, 41, 44, 50, 52, 55, 65, 77, 133, 180, 182, 194.
 Zwischenboden 101.
 Zylinderdeckel 17, 22, 23, 24, 42, 97, 122.
 Zylinderzahl 17, 32, 39, 49, 95, 179.

Verlag von Julius Springer in Berlin

Schwingungstechnik. Ein Handbuch für Ingenieure. Von Oberingenieur Dr.-Ing. Ernst Lehr, Darmstadt.

Erster Band: Grundlagen. Die Eigenschwingungen eingliedriger Systeme. Mit 187 Textabbildungen. XXIII, 295 Seiten. 1930.
RM 21.60; gebunden RM 22.95

Zweiter Band: Schwingungen eingliedriger Systeme mit stetiger Energiezufuhr. Mit 243 Textabbildungen. XII, 373 Seiten. 1934.
RM 30.—; gebunden RM 31.50

Dritter Band: Auswuchttechnik und Massenausgleich.
In Vorbereitung

Einführung in die technische Schwingungslehre.

Von Dozent Dr.-Ing. habil. Karl Klotter, Karlsruhe. In drei Bänden. Erster Band: Einfache Schwinger. Mit 208 Abbildungen im Text. VIII, 206 Seiten. 1938. RM 18.—; gebunden 19.80

Der zweite Band, der sich in Vorbereitung befindet, handelt von den Systemen mit mehreren, aber endlichvielen Freiheitsgraden. Der sich später anschließende dritte Band wird dann die Systeme von unendlichvielen Freiheitsgraden, die kontinuierlichen Schwinger, mit ihren besonderen Fragestellungen und Methoden umfassen.

Grundzüge der technischen Schwingungslehre.

Von Professor Dr.-Ing. Otto Föppl, Braunschweig. Zweite, verbesserte und ergänzte Auflage. Mit 140 Abbildungen im Text. VI, 212 Seiten. 1931.
RM 7.42; gebunden RM 8.55

Aufschaukelung und Dämpfung von Schwingungen. Von Professor Dr.-Ing. Otto Föppl, Braunschweig. (Zweiter Band zu Grundzüge der technischen Schwingungslehre.) Mit 72 Abbildungen im Text. VI, 121 Seiten. 1936. RM 6.90

Mechanische Schwingungen. Von Professor J. P. Den Hartog, Cambridge, Mass. Deutsche Bearbeitung von Dr. Gustav Mesmer, Aachen. Mit 274 Abbildungen. XII, 343 Seiten. 1936.
RM 28.—; gebunden RM 29.60

Mechanische Schwingungen und ihre Messung.

Von Oberingenieur Dr.-Ing. J. Geiger, Augsburg. Mit 290 Textabbildungen und 2 Tafeln. XII, 305 Seiten. 1927. Gebunden RM 21.60

Zu beziehen durch jede Buchhandlung

Die Verbrennungskraftmaschine. Herausgegeben von Professor Dr. Hans List VDI, Graz. (Erscheint in 13 in sich abgeschlossenen und einzeln käuflichen Heften.)

Heft 1: **Vorwort und Einführung.** Von Prof. Dr. H. List VDI, Graz. — **Die Betriebsstoffe für Verbrennungskraftmaschinen.** Von Dr. A. von Philippovich, Berlin. — **Die Gaserzeuger.** Von Obering. Dipl.-Ing. K. Schmidt, Köln-Deutz. Mit 57 Textabbildungen. XII, 106 Seiten. 1939. RM 9.60

Heft 2: **Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine.** Von Prof. Dr. H. List VDI, Graz. Mit 121 Textabbildungen. VIII, 123 Seiten. 1939. RM 12.—

Heft 5: **Die Gasmaschine.** Von Dr.-Ing. A. Schnürle, Direktor in der Klöckner-Humboldt-Deutz A.G., Köln-Deutz. Mit 170 Textabbildungen. VIII, 114 Seiten. 1939. RM 12.60

Heft 7: **Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor.** Von Dr.-Ing. A. Pischinger VDI, unter Mitarbeit von Dr.-Ing. O. Cordier VDI, Köln-Deutz. Mit 174 Textabbildungen. VIII, 128 Seiten. 1939. RM 12.60

Heft 10: **Das Triebwerk schnelllaufender Verbrennungskraftmaschinen.** Von Obering. H. Kremser, Klöckner-Humboldt-Deutz-Motoren A.G. Mit 184 Textabbildungen. IX, 136 Seiten. 1939. RM 16.50

Die weiteren Hefte werden behandeln: Heft 3: Wärmeübergang. — Heft 4: Ladungswechsel. — Heft 6: Gemischbildung im Benzinmotor. — Heft 8: Allgemeine Probleme der Gestaltung. — Heft 9: Die Steuerung und Regulierung der Verbrennungskraftmaschine. — Heft 11: Aufbau schnelllaufender Verbrennungskraftmaschinen. — Heft 12: Ortsfeste und Schiffsdieselmotoren. — Heft 13: Betriebszahlen und Wirtschaftlichkeit.

Schnellaufende Verbrennungsmotoren. Von Harry R. Ricardo. Zweite, verbesserte Auflage, übersetzt und bearbeitet von Dr. A. Werner und Dipl.-Ing. P. Friedmann. Mit 347 Textabbildungen. VIII, 447 Seiten. 1932. Gebunden RM 30.—

Die Brennkraftmaschinen. Arbeitsverfahren, Brennstoffe, Detonation, Verbrennung, Wirkungsgrad, Maschinenuntersuchungen. Von D. R. Pye. Übersetzt und bearbeitet von Dr.-Ing. F. Wettstädt. Mit 77 Textabbildungen und 39 Zahlentafeln. VII, 262 Seiten. 1933. Gebunden RM 15.—

Zweitakt-Dieselmotoren kleinerer und mittlerer Leistung. Von Ing. Dr. techn. J. Zeman VDI, Wien. Mit 240 Abbildungen im Text. XI, 245 Seiten. 1935. (Verlag von Julius Springer-Wien.) RM 18.—; gebunden RM 20.—
