

**Bau und Berechnung**  
**der**  
**Verbrennungskraftmaschinen**

**Von**

**Otto Kraemer**

# Bau und Berechnung der Verbrennungskraftmaschinen

Von

**Otto Kraemer**

Professor an der Technischen Hochschule Karlsruhe

Mit 179 Abbildungen



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1937

**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**

**ISBN 978-3-662-36222-8  
DOI 10.1007/978-3-662-37052-0**

**ISBN 978-3-662-37052-0 (eBook)**

## 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.**

# Inhaltsverzeichnis.

<b>I. Die Aufgabe.</b>	Seite
1. Energie aus Brennstoff . . . . .	1
2. Energieverwandlung . . . . .	2
3. Idealprozesse . . . . .	5
<b>II. Die Brennkraftmaschine.</b>	
1. Arbeitsweise der Verbrennungskraftmotoren. Viertakt, Zweitakt	12
2. Gemischbildung. Otto-Motor, Dieselmotor . . . . .	16
3. Luftbedarf, Leistung, mittlerer Druck . . . . .	22
4. Berechnung der Hauptabmessungen . . . . .	29
5. Wirkungsgrad und Brennstoffverbrauch . . . . .	37
6. Literleistung. Leistungserhöhung, Aufladen . . . . .	41
7. Kühlung . . . . .	48
8. Zündung und Verbrennung. Klopfen . . . . .	54
9. Abwärme . . . . .	57
<b>III. Die Kolbenmaschine.</b>	
1. Kräftespiel der Kolbenmaschine. Gaskräfte, Massenkräfte . .	61
2. Massenausgleich . . . . .	66
3. Ungleichförmigkeit des Drehmomentes. Schwungrad . . . .	71
4. Kritische Drehzahlen. . . . .	77
5. Dichtung und Schmierung . . . . .	87
6. Kolbenmaschine oder Turbine? . . . . .	94
<b>IV. Gestaltung und Berechnung.</b>	
1. Werkstoffe, zulässige Beanspruchungen, Lagerdrücke . . . .	95
2. Grundsätze und Regeln für die Gestaltung . . . . .	98
3. Wärmebeanspruchte Bauteile . . . . .	107
4. Ventile und Nocken . . . . .	113
5. Spül- und Auspuffschlitze . . . . .	121
6. Mischventile und Vergaser . . . . .	126
7. Zündeinrichtung . . . . .	133
8. Einspritzung . . . . .	137
9. Regelung . . . . .	151
10. Anlassen und Umsteuern . . . . .	153
<b>V. Anhang.</b>	
1. Brennstoffe . . . . .	158
2. Geschichtliche Übersicht . . . . .	164
3. Ausblick . . . . .	170
<b>Stichwortverzeichnis . . . . .</b>	<b>172</b>

# 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 freiwerdende 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 m<sup>3</sup> Brennstoff

(1 m<sup>3</sup> gemessen bei 15° C und 735 mm Barometerstand).

Wasserstoff H <sub>2</sub> . . .	2360 kcal/m <sup>3</sup>	Gichtgas (Hochofengas)	880 kcal/m <sup>3</sup>
Kohlenoxyd CO . . .	2790 kcal/m <sup>3</sup>	Koksofengas . . .	3700—4200 kcal/m <sup>3</sup>
Methan CH <sub>4</sub> . . . . .	7920 kcal/m <sup>3</sup>	Steinkohlenschwelgas	6360 kcal/m <sup>3</sup>
Äthylen C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> . . . . .	13290 kcal/m <sup>3</sup>	Braunkohlenschwelgas	2400 kcal/m <sup>3</sup>
Azetylen C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> . . . . .	12350 kcal/m <sup>3</sup>	Holzgas . . . . .	1050—1250 kcal/m <sup>3</sup>
Leuchtgas (je nach Zusammen-		Klär gas . . . . .	6000 kcal/m <sup>3</sup>
setzung) . . .	3900—4500 kcal/m <sup>3</sup>	Erdgas . . . . .	6600 kcal/m <sup>3</sup>
Wassergas . . . . .	2350 kcal/m <sup>3</sup>	Generatorgas . . . . .	1250 kcal/m <sup>3</sup>

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 übrigen Teil geht *als Wärme* in den Auspuffgasen, im Kühlwasser usw. weg.

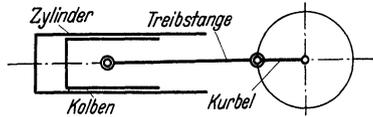


Abb. 1. Heißluftmaschine in Ausgangsstellung.

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).

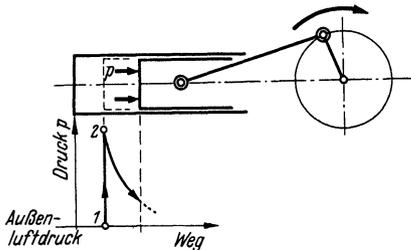


Abb. 2. Druckverlauf bei Ausdehnung des erhitzten Luftinhaltes.

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.

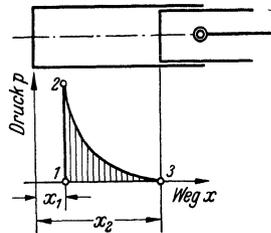


Abb. 3. Ende der Ausdehnung.

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

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 neu Eintretende 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 geschraffte 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  $\eta_t$* “, 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  $15^\circ \text{C}$  auf  $1000^\circ \text{C}$  angenommen. Die zugeführte Wärmemenge  $Q_1 = G \cdot c_v \cdot (1000 - 15)$  kcal, wobei  $G$  das Gewicht und  $c_v$  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:  $T_3 = 1273 \cdot \left(\frac{1}{4,4}\right)^{1,4 - 1} = 833^\circ \text{C}$ , 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):

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

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

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

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

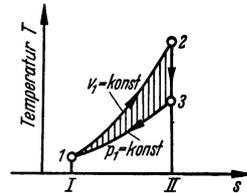


Abb. 4.  $T$ - $s$ -Schaubild des in Abb. 1—3 abgewickelten Vorgangs.

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“  $dQ = T \cdot ds$ .

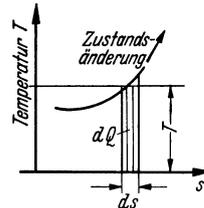


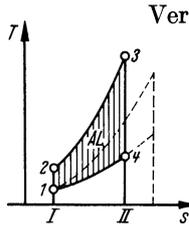
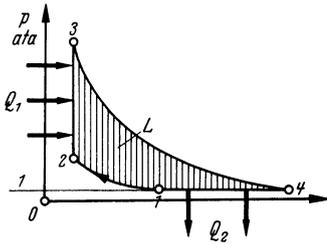
Abb. 5. Darstellung der Wärmezufuhr  $dQ$  im  $T$ - $s$ -Schaubild.

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

### 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):



Verdichtung von I nach 2.

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

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  $\eta_t$  um so besser wird, je höher die Verdichtung von I nach 2 getrieben wird.

Wir haben also durch eine Veränderung des Arbeitsverfahrens eine größere *Leistungsausbeute*  $\eta_t$  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“.

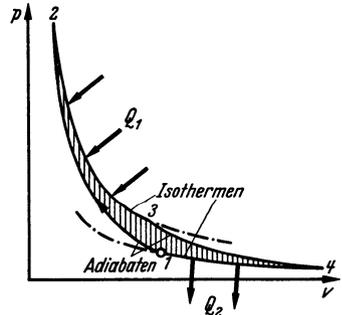
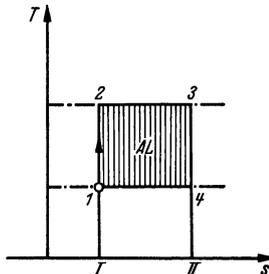
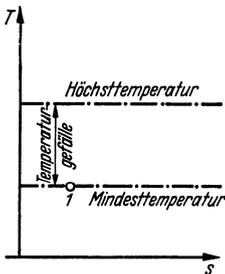


Abb. 7. Günstigster Prozeß zwischen zwei gegebenen Temperaturgrenzen.

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

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

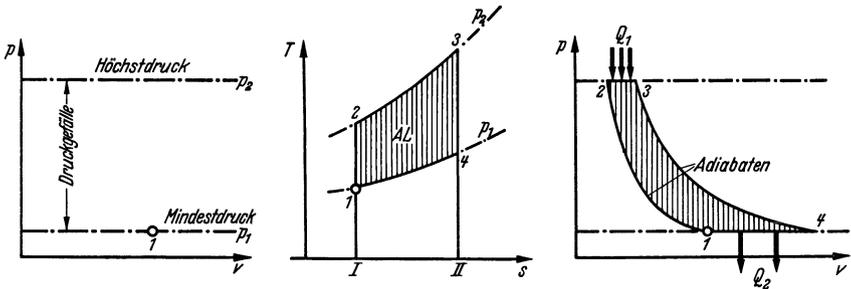


Abb. 8. Günstigster Prozeß zwischen zwei gegebenen Druckgrenzen.

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

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

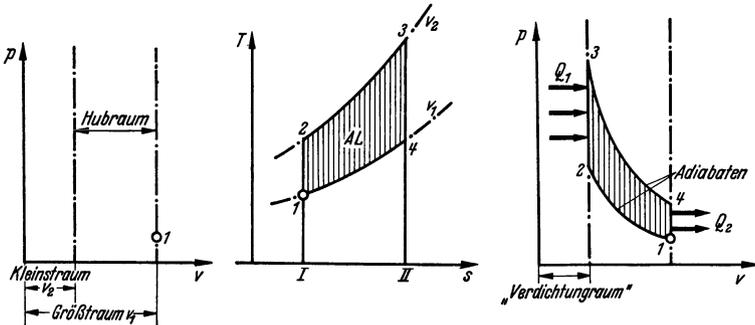


Abb. 9. Günstigster Prozeß zwischen zwei gegebenen Raumgrenzen.

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

Man sieht bei Betrachtung dieser 3 Abbildungen leicht ein, daß der beste Prozeß tatsächlich jeweils durch die Begrenzungen selber und 2 Adiabaten gebildet wird. Jede Änderung an diesem Bild würde das Verhältnis  $\frac{AL}{Q_1} = \eta_t$  kleiner machen.

Bei Kraftmaschinen muß der an zweiter Stelle genannte Clausius-Rankine-Prozeß als der natürliche Idealprozeß erscheinen, denn der Höchstdruck, der für die Konstruktion zulässig ist, und der atmosphärische Druck sind die natürlichen Grenzen, zwischen denen sich der Prozeß abspielen kann. Offenbar wird jene Kraftmaschine die günstigste Leistungsausbeute ergeben, deren Konstruktion ein

möglichst hohes *Druckgefälle* zuläßt, und deren Arbeitsverfahren sich dem *Clausius-Rankine-Prozeß* möglichst annähert.

Die heute üblichen Arbeitsverfahren bei Kolben-Brennkraftmaschinen unterscheiden sich aus verschiedenen Gründen in folgenden hauptsächlichsten Punkten vom *Clausius-Rankine-Prozeß*:

1. Man verzichtet auf *vollständige* Expansion (Abb. 10), 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.

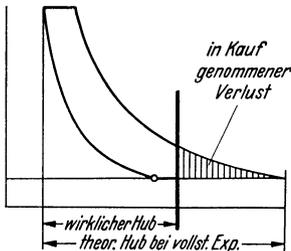


Abb. 10. Verzicht auf vollständige Expansion bei Kolbenmaschinen.

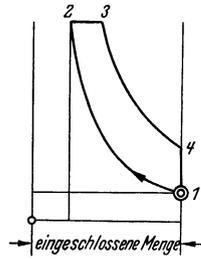


Abb. 11. Möglichst große arbeitende Luftmenge.

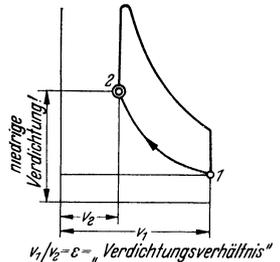


Abb. 12. Beschränkung der Verdichtungshöhe.

2. 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. 11).

3. 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. Man ist also *im Verdichtungsverhältnis beschränkt* (Abb. 12). Bei dem „*Diesel*“-Prozeß, wo reine Frischluft verdichtet wird, besteht diese Beschränkung nicht.

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

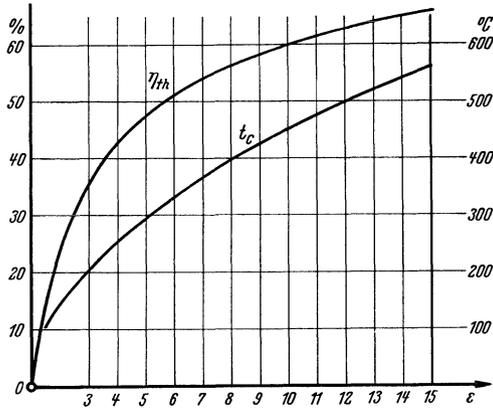


Abb. 13. Abhängigkeit der Verdichtungstemperatur  $t_c$  und des theoretischen, thermischen Wirkungsgrades  $\eta_{th}$  vom Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$ .

(Der  $\eta_{th}$ -Kurve liegt der „Gleichraumprozeß“ zugrunde. Die  $t_c$ -Werte sind ausgehend von einer Anfangstemperatur  $50^\circ \text{C}$  mit einem Exponenten  $\kappa = 1,35$  errechnet worden.)

als Gegebenheiten aufgenommen, also neue Idealprozesse aufgestellt hat, deren thermischer Wirkungsgrad von vornherein kleiner ist, als der bestmögliche des Clausius-Rankine-Prozesses.

Man benutzt folgende Vergleichsprozesse:

Gleichdruckprozeß

(Abb. 14, S. 10.)

Gleichraumprozeß

(Abb. 15, S. 10.)

Seiliger-Prozeß

(Abb. 16, S. 10.)

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 Wärmezu- 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  $Q_2$ .

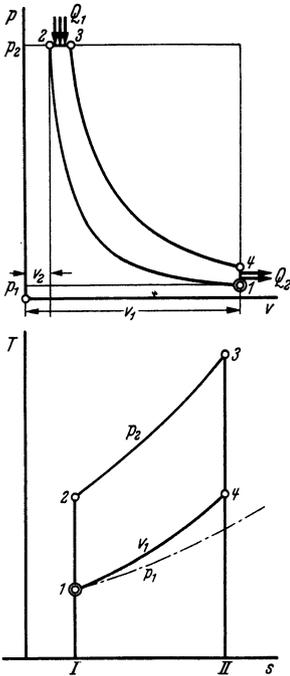


Abb. 14.

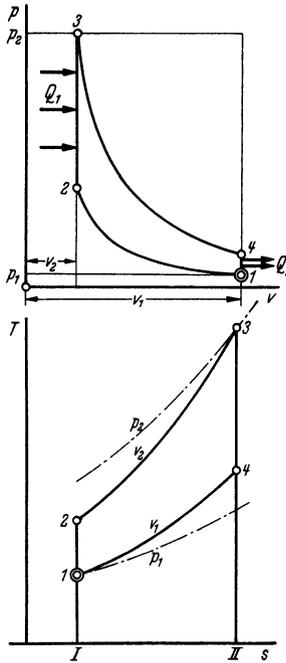


Abb. 15.

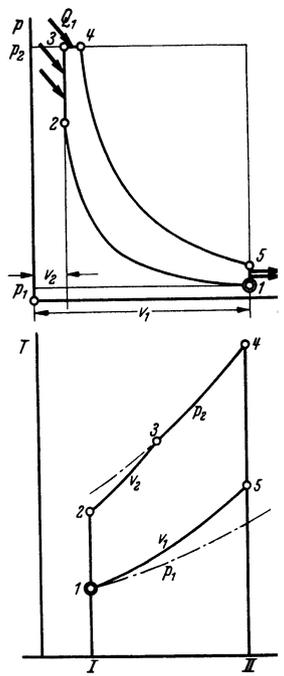


Abb. 16.

Abb. 14. 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. 15. 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. 16. 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.

Die Wirklichkeit kann aber diese Forderungen gar nicht genau erfüllen. Der wirkliche thermische Wirkungsgrad  $\eta_t$  eines Motors bleibt doch leider hinter dem theoretischen Bestwirkungsgrad  $\eta_{th}$  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.

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 Zünddrücken 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.

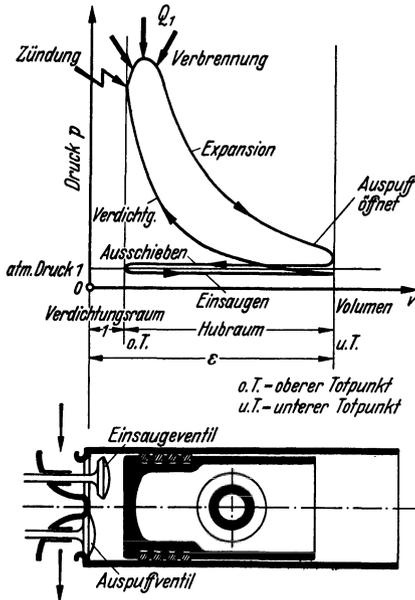


Abb. 17. Arbeitsverfahren des Viertaktmotors.

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

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. Verdrichtung,
3. Zündung und Expansion,
4. Ausschieben der Abgase.

Der Viertaktmotor braucht also 2 Umdrehungen der Kurbelwelle zum einmaligen Ablauf seines Arbeitsverfahrens. Daher dreht 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 Ausschubens. Der Wechsel des Zylinderinhaltes geschieht nach der Expansion in unmittelbarer Nähe des unteren Totpunktes, so daß bei Beginn der Verdrichtung die Abgase entfernt und die frische Ladung eingefüllt ist. Das Ausstoßen der Abgase erfolgt fast allgemein durch Auspußschlitze, 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 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 Schlitzspülung kommen jedoch gesteuerte Ventile im Zylinderdeckel in Fortfall.

Rein äußerlich unterscheidet 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 vermittels Stangen, Hebeln usw. taktmäßig betätigt. Die Nockenwelle („Steuerwelle“) läuft mit halber Motordrehzahl. Die Tatsache, daß ein einzelner Zylinder nur jede zweite Umdrehung einen Arbeitshub leistet, und das Bestreben, bei Mehrzylindermotoren aufeinanderfolgende Zündungen in gleichen Abständen zu erzielen, führen zu folgenden Nutzenanwendungen:

*Viertakt-Sternmotoren* erhalten ungerade Zylinderzahl.

*Viertakt-Reihenmotoren* mit geradzahlgiger Zylinderzahl erhalten paarweise gleichgerichtete Kurbelkröpfungen.

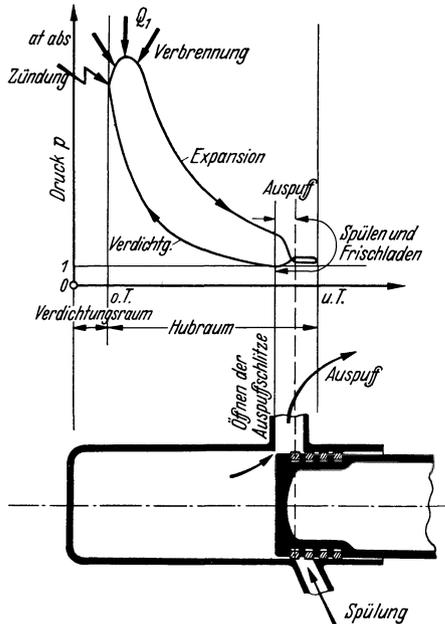


Abb. 18. Arbeitsverfahren des Zweitaktmotors.

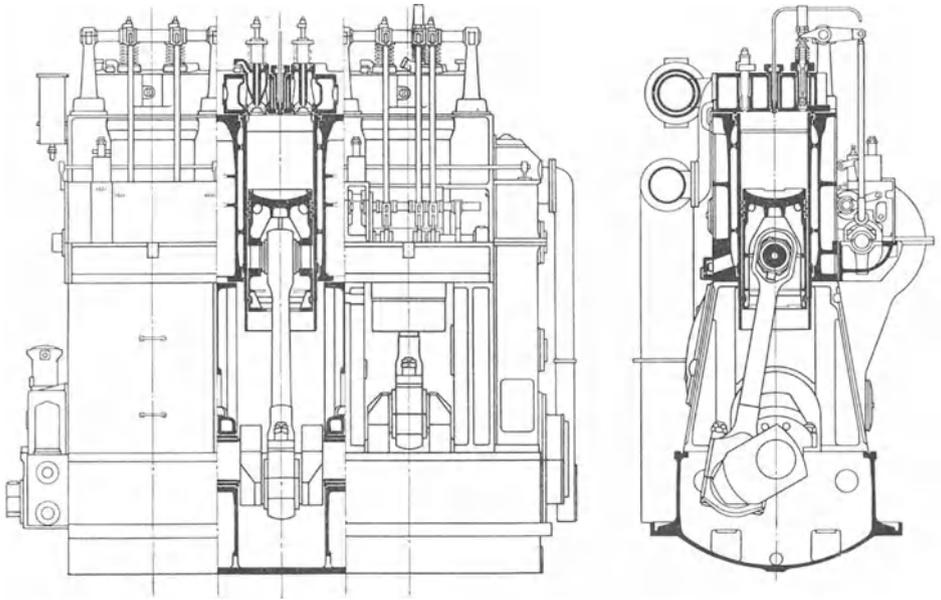


Abb. 19. Viertakt-Dieselmotor der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (MAN).

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.

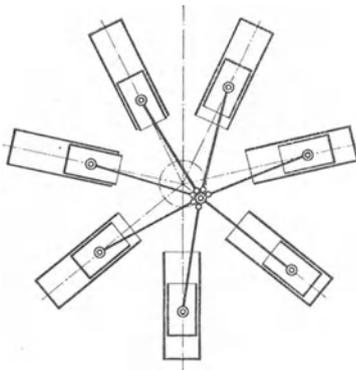


Abb. 20. Sternmotor.

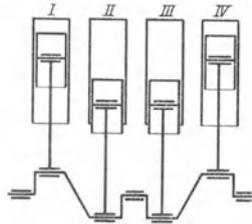


Abb. 21. Reihenmotor.



an den einzelnen Kreuzköpfen selbst angehängte kleine Kolbenpumpen.

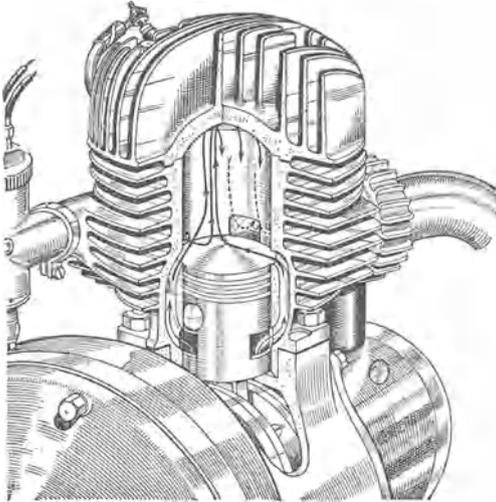


Abb. 23. Zündapp-Zweitakt-Vergasermotor

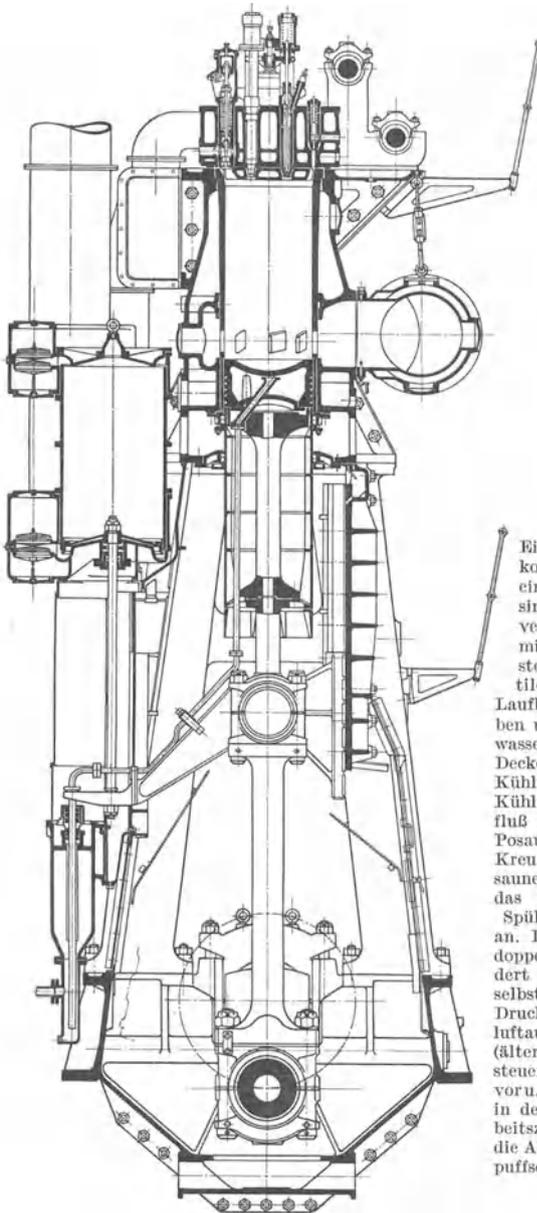
mit Kurbelkastengebläse. Der Arbeitskolben saugt beim Aufwärtsgang aus dem links sichtbaren Vergaser das Benzinluftgemisch in den Kurbelkasten, wo es beim Abwärtsgang des Arbeitskolbens verdichtet wird. In der gezeichneten Tiefstellung des Kolbens bläst das Gemisch auf den durch Pfeile deutlich gemachten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

## 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 Verdichtungs-hubes 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. 10) 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). Wegen der Gefahr der*



Einfachwirkend, Kreuzkopfbauart, Druckluffeinspritzung. Im Deckel sind sichtbar: Anlaßventil (zum Anfahren mittels Druckluft), 2 gesteuerte Einspritzventile, Sicherheitsventil. Laufbüchse, Deckel, Kolben und Auspuffrohr sind wassergekühlt. Unter den Deckel ist eine besondere Kühlvorlage eingehängt. Kühlwasserzufluß und -abfluß zum Kolben durch Posannenrohre. Der am Kreuzkopf ausladende Posannenarm 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 (ältere Bauart!) durch gesteuerte Spülventile kurz vor u. T. des Arbeitskolbens in den Hubraum des Arbeitszylinders einbläst und die Abgase durch die Auspuffschlitze ins Auspuffrohr drängt.

Abb. 24. Zweitakt-Großdiesel-Schiffsmaschine der Germaniawerft Krupp, Kiel.

Selbstzündung des Gemisches vor Vollendung des Verdichtungshubes darf die *Verdichtung nicht zu hoch* getrieben werden. Die folgende Tafel gibt Werte für das Verdichtungsverhältnis bei verschiedenen Brennstoffen an, die natürlich entsprechend den verschiedenen Zündigenschaften der einzelnen Brennstoffe verschieden sind.

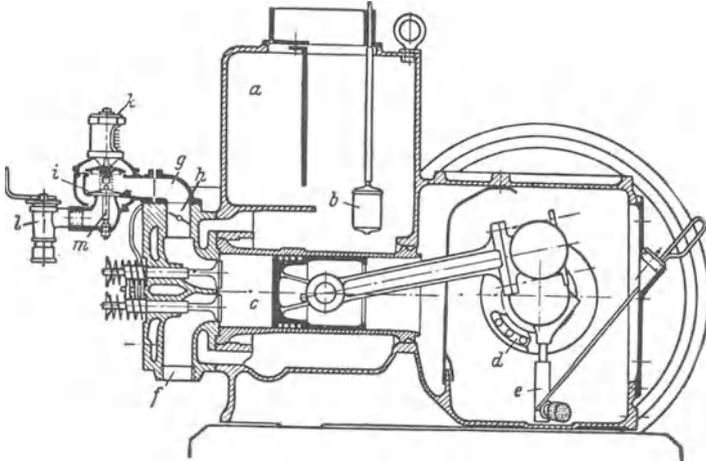


Abb. 25. Liegender Viertakt-Sauggasmotor der Firma Deutz.

*a* Kühlwasserbehälter, *b* Schwimmer, *c* Arbeitszylinder mit auswechselbarer Laufbüchse, *d* Kugellagerung der Kurbelwelle, *e* Schmierölpumpe, *f* Auspuff, *g* Gemisch-Eintritt, *h* Drosselklappe zur Regelung, *i* Mischkammer, *k* Lufteintritt, *l* Gaseintritt, *m* dopselsitziges, selbsttätiges Mischventil.

#### Übliche Verdichtungsverhältnisse $\epsilon$ bei Otto-Motoren.

Brennstoff	$\epsilon$	Brennstoff	$\epsilon$
Benzin . . . . .	5 : 1	Leuchtgas . . . . .	5 : 1
Benzol . . . . .	6 : 1	Gichtgas . . . . .	6,5 : 1
Reiner Alkohol . .	12 : 1	Koksofengas . . . .	5 : 1
	(Rennmotor)	Holzgas . . . . .	9 : 1
		Generatorgas . . . .	6 : 1

Auch die später (S. 54) beschriebene Erscheinung des „Klop-fens“ zwingt zur Beschränkung der Verdichtung. Aus den gleichen Gründen müssen die *Wände* des Otto-Motors trotz den damit verbundenen Verlusten und Nachteilen *möglichst kühl* gehalten werden (vgl. Abb. 13!).

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 Wirkungsgrad  $\eta_t$  erzielen kann (vgl. S. 9). 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“). Fremdzündung ist *nicht* erforderlich (allenfalls bei kaltanlaufendem Motor während weniger Takte!), da der hochverdichtete Zylinderinhalt durch die Verdichtung eine höhere Temperatur angenommen hat als die Entzündungstemperatur des Brennstoffes (vergl. Abb. 13!). 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. 10) 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“.

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. 26) 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.

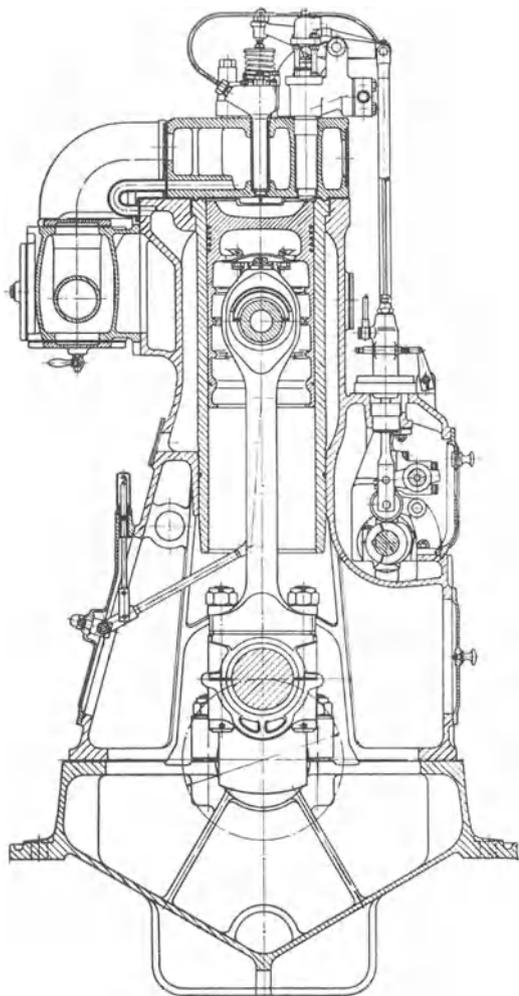


Abb. 26. Viertakt-Dieselmotor der Germaniawerft  
Krupp, Kiel.

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

(Manche Motoren besitzen elektrische *Glühkerzen* zur Erleichterung des Zündens beim Anfahren mit kaltem Motor.) Ältere Dieselmotoren sind mit einem *angehängten Einblaseluftverdichter* („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 abgeschürzten ungekühlten Einspritzkammer am Zylinderkopf, deren glühende Wände zur

Aufbereitung (Verdampfung, Vergasung) und Zündung des Brennstoffes beitragen. Beim Anfahren aus kaltem Zustande pflegt

dieser „Glühkopf“ durch eine Lötlampe oder durch elektrische Heizung angewärmt zu werden, oder die Zündung wird während der kurzen Anfahrzeit durch eine Zündkerze bewirkt. Die

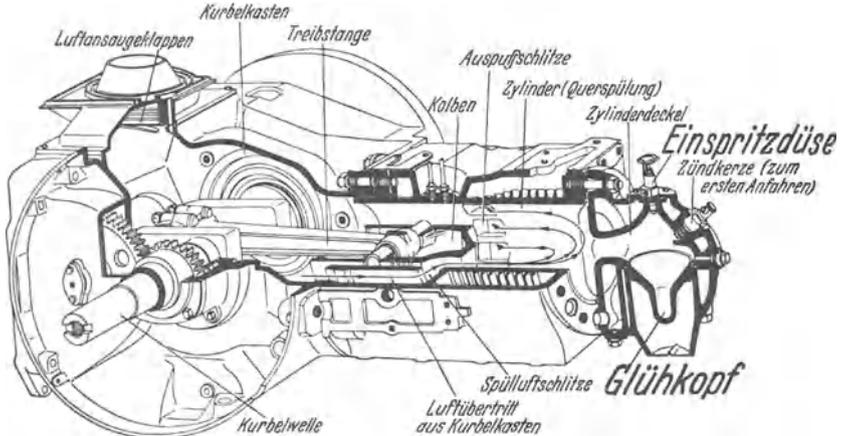


Abb. 27. Liegender Glühkopf-Zweitaktmotor („Bulldog“) der Firma Heinrich Lanz, Mannheim.

niedrigere Verdichtung ( $\epsilon = 9$ ), die dem Glühkopfmotor auch die Bezeichnung „Mitteldruckmotor“ eingebracht hat, sowie der frühe Einspritzzeitpunkt rechtfertigen keine grundsätzliche Unterscheidung von dem „normalen“ Dieselmotor. Auch der Glühkopfmotor verdichtet reine Luft, die Gemischbildung geschieht erst 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 oben erwähnte Möglichkeit der Beeinflussung des Verbrennungsverlaufes aus der Hand gegeben. Es entsteht daher bei der schließlich eintretenden Entzündung des Gemisches eine plötzliche Verpuffung und Drucksteigerung, die es ratsam erscheinen läßt, nicht allzu hoch zu verdichten.

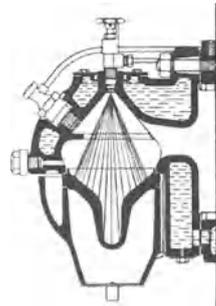


Abb. 28. Einspritzung des Brennstoffs in den Glühkopf beim Lanz-Bulldog-Motor.

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 Druckanstieg verbietet allzuhohe Verdichtung.

### 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 Verdichtungshub 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 0,5 g Brennstoff (z. B. Gasöl) in jedem Liter Hubvolumen verbrennen, man würde dabei je Arbeitstakt etwa 5 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<sub>2</sub>) besteht, und im übrigen hauptsächlich aus Stickstoff (N<sub>2</sub>), 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<sup>3</sup> 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° C und 1 at, d. i. 735 mm Barometerstand, zu beziehen.

Das Einheitsgewicht trockener Luft ist bei diesen Bedingungen 1,188 kg/m<sup>3</sup>, das Einheitsgewicht des Sauerstoffes 1,312 kg/m<sup>3</sup>.

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<sub>2</sub>), Sauerstoff (O<sub>2</sub>), Schwefel (S), und daneben geringe Mengen von Stickstoff (N<sub>2</sub>), 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

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

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

*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).

	Gewichtsprozente				Sauerstoffbedarf $O_{\min}$		Luftbedarf $L_{\min}$	
	C	H	O	S	kg/kg Br.	m <sup>3</sup> /kg Br.	kg/kg Br.	m <sup>3</sup> /kg Br.
Benzin . . . . .	85	15	0	0	3,46	2,64	14,9	12,6
Benzol . . . . .	92	8	0	0	3,10	2,37	13,4	11,3
Gasöl . . . . .	85	13	1,7	0,3	3,29	2,51	14,2	12,0
Reiner Alkohol . . . . .	52	13	35	0	2,08	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

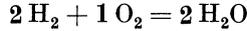
Alles bezogen auf 1 kg Brennstoff.

Bei *gasförmigen* Brennstoffen pflegt man den Luftbedarf nicht für 1 kg, sondern für 1 m<sup>3</sup> Brennstoff (15° C und 735 mm Barometerstand) anzugeben. Dabei gestaltet sich die Berechnung des Sauerstoffbedarfes  $O_{\min}$  in m<sup>3</sup> O<sub>2</sub>/m<sup>3</sup> Brennstoffgas noch viel einfacher als oben bei den festen und flüssigen Brennstoffen, denn die

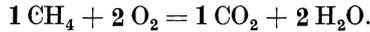
chemischen Gleichungen geben ja unmittelbar die Raumverhältnisse der sich verbindenden Gase an.

Es bedeutet z. B.:  $2 \text{ CO} + 1 \text{ O}_2 = 2 \text{ CO}_2$

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  $\text{m}^3$  Sauerstoff zur vollkommenen Verbrennung von  $1 \text{ m}^3$  Brennstoffgas benötigt werden. Die folgende Tafel stellt diese Zahlen für die wichtigsten Gase zusammen.

	Chemisches Zeichen	Einheitsgewicht $\text{kg/m}^3$	Sauerstoffbedarf	Luftbedarf $L_{\min}$
			$O_{\min}$ $\text{m}^3 \text{ O}_2$ <hr/> $\text{m}^3 \text{ Brennstoff}$	$\text{m}^3 \text{ Luft}$ <hr/> $\text{m}^3 \text{ Brennstoff}$
Wasserstoff . . . .	$\text{H}_2$	0,0827	0,5	2,38
Kohlenoxyd . . . .	$\text{CO}$	1,148	0,5	2,38
Methan. . . . .	$\text{CH}_4$	0,657	2,0	9,532
Äthylen . . . . .	$\text{C}_2\text{H}_4$	1,149	3,0	14,29
Azetylen . . . . .	$\text{C}_2\text{H}_2$	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 ( $\text{O}_2$ ) und unverbrennliche Anteile wie z. B. Stickstoff ( $\text{N}_2$ ), Kohlensäure ( $\text{CO}_2$ ) und Feuchtigkeit ( $\text{H}_2\text{O}$ ). 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%  $\text{H}_2$ , 12%  $\text{CO}$ , 25%  $\text{CH}_4$ , 3%  $\text{C}_2\text{H}_4$ , 2%  $\text{CO}_2$ , 3%  $\text{N}_2$   
benötigt demnach

$$O_{\min} = 0,55 \cdot 0,5 + 0,12 \cdot 0,5 + 0,25 \cdot 2,0 + 0,03 \cdot 3,0 = 0,925 \text{ m}^3 \text{ O}_2/\text{m}^3 \text{ Leuchtgas.}$$

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

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 <sup>3</sup>	Raumanteile in %						O <sub>min</sub> m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>	L <sub>min</sub> m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>
		H <sub>2</sub>	CO	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>		
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
Steinkohlenschwelgas .	0,511	27	7	48	13	3	2	1,520	7,24
Braunkohlenschwelgas .	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 abgegeben 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  $\lambda L_{\min}$ , wobei  $\lambda$  eine Zahl größer als 1 ist. Je nach Güte und Gleichmäßigkeit des Gemisches und nach der erwünschten Verbrennungsgeschwindigkeit werden Werte  $\lambda$  von etwa 1,0 (Otto-Motor) bis 2,0 (Dieselmotor) verwirklicht.

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

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

$V_g = \lambda L_{\min} = V_L$  m<sup>3</sup> 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<sup>3</sup> gemischerfülltem Raum enthaltene Brennstoffmenge ist:  $\frac{1}{V_g}$  kg/m<sup>3</sup> bzw. m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>.

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

Der Hubrauminhalt beträgt  $V = D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H$  m<sup>3</sup> (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  $\eta_L$  („Liefergrad“) in den Zylinder. Auch rein atmosphärische Bedingungen wie heißes feuchtes Wetter, niedriger Barometerstand (große Meereshöhen, große Flughöhen!) verringern diesen Wert  $\eta_L$ .

Demnach ist die für einen Arbeitstakt angesaugte Frischladung in m<sup>3</sup> (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<sup>3</sup> gasförmiger Brennstoff/Arbeitsspiel.

1 kg Brennstoff (bzw. 1 m<sup>3</sup>) entwickelt bei vollständiger Verbrennung  $H_u$  kcal („unterer Heizwert“, vgl. die Zahlentafeln S. 2). Also ist die dem Motor bei einer Zündung zugeführte Wärmemenge:

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

und die Leistungsausbeute (vgl. S. 4) ist:

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

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  $\eta_m$  („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 —  $\eta_L$ ,  $\eta_t$ ,  $\lambda$  — 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  $\text{kg/m}^2$ ).

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

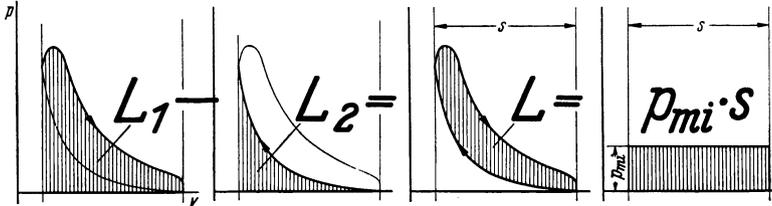


Abb. 29. Arbeitsfläche und mittlerer Druck im  $p$ - $v$ -Diagramm.

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“.

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

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

$$\text{„effektive Leistung“} \quad N_e = z \cdot \underset{\substack{\text{kg/cm}^2 \\ \text{cm}^3}}{p_{mi}} \cdot \underset{\text{cm}^3}{D^2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \underset{\text{m}}{H} \cdot \frac{n_a}{60 \cdot 75} \cdot \eta_m \quad \text{PS.}$$

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

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

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

wobei sich  $\eta_m$  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

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

Bei *doppeltwirkenden* Zylindern (z. B. Abb. 34), 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

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

#### 4. Berechnung der Hauptabmessungen.

Gegeben ist gewöhnlich: die Nutzleistung  $N_e$  in PS — die minutliche Drehzahl  $n/\text{min}$ .

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*  $p_{mi}$   $\text{kg/cm}^2$ , der entweder als Erfahrungswert für die in Frage kommende Motorgattung bekannt ist, oder der nach der oben abgeleiteten Beziehung:

$$p_{mi} = \left[ \frac{427 \cdot H_u \cdot \eta_t \cdot \eta_L}{V_g \cdot 10000} \right] \text{kg/cm}^2$$
 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. 35, 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*  $\eta_m$ , 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 $\cdot$ 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 des 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 doppeltwirkend!).

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 <sup>2</sup>
$D$ . . . . .	71,5	68,2	66,2	63,8 cm

Man würde also etwa die Abmessungen ( $D \times H$  in mm) von  $700 \times 1100$  oder  $650 \times 1250$  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 <sup>2</sup>
$D$ . . . . .	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 <sup>2</sup>
	$D$ . .	58,4	55,7 cm





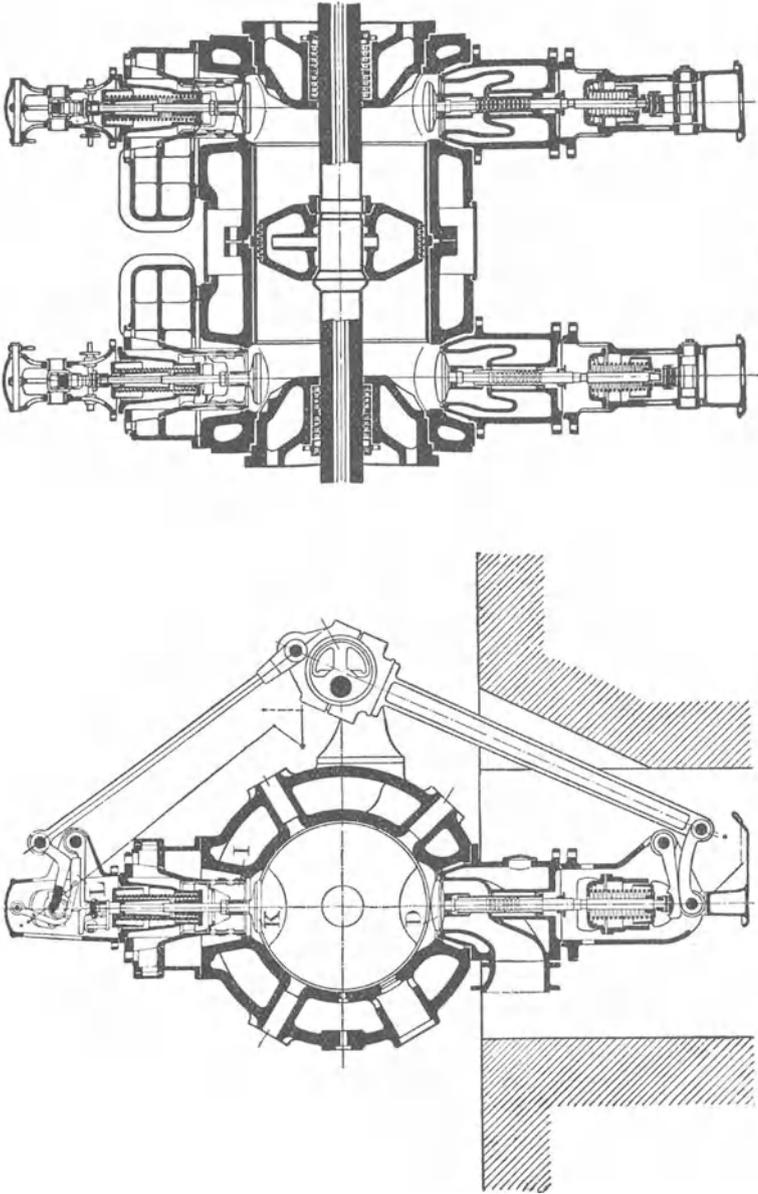


Abb. 31.

Abb. 32.

Abb. 31 und 32. Großgasmaschine der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.  
 Oben Einlaßventile *K*, unten Auslaßventile *D*, jedes Ventil mittels Exzenterstange und Wälzhebel gesteuert.  
 Mit dem Einlaßventil *K* ist das kolbenschieberförmige Gas-Luft-Mischventil *I* verbunden.

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

Für den thermischen Wirkungsgrad  $\eta_t$  dürfen wir etwa 30% annehmen. Der Liefergrad  $\eta_L$  ist bei diesen langsamlaufenden Maschinen etwa 0,88.

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  $\eta_t$ ,  $\eta_L$  und  $\lambda$  abhängig ist, die man nur nach Erfahrungen an ausgeführten Maschinen richtig schätzen kann. Die Zahlentafeln am Ende dieses Abschnittes geben Anhaltspunkte für die einzelnen Größen.

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

$$\begin{array}{c} \text{kcal/kg} \\ \downarrow \\ b_e \cdot H_u \cdot \eta_t \cdot \eta_m = 632. \\ \downarrow \qquad \qquad \downarrow \\ \text{kg/PS}_e\text{h} \qquad \qquad \text{kcal/PS}_h \end{array}$$

Unter Verwertung dieser Beziehung läßt sich schreiben:

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

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

### 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. 23 entnehmen wir für Benzin ein  $L_{\min} = 12,6 \text{ m}^3/\text{kg}$  Brennstoff. Wir kommen mit geringem Luftüberschuß aus.  $\lambda = 1,0 - 1,1$ . Unter Vernachlässigung des kleinen Raumteiles des Benzindampfes ist  $V_g = 1,05 \cdot 12,6 = 13,2 \text{ m}^3/\text{kg}$  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  $260 \text{ g/PS}_e\text{h}$ .  $b_e = 0,260 \text{ kg/PS}_e\text{h}$ . 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

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

$z = 6$

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

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

$H$ . . . . .	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 <sup>2</sup>
$D$ . . . . .	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	$p_{m e}$ kg/cm <sup>2</sup>
$z = 6$	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  $z = 8$ .

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

$H$ . . . . .	0,070	0,075	0,080	0,085 m
$D^2 \frac{\pi}{4}$ . . . .	47,8	44,6	41,8	39,3 cm <sup>2</sup>
$D$ . . . . .	7,8	7,5	7,3	7,1 cm

Man wird hier wählen unter folgenden Möglichkeiten:

	$D$ cm	$H$ m	$c$ m/sek	$p_{m e}$ kg/cm <sup>2</sup>
$z = 8$	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 $b_e$ g/PSch	Thermischer Wirkungsgrad $\eta$ %
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 $\eta_L$ %
Langsamlaufende Motoren .	~ 82—90 %
Schnelllaufende Motoren . .	~ 75—80 %

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

	Luftüberschub- zahl $\lambda$
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  $\lambda$  zu sein.

### 5. Wirkungsgrad, Brennstoffverbrauch.

Schon bei den Idealprozessen (S. 7) oder Vergleichsprozessen (S. 10) 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  $\eta_{th}$  wird noch durch die Tatsache verschlechtert, daß der Verlauf im wirklichen Motor sich dem Idealbild nur annähert. Die Annäherung drückt man durch die Gütezahl  $\eta_g$  aus, und der wirklich erreichte thermische Wirkungsgrad  $\eta_t = \eta_{th} \cdot \eta_g$ .

Durch Zusammenfassung mit dem schon oben erklärten mechanischen Wirkungsgrad  $\eta_m$  erhält man schließlich den *Gesamtwirkungsgrad*, den „*wirtschaftlichen Wirkungsgrad*“  $\eta_w$ , 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<sub>ch</sub>, das wichtigste Merkmal für die Wirtschaftlichkeit eines Motors, steht in einfacher Beziehung zu diesem  $\eta_w$ :

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

$\begin{matrix} \text{kg/PSch} & \cdot & \text{kcal/kg} & & = & \text{kcal/PSch} \\ \hline \text{kg/PSch} & \cdot & \text{kcal/kg} & & = & \text{kcal/PSch} \end{matrix}$

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

z. B.: *Dieselmotor*

$$b_e = 0,170 \text{ kg/PSch}$$

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

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

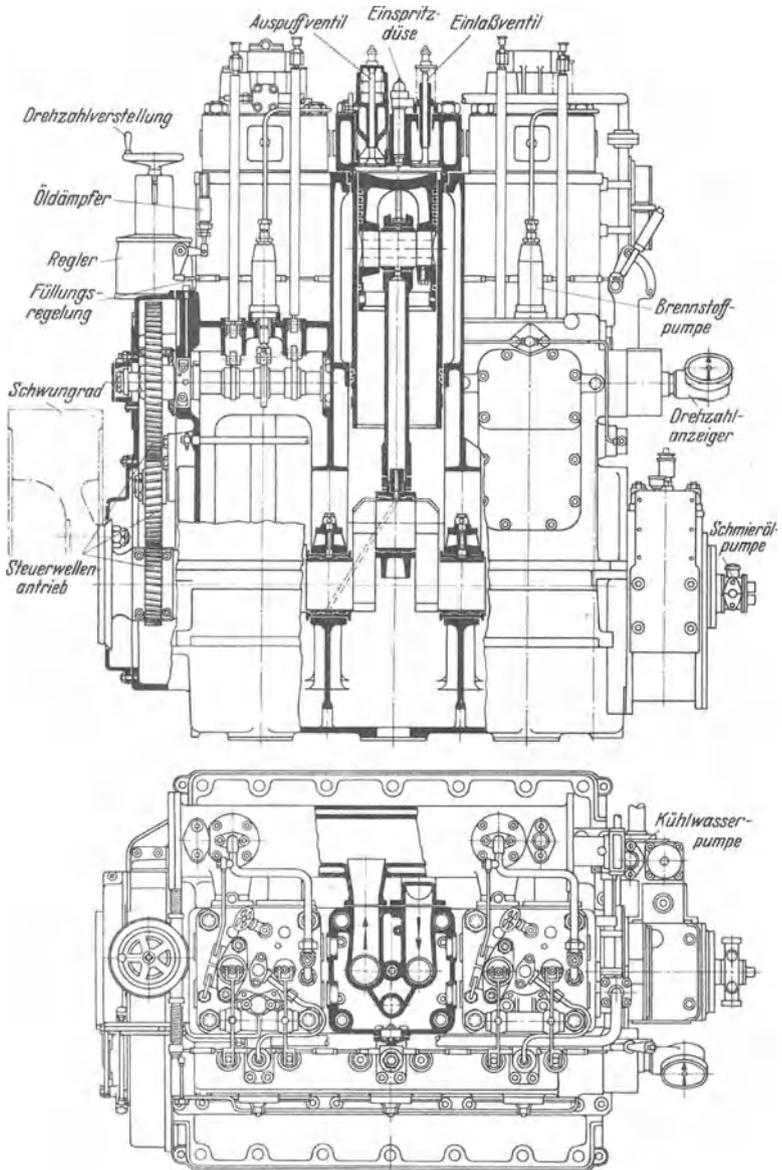


Abb. 33. (Erklärung siehe nebenstehende Seite.)

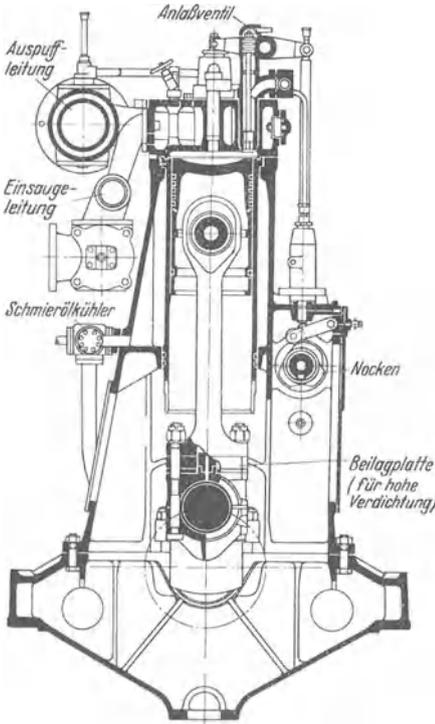


Abb. 33. Viertakt-Wechselmotor der Deutschen Werke, Kiel.

Der Motor kann nach Austausch weniger Teile wahlweise als Dieselmotor oder als Gasmotor laufen. Beachte die zum Zweck der Verdichtungs-erhöhung für Dieseltreibetrieb 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.

Oft wird statt des Brennstoffverbrauches der *Wärmeverbrauch* für 1 PS<sub>e</sub>h angegeben. Dieser ist einfach:

$$W = b_e \cdot H_u = \frac{632}{\eta_w} \text{ kcal/PS}_e\text{h.}$$

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

Der *theoretische Wirkungsgrad*  $\eta_{th}$  des idealen Prozesses, z. B. Seiliger-Prozesses (s. S. 10), kann durch Erhöhung des Verdichtungsdruckes und Erhöhung des Zünddruckes (Höchstdruckes) gesteigert werden. 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 übergeht, z. B. von Benzin auf Holzgas (s. Tafel, S. 18). 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 Rücksicht auf die durch höhere Drücke bedingte Steigerung von Undichtheit, Reibung und Verschleiß, sowie größere Empfindlichkeit gegenüber eintretenden Abnutzungen.

Der Gütegrad  $\eta_g$  kann gesteigert werden durch Vermeidung und Verminderung der Abweichungen des wirklichen Diagramms vom Idealverlauf, wie sie auf S. 11 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! Große Motoren sind hierbei im Vorteil gegenüber kleinen, wegen der Tatsache, daß sie weniger  $\text{m}^2$  Wand auf 1 Ltr Verbrennungsraum aufweisen, Dieselmotoren und vollends Glühkopfmotoren sind im Vorteil gegenüber Otto-Motoren, weil der Temperaturunterschied zwischen Gas und Wand geringer ist. Heftige Wirbelung der Gase bei der Verbrennung erhöht den Wärmeübergang und verschlechtert  $\eta_g$ . Dichte Kolben und Ventile!

Der mechanische Wirkungsgrad  $\eta_m$  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, doppeltwirkende gegenüber einfachwirkenden Motoren. Bei der früher für Dieselmotoren allgemein üblichen Druckluftspritzung war ein Hochdruckverdichter notwendig, der allein beinahe 10% der Leistung verschlang. Also unmittelbare Einspritzung im Vorteil vor Luftspritzung.

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  $\eta_{th}$  günstig erscheinenden höchsten Drücke z. B. verschlechtern tatsächlich  $\eta_g$  und  $\eta_m$  und dürfen daher nicht blindlings gesteigert werden, da man das ausschlaggebende Ergebnis  $\eta_w$  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.)

Zur „Wirtschaftlichkeit“ eines Motors gehört natürlich nicht nur die Betrachtung des Brennstoffverbrauches oder Gesamt-

wirkungsgrades 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 doppelt-
m
nur bei Viertakt-

wirkenden Motoren!
motoren!

Fassen wir den Gesamtliterinhalt der Hubräume zusammen

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

so erhalten wir die Leistung  $N_e$  in der Form

$$N_e = V_{\text{Liter}} \cdot p_{me} \cdot \frac{n_a}{450} \quad \text{PS,}$$

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

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, doppeltwirkende mehr als einfachwirkende. Tatsächlich ist trotz dem höheren Bauaufwand der doppeltwirkenden Maschinen die Leistungsausbeute je kg Maschinengewicht bei doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen und Gegenkolbenzweitaktmaschinen am besten.

Die Literleistung enthält die Faktoren  $n_a$  und  $p_{me}$ .

1. *Drehzahl.* Je höher die minutliche Drehzahl  $n/\text{min}$  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., sowie wegen der Drosselverluste in allzu rasch strömenden Gasen

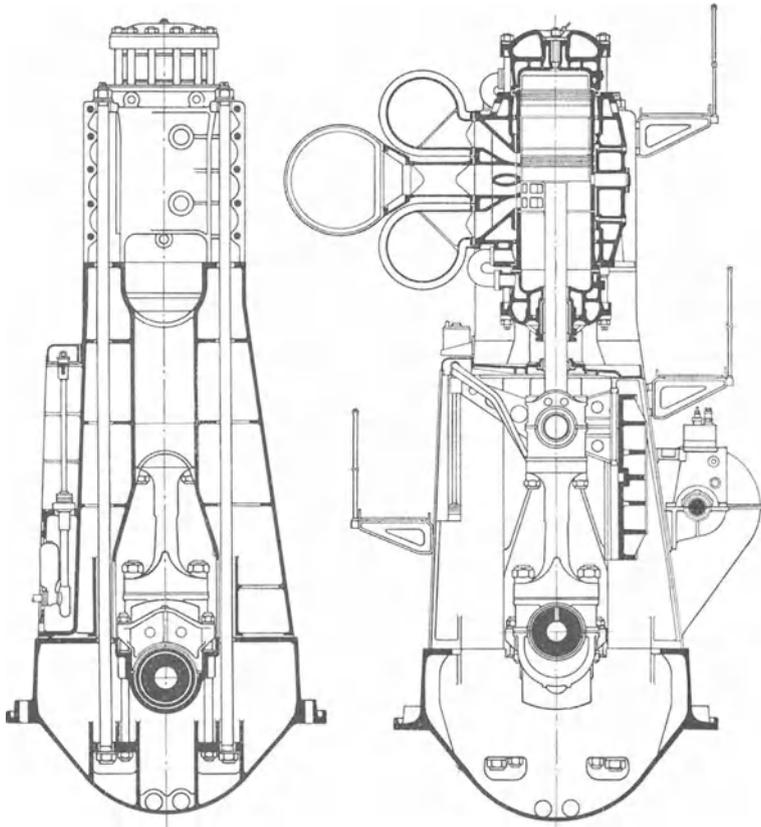


Abb. 34. Doppeltwirkender Zweitakt-Dieselmotor der MAN.

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.

an gewisse Grenzen gebunden. Man berücksichtigt eine „durchschnittliche Kolbengeschwindigkeit“

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

$\begin{array}{ccc} & n/\text{min} & \\ & | & \\ m/\text{sek} & \text{---} & m \end{array}$

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

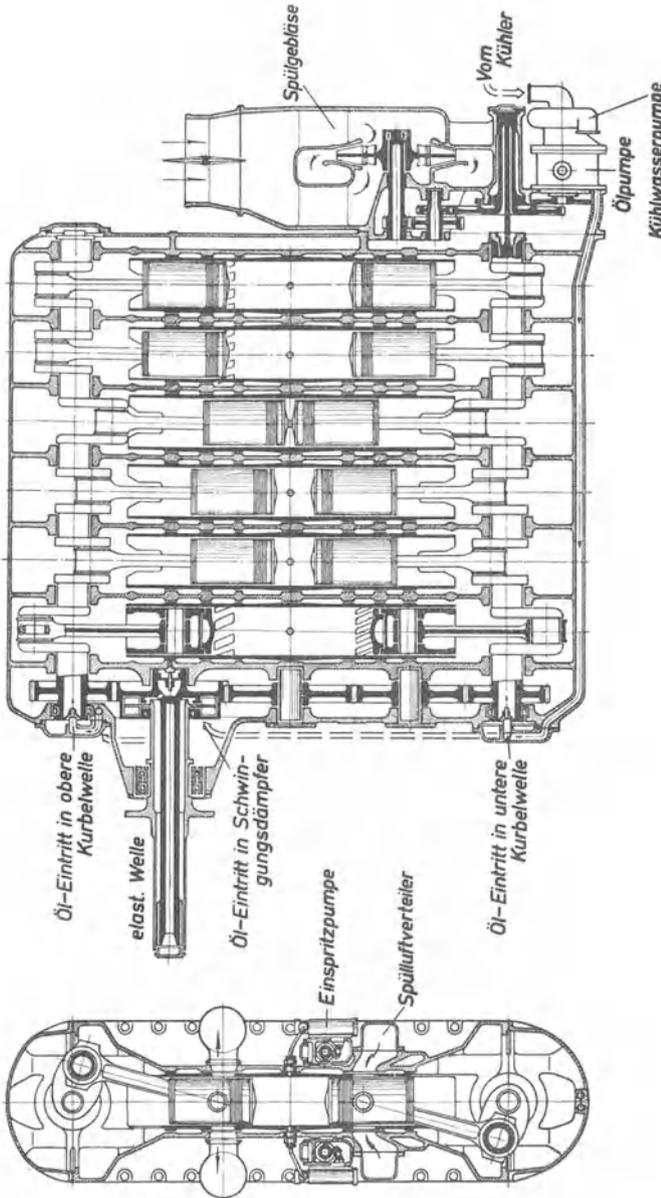


Abb. 35. Gegenkolben-Zweitakt-Dieselmotor Jumo 205 der Junkerswerke, Dessau (Sechszylinder-Flugmotor). Zwei Kurbelwellen, eine oben, eine unten, gleichlaufend durch 5 Stirnräder, unten beiderseits Spülluftverteiler, oben beiderseits Auspuffrohre, elastisch angekoppeltes Kreiselpumpe.

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. 27), mit allen möglichen Mitteln dem besterreichbaren Wert genähert werden.

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

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

Das heißt also:  $\eta_w$  *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.

$V_g$  *möglichst klein!* Bei Dieselmotoren ist  $V_g = V_L$ , also gleich dem Luftbedarf in  $\text{m}^3/\text{kg}$  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.

Auf jeden Fall muß zur Erreichung großer Literleistung die *Luftüberschußzahl*  $\lambda$  *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, Vermeidung rückständiger Abgasreste, die den Sauerstoffgehalt herabdrücken!

$H_u$  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.

$\eta_L$  *möglichst groß!* Möglichst restlose Frischfüllung des Hubraumes verwirklichen! (Motoren mit Kurbelkastenspülung sind

sehr im Nachteil wegen des schlechten Liefergrades der pumpenden Kolbenunterseite.)

Vermeidung von Drosselwirkung beim Ansaugen bzw. Laden!  
(Rasch laufende Motoren sind in dieser Beziehung im Nachteil.)

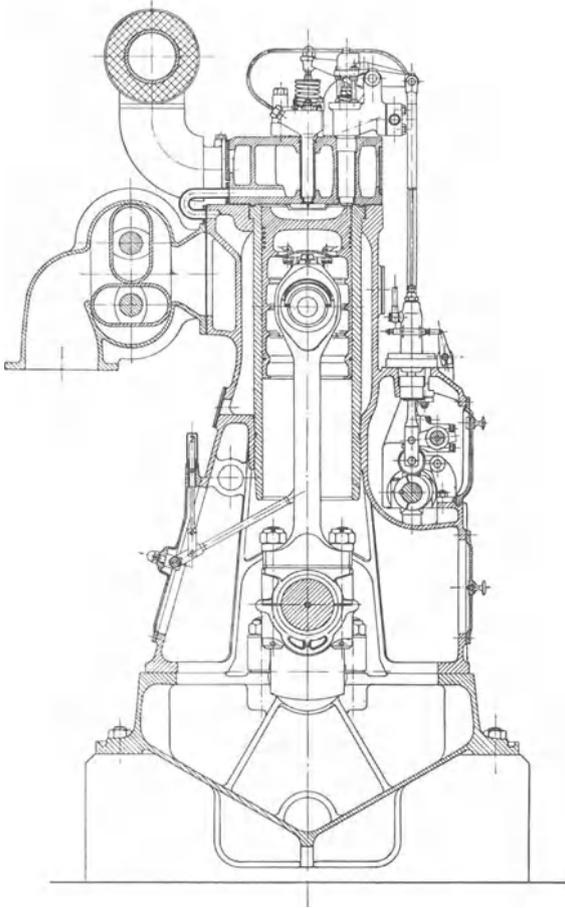


Abb. 36. Viertakt-Dieselmotor der Germaniawerft Krupp, Kiel, mit seitlich angehängtem Kapselgebläse zum Aufladen.

(Im übrigen vgl. Abb. 26.)

Kühl halten, ja sogar Kühlen der einströmenden Ladung, damit größeres Luft- bzw. Gas-Gewicht eintreten kann! Heiße Wände heizen die eintretende Ladung und vermindern das Ladungsgewicht.

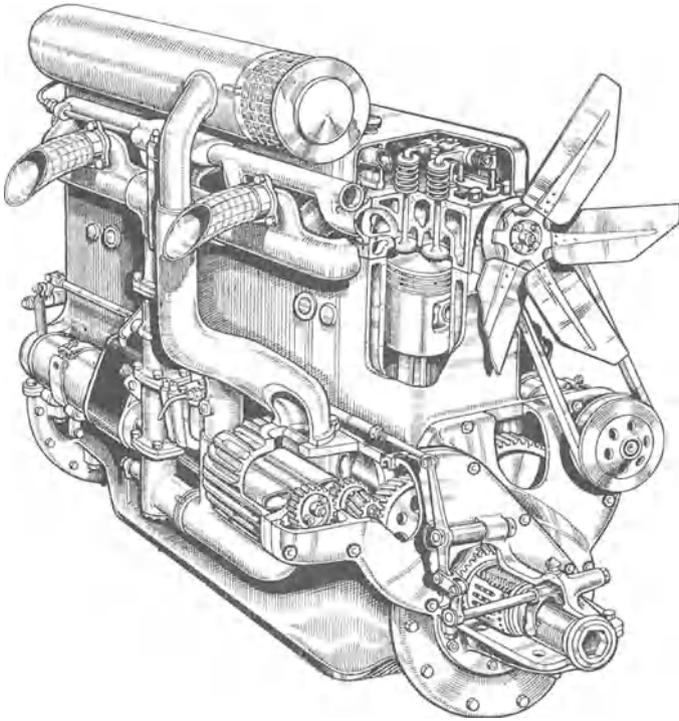


Abb. 37. Mercedes-Benz-Vergasermotor mit Aufladung, für Personenwagen  
(Sechszylinder-Viertakt).

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

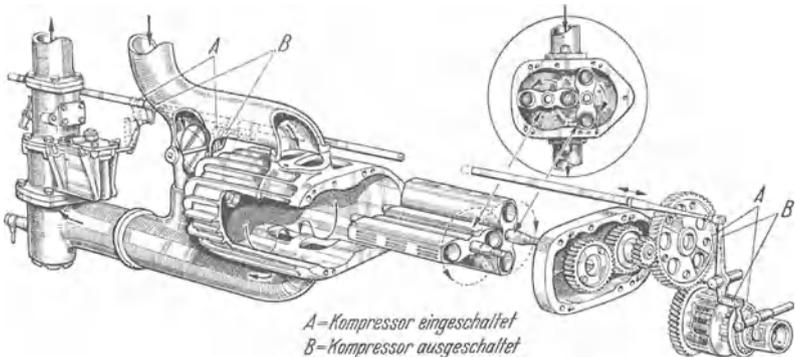


Abb. 38. Einzelheiten zum Aufladegeräte des Mercedes-Benz-Wagenmotors.  
Einrichtung zur wahlweisen Einschaltung oder Umgehung des Kompressors. Links Vergaser.

(Bei kaltem Wetter höhere Motorleistung.) Gute Ausspülung aller Abgasreste aus Hubraum und Verdichtungsraum!

**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.  $\eta_L$  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 Aufladegeräusch durch eine Abgasturbine betrieben wird.

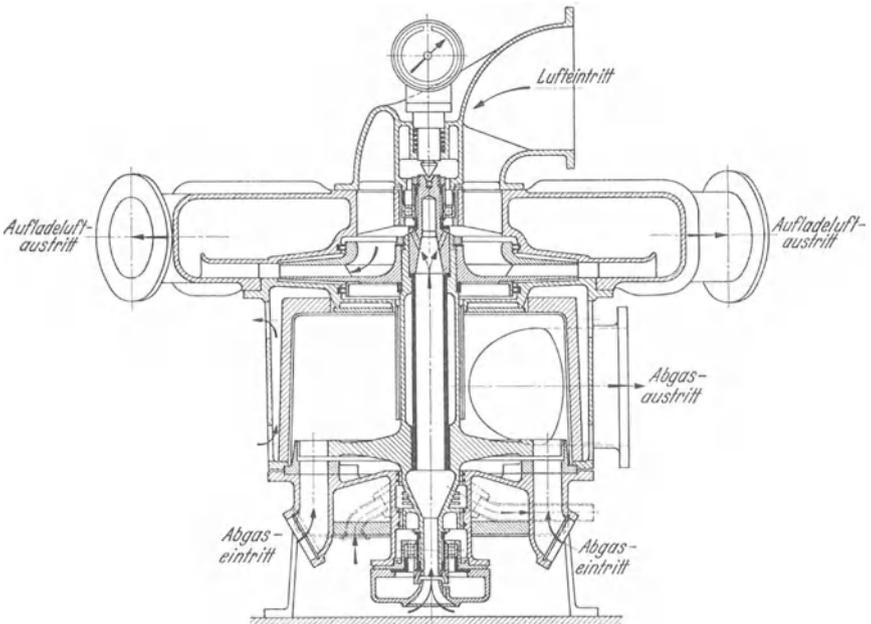


Abb. 39. Abgasturbine mit Aufladegeräusch, Brown-Boveri.

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. 126).

## 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 Verzunderung* 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 Arbeitsspielcs 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. 23, S. 16).

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

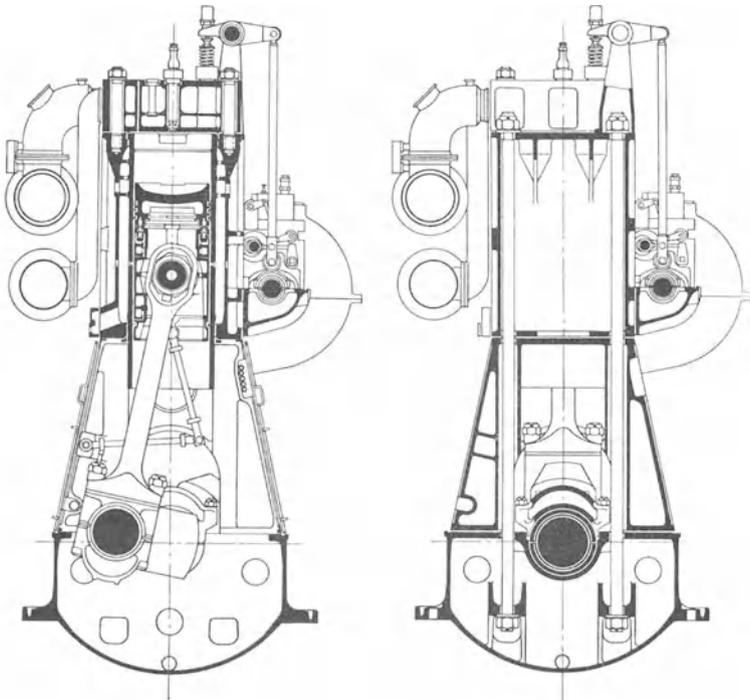


Abb. 40. Viertakt-Dieselmotor der MAN mit ölgekühltem Tauchkolben.

Zuführung des Kühlöls durch schwingende Gelenkrohre. Im Schnitt rechts: Grundplattenlager, Zuganker.

werden. Dies geschieht durch Posaunenrohre mit Stopfbuchsabdichtung und Windkesseln, oder durch Gelenkrohre. Wegen der Schwierigkeit, solche im Kurbelraum schwingenden Gelenke

dicht zu halten, wird in diesem Fall *Schmieröl* als Kühlflüssigkeit angewendet („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 werden.

Werden die Wände gekühlt, so geht dauernd Wärme von dem heißen Hubrauminhalt durch die Wände an das kalte Kühlmittel

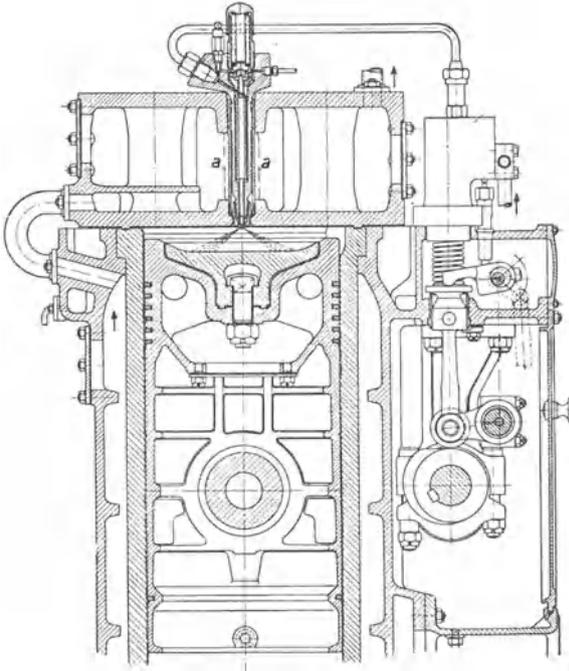


Abb. 41. Viertakt-Tauchkolben-Dieselmachine (Krupp) mit pilzförmiger, heißer Kolbenabdeckung.

Unmittelbare Einspritzung, Nadeldüse, Brennstoffpumpe.

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  $\eta_g$  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. 10) 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 die Wand des Verbrennungsraumes und je heftiger die Wirbelung des brennenden Gases ist.

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  $\eta_g$  und damit der verhältnismäßigen Arbeitsausbeute.

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

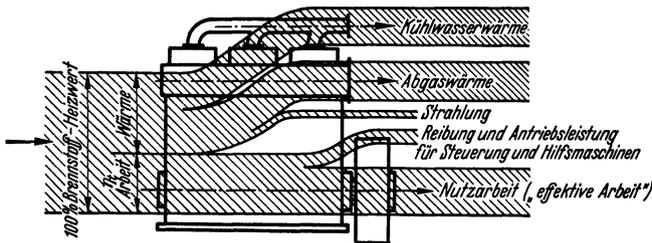


Abb. 42. Schaubild („Sankey-Diagramm“) des Energiestroms in einem Brennkraftmotor.

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

Für Übersichtsrechnungen 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  $\eta_t$  um diese ebengenannten 25 bis 35% größer. Das Auspuffgas würde vielmehr erheblich heißer sein als beim gekühlten Motor und dementsprechend mehr Abwärme abführen.  $\eta_t$  läßt sich im Höchstfalle auf  $\eta_{th}$  steigern!

Andere Gesichtspunkte, die zur Forderung kühler Wände bei Otto-Motoren führten, sind schon früher genannt worden: Rücksicht

auf guten Liefergrad  $\eta_L$ , 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  $\text{CO}_2$  auch ein gewisser Teil unvollkommen verbranntes Kohlenoxyd  $\text{CO}$ , 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  $\text{CO}$  mit  $\text{O}_2$  zu  $\text{CO}_2$  endlich nachverbrennt, eine verspätete Wärmezufuhr also, welche die Wandtemperaturen günstiger gestaltet und den bei Otto-Motoren so steilen Druckverlauf mildert.

Die Nachverbrennung von  $\text{CO}$  (und  $\text{H}_2$ ) 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  $\text{CO}$ -Gehalt (giftig!) der Abgase von Motoren, die mit heißen Verbrennungstemperaturen (bis 2300° C) arbeiten. (Otto-Motoren mit kleinem Luftüberschuß  $\lambda$ ). Dieselmotoren, die mit *großem*  $\lambda$  arbeiten müssen ( $\lambda = 1,6 - 2,0$ ), haben dementsprechend *geringere* Verbrennungstemperaturen (etwa 1500 bis 1800° C), also keinen Anlaß zur Dissoziation und zur  $\text{CO}$ -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. 109 und 112).*

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,

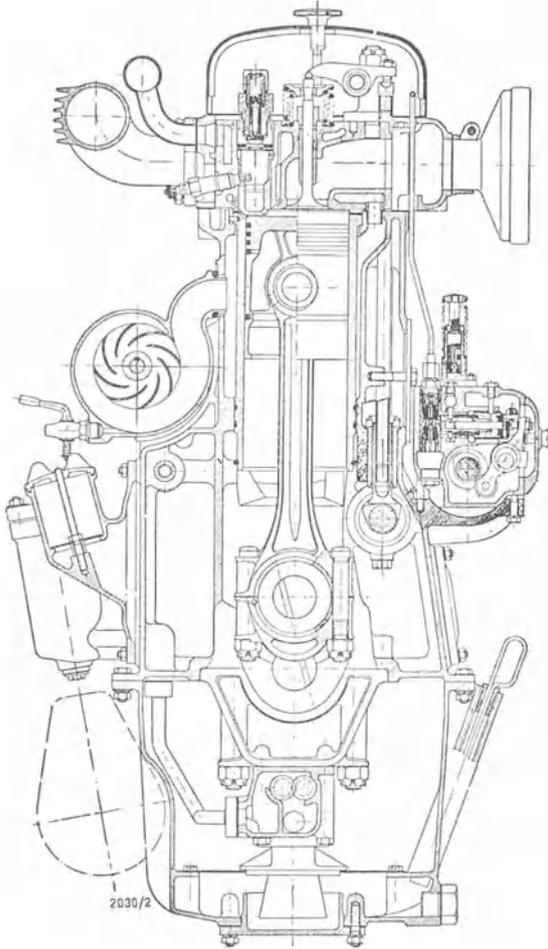


Abb. 43. Deutz-Viertakt-Dieselmotor für Fahrzeuge.

Links Kühlwasserkreiselpumpe für Laufbüchsen- und Deckelkühlung. Unten Schmierölzahnradpumpe für Lagerschmierung. Rechts nockenbetriebene Brennstoffpumpe für unmittelbare Einspritzung. Am Deckel links Auspuffrohr, Kühlwasseraustritt, elektrische Glühkerze zur Erleichterung der Zündungen beim ersten Anfahren mit kaltem Motor. Rechts Luftfilter an der Einsaugöffnung. Im Deckel sichtbar: Einlaßventil und Vorkammer mit Nadel-Einspritzventil.

daß man dem Motorkühlwasser die gleiche Sorgfalt zuwenden muß wie dem Kesselspeisewasser, um *Kesselsteinausscheidungen*

an den heißen Verdampfungsflächen zu vermeiden. Diese setzen 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, werden vielfach an den Wänden gebrochen und zurückgeworfen und tragen so zur Durchwirbelung des Gemisches und Beschleunigung der Verbrennung bei. Diese Druckwellen, welche der Zündflammenfront voraus ins unverbrannte Gemisch vor-eilen, können dort 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 macht sich durch ein hellmetallisch klingendes Geräusch, das „Klopfen“ bemerkbar.

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, unzerklüftete Form des Verbrennungsraumes, Ausgang der Zündung von der heißesten Stelle* müssen verständlicherweise *klopfmindernd* wirken. Auf jeden Fall hilft niedrigere Verdichtungsendtemperatur, d. h. *niedrigerer Verdichtungsenddruck 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) beigemischt 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  $\varepsilon$  veränderlich ist. Man stellt zunächst bei Betrieb dieses Motors (des sog. C.F.R.-Motors) mit dem zu untersuchenden Brennstoff fest, bei welchem  $\varepsilon$  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.

Mischung von Benzin mit Alkohol, Toluol oder Benzol erhöht die Klopfestigkeit. Zusatz von geringen Mengen — etwa 1 : 1000 Raumteile und weniger — von Bleitetraäthyl  $\text{Pb}(\text{C}_2\text{H}_5)_4$  (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  $\text{Fe}(\text{CO})_5$  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 Dampfzelle 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 — etwa  $\frac{1}{200}$  sek — der „Zündverzug“.

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  $\text{CO}_2$  und  $\text{H}_2\text{O}$  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 ( $\text{CH}_4$ ), Wasserstoff ( $\text{H}_2$ ), Kohlenoxyd ( $\text{CO}$ ) 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 Diesel-

motoren, 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. Hoher Einblaseluftdruck (bei Dieselmotoren mit Druckluft einspritzung) 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  $\eta_g$ , 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. 42, S. 51) 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 <sub>i</sub>	1000 PS <sub>i</sub>
$p_{mi} = 7 \text{ kg/cm}^2$	$p_{mi} = 5,5 \text{ kg/cm}^2$
$N_i = z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot p_{mi} \cdot H \cdot \frac{n}{60 \cdot 75 \cdot 2}$	$N_i = z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot p_{mi} \cdot H \cdot \frac{n}{60 \cdot 75}$

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:

$= \eta_L \cdot V_h$	$= s \cdot V_h$
$\eta_L$ ist der „Liefergrad“ (vgl. S. 26)	$s$ 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. 141)

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

*Abgasgewicht:*

Luft . . . . .	3800 kg/h
Brennstoff . . . . .	145 kg/h
Einblaseluft . . . . .	400 kg/h
	4345 kg/h

Luft . . . . .	6460 kg/h
Brennstoff . . . . .	145 kg/h
	6605 kg/h

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  $H_u = 10000$  kcal/kg.

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

Die spezifische Wärme  $c_p$  kcal/kg °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:

<i>Viertakt</i>	<i>Zweitakt</i>
$\frac{500000}{4345 \cdot 0,25} = 460^\circ \text{C}$	$\frac{500000}{6605 \cdot 0,25} = 300^\circ \text{C}$
Außenlufttemperatur . . . $20^\circ \text{C}$	$20^\circ \text{C}$
Abgastemperatur . . . . $480^\circ \text{C}$	Abgastemperatur . $320^\circ \text{C}$

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  $\text{SO}_2$ -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 bester 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 Sattedampf 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-PS<sub>1</sub>-Motors erzeugbare Dampfmenge:

$$\frac{0,90 \cdot 325\,000}{662,3 - 40} = 470 \text{ kg/h} \qquad \frac{0,90 \cdot 233\,000}{662,3 - 40} = 340 \text{ kg/h.}$$

Zur Bemessung der Heizfläche muß man den Wärmeübergangswert „ $k$ “ kcal/m<sup>2</sup> 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/m<sup>2</sup> · °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,





in Richtung der Zylinderachse wirksame, periodisch veränderliche Kraft. Diese würde — über der Zeit aufgetragen — einen cosinus-artigen Verlauf zeigen, wenn nicht infolge der Kürze („endlichen Länge“) der Treibstange Verzerrungen bedingt wären. Die typische Form der Massenkraftkurve zeigt Abb. 47.

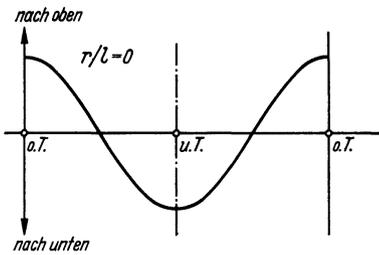


Abb. 46. Massenkraft der hin- und hergehenden Massen bei Annahme unendlich langer Treibstange. (Reine Cosinuslinie!)

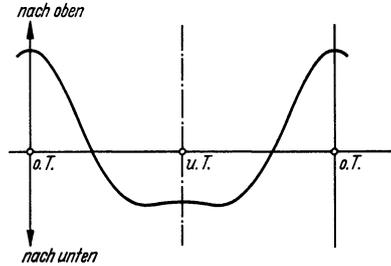


Abb. 47. Massenkraft der hin- und hergehenden Massen bei endlicher Treibstangenlänge.

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:

$$m_0 = \frac{G_0}{g} \text{ die Masse der hin- und hergehenden („oszillierenden“) Teile (kgsek}^2\text{/cm),}$$

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

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

$\frac{r}{l}$  = 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. 47) 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. 44 u. 45, 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

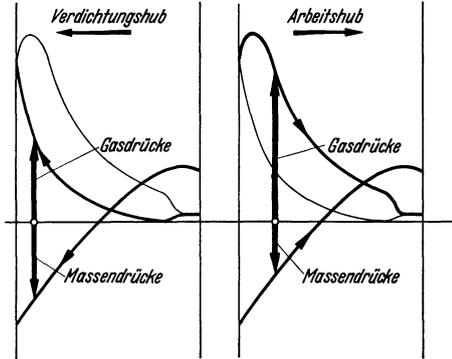


Abb. 48. Massenkräfte und Gaskräfte über dem Kolbenweg aufgetragen.

das Grundplattenlager wirkende Kraft  $P$ , soweit sie von den hin- und hergehenden Massenkraften herrührt, wird also *nicht* durch eine entsprechende Gegenkraft aufgehoben, das Motorgehäuse wird *nicht* durch die Massenkraft beansprucht, so wie es durch die Gaskräfte geschieht, und die freie Massenkraft  $P$  muß durch Vermittlung der Grundplatte vom Fundament

aufgenommen werden, falls es nicht gelungen ist, sie durch die des Methoden „Massenausgleiches“ zum Verschwinden zu bringen.

Im übrigen bewirken die hin- und hergehenden Massenkraften Lager- und Gleitbahndrücke, Drehmoment und Kippmoment wie die Gaskräfte. Dabei muß es als erfreulicher Zufall gewertet werden, daß die Massenkraften im wesentlichen den Gaskraften *entgegenwirken*, so daß sie die Lager- und Gleitbahndrücke niedriger, die Gestängebeanspruchung kleiner und das Drehmoment sowie das Kippmoment gleichmäßiger gestalten (Abb. 48).

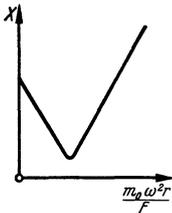


Abb. 49. Verlauf der Gestängebeanspruchungen mit wachsenden Massenkräften.

Jede dieser aufgezählten Größen  $X$  (Lagerdrücke, Beanspruchungen, Ungleichförmigkeiten usw.) erfährt bei wachsenden Massenkräften  $m_0 \omega^2 \cdot r$  die in Abb. 49 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 Massenkraften rasch und sind dann als

Hauptbeanspruchungen des Gestänges bei Betriebsbedingungen zu werten. Daher müssen die hin- und hergehenden Gewichte (Kolben, Treibstange) 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. Kolbenbolzenlager 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. 15).

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  $r \cdot \omega^2$  kleiner als  $981 \text{ cm/sek}^2$  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. 50). Die meisten Zerstörungen von Kolben bei Groß-Dieselmotoren treten bei

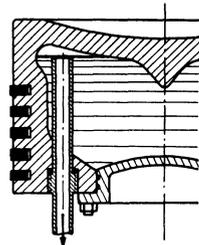


Abb. 50. Maßnahmen zur Aufrechterhaltung der Wasserberührung des Kolbenbodens bei langsamer Drehzahl.



Der Ausgleich der hin- und hergehenden Massenkraft  $P_m$  eines einzelnen Zylinders ist schwieriger. Ein Gegengewicht, das man etwa zu diesem Zwecke an der Kurbelwelle 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. 47 nachgeahmt werden müßte.

Diese  $P_m$ -Kurve kann man, wie jede periodische Kurve, in Grund- und Oberschwingungen zerlegen. Man erhält dabei als Grundschwingung 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 mit der Frequenz  $2\omega$  wechselt, also zwei volle Wechsel bei einer Kurbelwellenumdrehung vollzieht (Abb. 53).

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. 54 so anordnen, daß die aus den beiden Fliehkraften sich zusammensetzende harmonische Wechselkraft in Richtung der Zylinderachse fällt, und zwar gleich groß aber entgegengesetzt wie  $P_I$  bzw.  $P_{II}$  (Abb. 55).

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

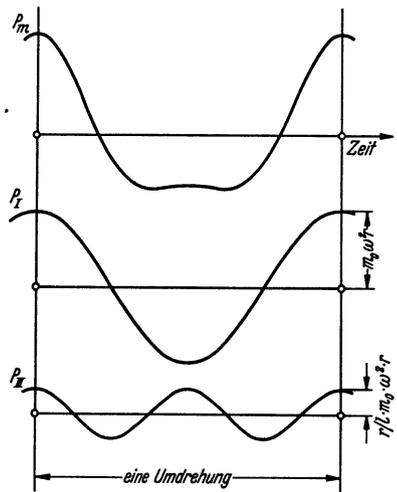


Abb. 53. Zerlegung der Massenkraft  $P_m$  in  $P_I$  und  $P_{II}$ .

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 Gegen­gewicht nach dem Kompromiß:

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

und behält auf das Fundament wirkende unausgeglichene Wechselkräfte:

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

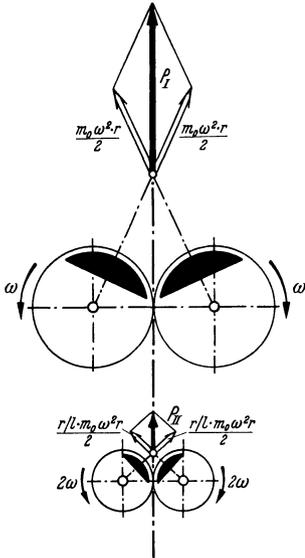


Abb. 54. Umlaufende Gegengewichtspare zur Erzeugung harmonischer Wechselkräfte.

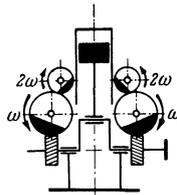


Abb. 55. Schema einer einzylindrigen Kolbenmaschine mit Gegengewichtsparen.

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. Diesen Vorteil hat z. B. der Doppelkolbenmotor (Abb. 35).

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

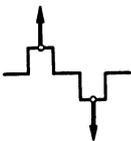


Abb. 56. Pleuelwelle eines Zweizylinder-Reihenmotors.

Es genügt dabei, wie man aus Abb. 56 sofort ersieht, nicht, wenn man verschieden-gerichtete Kräfte erzielt, denn diese können immer noch infolge ihres räumlichen Abstandes ein Kräftepaar darstellen, das den ganzen Motor zu schaukelpferdartigen 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.

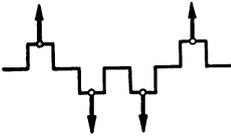


Abb. 57. Kurbelwelle eines Vierzylinder-Viertakt-Reihenmotors.

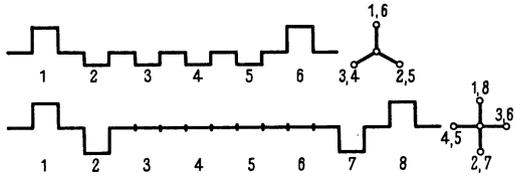


Abb. 58. Sechszylinder- und Achtzylinder-Viertakt-Kurbelwellen.

Beim Vierzylinder- (Viertakt-) Motor nach obenstehender Abb. 57 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. 58 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. 62) des Motors.

Bei Mehrzylinder-Zweitaktmotoren 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. 59) leicht zu behalten sind.

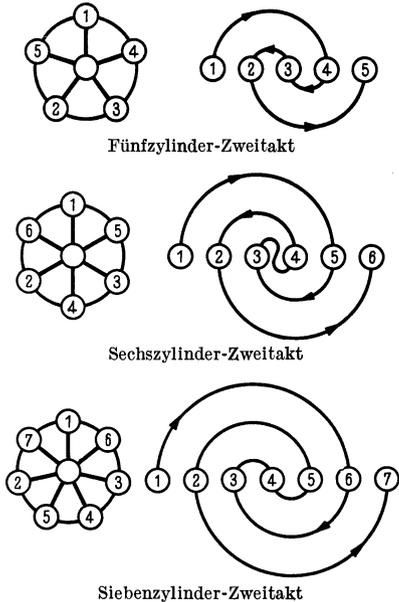


Abb. 59. Merkbilder für Kurbelfolgen mit bestmöglichem Massenausgleich I. Ordnung.

Beginne mit der  $\omega$ 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 Fünfzylinder-Maschinen usw. hintereinander.)

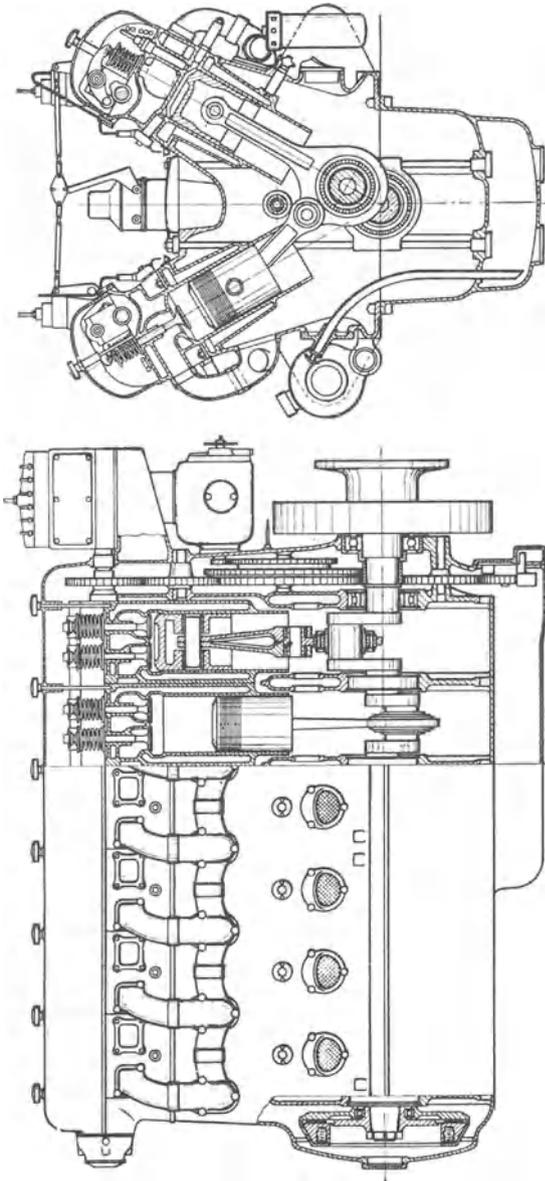


Abb. 60. Maybach-Triebwagenmotor, Zwölfzylinder in V-Form.  
 (Viertakt-Dieselmotor mit unmittelbarer Einspritzung, 410 PSe.) Die Pleibstange des linken Zylinders ist an der Pleibstange des rechten Zylinders außerhalb der Pleibzapfenmitte angelenkt.

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.

Bei Sternmotoren (vgl. Abb. 20 S. 14) setzen sich die in den einzelnen Zylinderachsen hin- und hergehenden Wechselkräfte  $P_I$  zu einer mit  $\omega$  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 versetzten 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 der Kurbelwellendrehzahl 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“ angeleht, 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. 44 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. 61 verdeutlichte Zerlegung der Kraft  $S$  am Kurbelzapfen in zwei aufeinander senkrecht stehende Komponenten entspricht

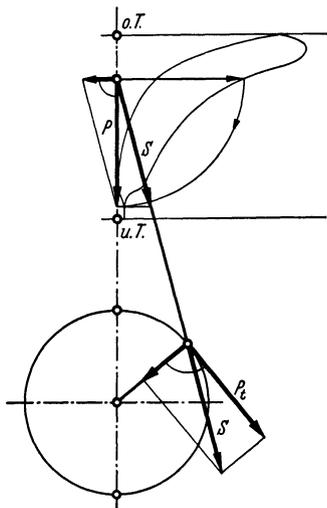


Abb. 61. Tangentielle Drehkraft  $P_t$ .

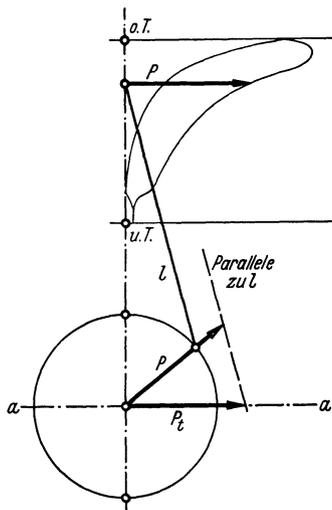


Abb. 62. Rasches zeichnerisches Verfahren zur Ermittlung von  $P_t$ .

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. 62 erhalten werden. Die in Kolbenachse wirkende Kraft  $P$  wird auf der Kurbelrichtung abgetragen. Die gestrichelt gezeichnete Parallele zur Treibstangenachse 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.

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. 63).

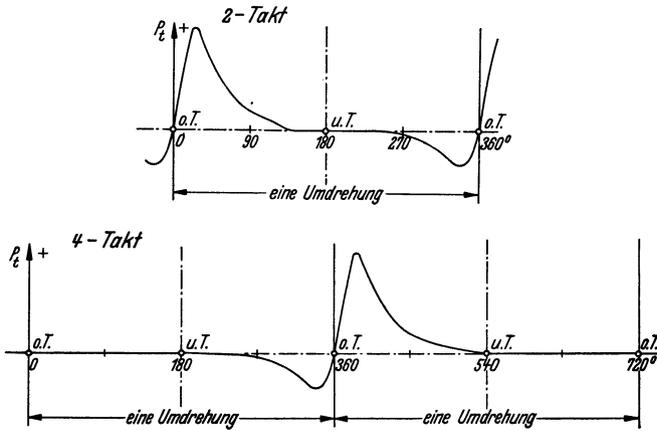


Abb. 63. Drehkraftverlauf über einem Arbeitsspiel bei einem Zweitakt- und einem Viertakt-Motor.

Diese Kurve ist alles andere mehr als gleichmäßig. Von dem verbessernden Einfluß der hin- und hergehenden Massenkräfte ist

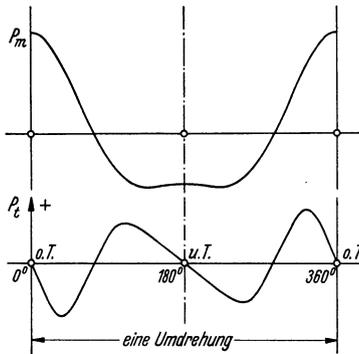


Abb. 64. Hin- und hergehende Massenkraft  $P_m$  und ihre Drehkraftkomponente  $P_t$  während einer Umdrehung.

oben schon die Rede gewesen. Die Abb. 64 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. 63) zu addieren ist.

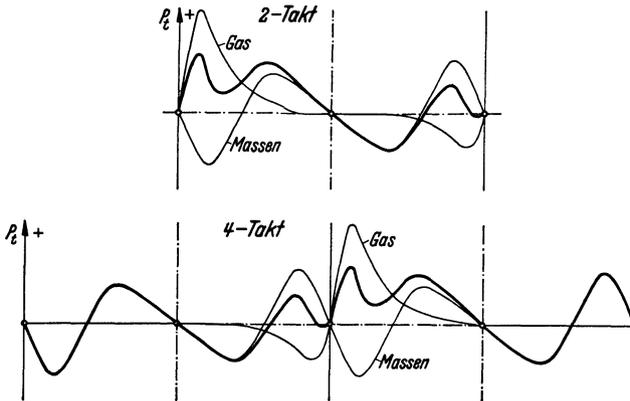


Abb. 65. Zusammensetzung der von den Gasdrücken und den Massenkräften herührenden Drehkräfte zur „resultierenden Drehkraftlinie“ (Zweitakt und Viertakt).

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

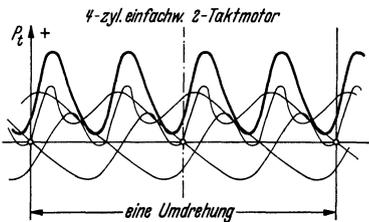


Abb. 66. Zusammensetzung der gegeneinander versetzten Drehkraftlinien mehrerer Arbeitszylinder.

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. 66).

Das Kippmoment des Motors, das stets dem augenblicklichen Drehmoment ent-

gegengesetzt gleich ist, hat natürlich demnach ebenfalls den ungleichmäßigen Verlauf der Drehkraftlinie.

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 Kurbelstellungen, wo die Drehkraft kleiner als der gleichmäßige mittlere Widerstand der Arbeitsmaschine ist, die Drehgeschwindigkeit

sich verlangsamen muß. Die Drehgeschwindigkeit schwankt also fortwährend zwischen  $\omega_{\max}$  und  $\omega_{\min}$  (Abb. 67).

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. 67 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:

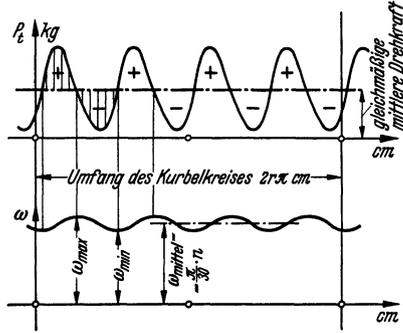


Abb. 67. Schwankung der Drehgeschwindigkeit des Kurbelzapfens infolge der Schwankungen der Drehkraft.

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

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

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

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

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

Will man also bei der Drehzahl  $n/\text{min}$  nur einen gewissen Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  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<sup>2</sup>] wird gewöhnlich das „Schwungmoment“  $GD^2$  [kg · m<sup>2</sup>] angegeben. Diese Ziffer entsteht durch Multiplikation des Schwungradgewichtes  $G$  [kg] mit dem Quadrat des *Trägheitsdurchmessers*  $D$  [m]. Es besteht die Beziehung  $\Theta = 2,55 \cdot GD^2$ .

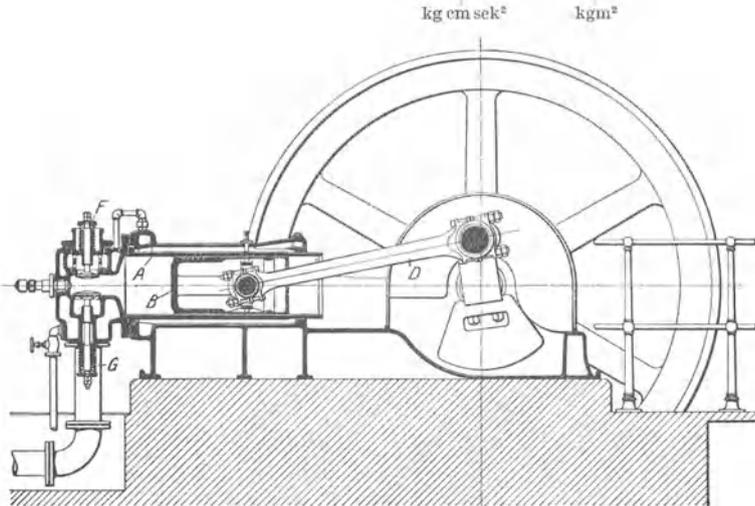


Abb. 68. Einzylinder-Viertakt-Kleingasmaschine von Gebr. Körting A. G., Hannover.  
Beachte Schwungrad und Gegengewicht! A Laufbüchse, B Kolben, D Treibstange,  
F Einlaßventil, G Auslaßventil.

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  $\omega$  kein Rütteln in den Kurbellagern spürbar wird.

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

5. Auch bei vorübergehend langsamlaufendem ( $c=1 \div 1,5$  m/sek) Motor darf  $\delta$  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.)

#### 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 Schwingungsauslässe, Ungleichförmigkeiten und Drehbeanspruchungen in der Welle zur Folge, die sich bis zum Wellenbruch steigern können.

Resonanz muß also vermieden werden. Man darf die „Frequenz“  $\Omega$  der erregenden Kraft nicht mit der Frequenz  $\omega_e$

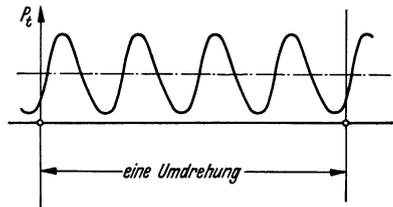


Abb. 69. Periodischer Verlauf der Drehkraft einer Mehrzylinder-Kolbenmaschine.

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

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.

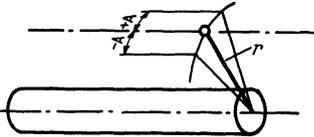


Abb. 70. Drehschwingungsausschlag  $A_{cm}$ , gemessen im Abstand  $r_{cm}$  von der Wellenachse.

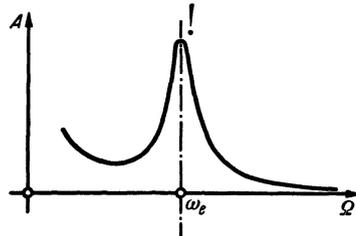


Abb. 71. Typische Resonanzkurve.

Der Ausschlag  $A$  ändert seine Größe mit der Erregerfrequenz  $\Omega$  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:

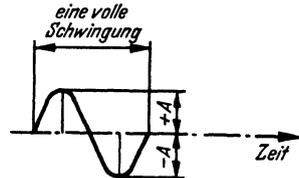


Abb. 72. Eine volle Schwingung.

Die Erregerfrequenz  $\Omega$  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  $x =$  Anzahl der Zündungen je Umdrehung;

z. B. bei einem Vierzylinder-Zweitaktmotor ist  $x = 4$  (Abb. 69),

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  $n = 300$  U/min

$$\omega = \frac{\pi}{30} \cdot n = 31,4 \quad \text{Anzahl der Zündungen je Umdrehung} = 3$$

$$\begin{aligned} \text{Erregerfrequenz } \Omega: \quad x = 3 \quad \Omega_3 &= 3 \cdot \omega = 94,2 \\ x = 6 \quad \Omega_6 &= 6 \cdot \omega = 188,4 \\ x = 9 \quad \Omega_9 &= 9 \cdot \omega = 282,6 \\ x = 12 \quad \Omega_{12} &= 12 \cdot \omega = 376,8 \text{ usw.} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \text{Gefährliche Ordnungen } x: \quad x = 1,5 \quad 3 \\ 4,5 \quad 6 \\ 7,5 \quad 9 \text{ usw.} \end{aligned}$$

Wir kennen also nun die Erregerfrequenz  $\Omega$  und müssen, um die Übereinstimmung mit der Eigenfrequenz  $\omega_e$  verhüten zu können, nun dieses  $\omega_e$  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. 73).

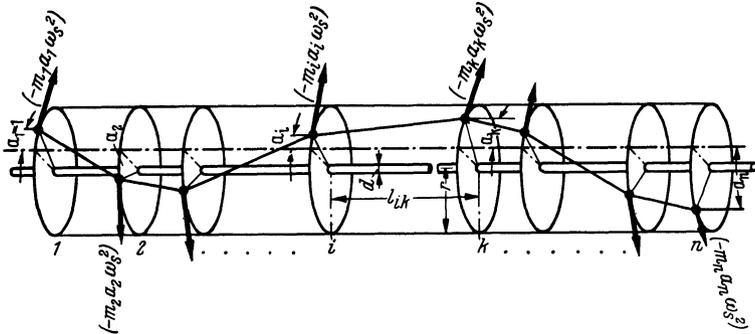


Abb. 73. Schema einer mit  $n$  aufgekeilten Schwingmassen besetzten drehfedrigen Welle.

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  $R_{i,k}$ :

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

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).

$l_{i,k}$  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.

$\sum_{\substack{,,i'' \\ ,,1''}}^{,,k''} (\dots) =$  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 · sek<sup>2</sup>/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  $GD^2 = \frac{\Theta}{2,55} = \frac{m_i \cdot r^2}{2,55}$ ).

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

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

Man wählt zunächst ein  $\omega_s$ , 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  $R_{ik}$  aufgestellte Gleichung in zwei Teile:

Kraft kg

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

Verdrehung cm

$$a_k - a_i = \frac{R_{ik} \cdot l_{ik}}{J_p \cdot G/r^2}$$

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

dadurch ist mit dem gewählten  $\omega_s$  einfach auszurechnen:

$$(-m_1 \cdot a_1 \cdot \omega_s^2) = R_{12}$$

Wir können damit errechnen:

$$a_2 - a_1 = \frac{R_{12} \cdot l_{12}}{J_p \cdot G/r^2}$$

und erhalten durch Addition  $a_2$ .

Nun haben wir alles, um hier weiterzurechnen

$$(-m_2 \cdot a_2 \cdot \omega_s^2)$$

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:

$$(-m_3 \cdot a_3 \cdot \omega_s^2)$$

zum vorigen  $R_{23}$  addiert, ergibt  $R_{34}$

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.

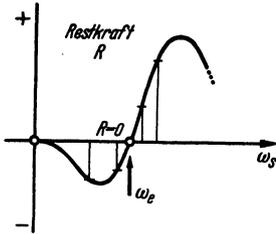


Abb. 74. Jeweilige Restkraft  $R$  über den angenommenen  $\omega_s$ -Werten aufgetragen.

Wo  $R$  die Abszisse schneidet, ist die gesuchte Eigenschwingungszahl  $\omega_e$ .

Man muß also mehrere solche Rechnungen mit verschiedenen gewählten  $\omega_s$ -Werten durchstricken, und die jeweils erhaltenen Restwerte  $R$  über  $\omega_s$  auftragen (Abb. 74). Man erhält so leicht jenes  $\omega_s$ , bei welchem  $R=0$ , also die gesuchte Eigenschwingungszahl  $\omega_e$ .

*Zahlenbeispiel* (s. S. 83).

Die  $R$ -Kurve zeigt einen eigentümlichen Verlauf. Sie durchschneidet die Nulllinie noch mehrmals, so daß also mehrere Werte für  $\omega_e$  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 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 Einheitträgheitsmoment  $J_r$  ein, und

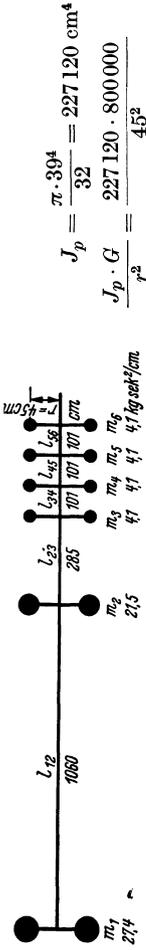


Abb. 75. Schema einer Wellenanlage mit 6 Schwangmassen.

Erste Annahme:

$\omega_s = 70$	$\omega_s^2 = 4900$	
$-m_1 a_1 \omega_s^2 = -27,4 \cdot 1,000 \cdot 4900 = -134260 \text{ kg} = R_{12}$	$a_2 - a_1 = R_{12} \cdot \frac{l_{12}}{J_p \cdot G/l^2} = -134260 \cdot \frac{1060}{89600000} = -1,588 \text{ cm}$	$a_1 = +1,000 \text{ cm}$
$-m_2 a_2 \omega_s^2 = +21,5 \cdot 0,588 \cdot 4900 = +61990 \text{ kg}$	$\sum_2^2 = -72270 \text{ kg} = R_{23}$	$a_2 = -0,588 \text{ cm}$
$-m_3 a_3 \omega_s^2 = +4,1 \cdot 0,818 \cdot 4900 = +16440 \text{ kg}$	$\sum_1^3 = -55830 \text{ kg} = R_{34}$	$a_3 = -0,818 \text{ cm}$
$-m_4 a_4 \omega_s^2 = +4,1 \cdot 0,881 \cdot 4900 = +17700 \text{ kg}$	$\sum_1^4 = -38130 \text{ kg} = R_{45}$	$a_4 = -0,881 \text{ cm}$
$-m_5 a_5 \omega_s^2 = +4,1 \cdot 0,924 \cdot 4900 = +18570 \text{ kg}$	$\sum_1^5 = -19560 \text{ kg} = R_{56}$	$a_5 = -0,924 \text{ cm}$
$-m_6 a_6 \omega_s^2 = +4,1 \cdot 0,946 \cdot 4900 = +19010 \text{ kg}$	$\sum_1^6 = -550 \text{ kg} = R$	$a_6 = -0,946 \text{ cm}$

6\* Zweite Annahme:

$\omega_s = 72$	$\omega_s^2 = 5184$	
$-m_1 a_1 \omega_s^2 = -27,4 \cdot 1,000 \cdot 5184 = -142040 \text{ kg} = R_{12}$	$a_2 - a_1 = R_{12} \cdot \frac{l_{12}}{J_p \cdot G/l^2} = -142040 \cdot \frac{1060}{89600000} = -1,680 \text{ cm}$	$a_1 = +1,000 \text{ cm}$
		$a_2 = -0,680 \text{ cm}$

usw.

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  $\Theta$  das Massenträgheitsmoment der mit der Kurbel umlaufenden Massen (Zapfen, Schenkel, Gegengewichte),  $m_r$  den „rotierenden“ Anteil der Treibstange und  $m_0$  die hin- und hergehenden Massen (Kolben, oberer Treibstangenanteil usw.).

Wir sind somit in der Lage, sowohl die Erregerfrequenzen  $\Omega_x$  anzugeben, wie auch die Eigenfrequenzen  $\omega_e$  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  $\Omega_x$  und  $\omega_e$

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*

$$\begin{aligned} \text{Haupterreger-Ordnungen: } x &= 4 \quad 8 \quad 12 \\ \text{Nebenerreger-Ordnungen: } x &= 2 \quad 6 \quad 10 \quad (14) \end{aligned}$$

Eigenschwingungszahlen der Wellenanlage (aus Schwingungsrechnung):

$$\omega_I = 71 \quad n_I = 71 \cdot \frac{30}{\pi} = 678 \text{ Schw./min}$$

$$\omega_{II} = 165 \quad n_{II} = 165 \cdot \frac{30}{\pi} = 1575 \text{ Schw./min.}$$

*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.* Vermeidung kritischer Drehzahlen im Dauerbetrieb. Kennzeichnung der kritischen Drehzahlbereiche durch auffällig angemerkte Abschnitte auf den Drehzahlanzeigern (Tachometern).

b) *Verlegung der Eigenschwingungszahl  $n_e$  durch Verkleinerung oder Vergrößerung der Schwingmassen, 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 Schwingmasse, 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. 60) 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.*

3. *Tilgung der Erregung mittels angekoppelter schwingungsfähiger Gebilde,*

z. B. einer federnd angetriebenen Schwingmasse am Maschinenende (Abb. 76). Es wird damit erreicht, daß ein ganzer Teil der Wellenanlage

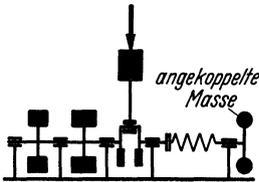


Abb. 76. Schwingungstilgung durch Ankoppeln eines schwingungsfähigen Gebildes (Schema).

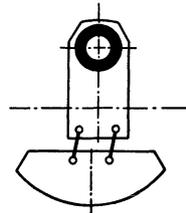


Abb. 77. Taylor-Pendel (schematisch).

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 *Taylor-Pendel*. Dieses schwingungsfähige Gebilde, das in Form eines pendelnd angebauten Gegengewichtes (Abb. 77) ausgeführt wird, tilgt die Schwingungen einer bestimmten Ordnung  $x$  vollkommen bei allen Drehzahlen, ohne die Anzahl der kritischen Drehzahlen zu vermehren.

4. *Anbringung von Dämpfern, welche die Entwicklung gefährlich großer Schwingungsausschläge durch Bremswirkung*

verhüten [Reibungsdämpfer, Flüssigkeitsdämpfer (Abb. 78), 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.

## 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 schwefelsäurehaltiger 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 Brennraum selbst eine Trennungsfuge zwischen Laufbüchse 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 Dichtungsfläche 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. *Sichere Dichtung ist nur dort gewährleistet, wo die Dichtung unter gehörigem Anpreßdruck liegt.* Große, unregelmäßige Schraubenentfernungen,

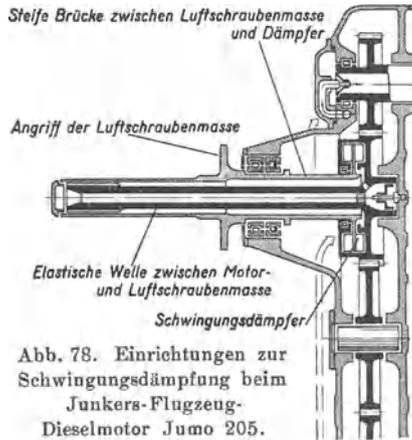


Abb. 78. Einrichtungen zur Schwingungsdämpfung beim Junkers-Flugzeug-Dieselmotor Jumo 205. (Schaufeln in Ölkammern.)

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

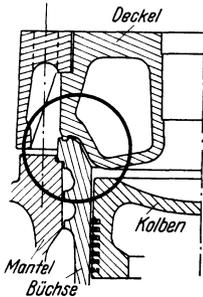


Abb. 79. Einghängter Zylinderdeckel.

Dichtungsfuge geschützt.

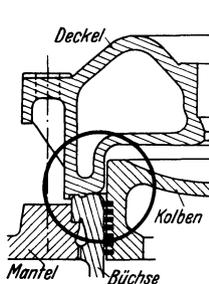


Abb. 80. Haubenartiger Zylinderdeckel.

Dichtungsfuge tiefgerückt.

Metallmassen gerade in der heißesten Zone des Motors liegt, wird bewußt durch geschickte Bauarten umgangen (vgl. Abb. 79 und 80).

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 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 eingeschlifene oder mittels Leder, Gummi oder sonstiger Weichpackungen abgedichtete, *zylindrische* Kolben und Stempel. Beim Motor ist der gasdicht eingeschlifene 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 Kolbenumfangs 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 Kreuzkopf 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. 106, S. 111).

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 gegeneinandergepreßt 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. 81) und versetzte Anordnung der Stoßstellen übereinanderliegender Ringe

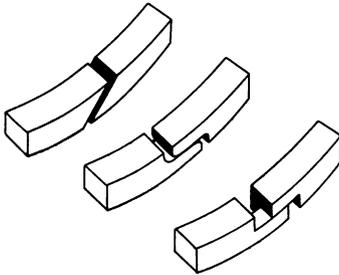


Abb. 81. Verschiedene Kolbenringstöße.

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

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 Heraus-schrauben antut, um sie zu lockern —, so begreift man die Schwierigkeit, dieses Konstruktions-element dauerhaftbar zu verwirk-

lichen. In vielen Fällen kann man ohne weiteres darauf verzichten, selbst bei Zweitaktmaschinen, wo die Kolbenringe über die Laufbüchsschlitze laufen, empfiehlt sich eher ein sorgfältiges

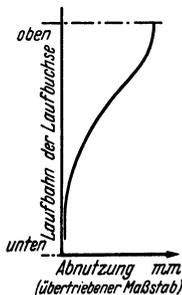


Abb. 82. Typische Form der Laufbüchsenabnutzung.

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!

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. 82) 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. 83 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 Laubbüchsenform 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. 83) preßt den Ring an die Laubbüchse und erzeugt dort bei der Kolbenbewegung eine beachtliche Reibung (rd. 10% der Maschinenleistung!) und eine dementsprechende kaum vermeidbare Abnutzung von Ring und Lauffläche. Die Laubbüchse wird daher bei größeren Motoren *auswechselbar* in den Zylinder eingesetzt („Einsatz“ 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 vorrangiger, 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 raschen 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.

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

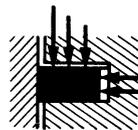


Abb. 83. Lage des Kolbenringes in seiner Nut.

Tauchkolbenmotoren genügt die Tatsache, daß die Lauffläche dem Spritzöl und Dunst des Kurbelraumes ausgesetzt ist, zur mehr als ausreichenden Schmierung der Lauffbüchsen. Das in den Verbrennungsraum gelangende Öl geht naturgemäß verloren. Ein Teil davon verbrennt, und zwar in recht unvollkommener

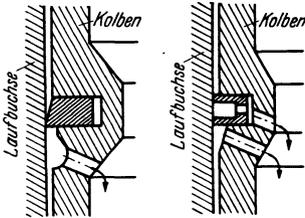


Abb. 84. Ölabstreifringe in Kolbenringnuten.

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

arbeitende Gestänge und führen der Lauffbüchse 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 abwärts gerichtete 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 ordnet man einteilige,

geschlossene „Feuerringe“ an, die zugleich mit den höchsten Temperaturen durch Drosselwirkung (Labyrinthwirkung) den höchsten Druck von den dahinter angeordneten mehrteiligen Dichtungsringen abhalten (Abbildung 85). 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 Stopfbuchsen ist weder für die Stopfbuchsenringe 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

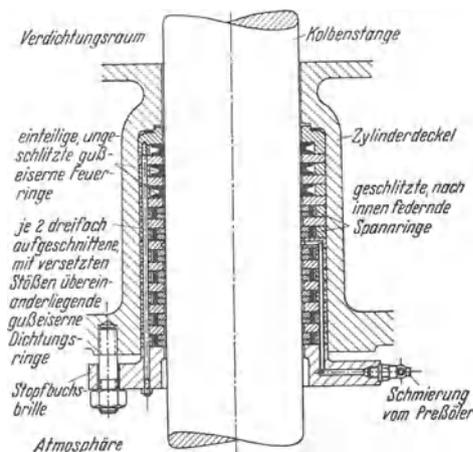


Abb. 85. Stopfbüchse für Kolbenstange im unteren Deckel eines doppelt wirkenden Großdieselmotors (MAN).

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 Expansionsziffels, 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, bereitet die Kühlung der Werkstoffe 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. 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 erhebliche Wirkungsgradeinbußen in Kauf nehmen.

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. Einen Turboverdichter, wie ihn die Gasturbine brauchen könnte, für hohe Drücke mit ähnlich gutem Wirkungsgrad gibt es zur Zeit nicht.

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 Kreiselmachines stark drehzahlabhängig (Abb. 86).

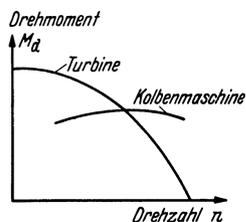


Abb. 86. Charakteristische Abhängigkeit des Drehmomentes von der Drehzahl bei einer Kessel- und einer Kolbenkraftmaschine.

Behauptet hat sich bisher nur die *Abgasturbine*, welche die aus einer Kolbenmaschine (Motor) mit Überdruck austretenden, höchstens etwa  $800^{\circ}\text{C}$  warmen Abgase verarbeitet und z. B. ein Turbo-Aufladegebläse antreibt (Abb. 39 S. 47). 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 schnellaufenden 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<sup>2</sup> 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 entwickelte Aluminium-Lagerlegierungen (heimischer Ausgangsstoff) an erster Stelle.

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/cm<sup>2</sup> üblich war, wird heute bei Kraftwagenmotoren etwa 180 kg/cm<sup>2</sup>, bei Flugmotoren sogar 250 kg/cm<sup>2</sup> zugelassen. Blei-Bronzelager sind schon mit Erfolg bei etwa 350 kg/cm<sup>2</sup> 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 <sup>2</sup>
Grundplattenlager . .	40 ÷ 45 kg/cm <sup>2</sup>
Kurbellager . . . . .	90 ÷ 110 kg/cm <sup>2</sup>
Kreuzkopflager . . .	120 ÷ 150 kg/cm <sup>2</sup>

Auch die bekannten Vorteile von Kugellagern, Rollenlagern usw. macht man sich im neuzeitlichen Kleinmotorenbau weitgehend zunutze. Am Kolbenbolzenlager werden Nadellager angewandt, und seit es gelungen ist, aus Einzelteilen zusammengebaute Kurbelwellen (Hirth-Verzahnung) zu gestalten (Abb. 87), steht der Anwendung

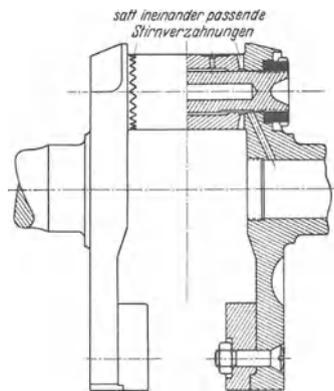


Abb. 87. Aus Einzelteilen mittels Hirth-Verzahnung zusammengebaute Kurbelwelle eines Sternmotors.

von raumsparenden Wälzlagern an den Lagern der Kurbelwelle und Treibstangen 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 Treibstangenköpfe, die axiale Länge der Kurbelzapfen- und Grundplattenlager sind ausschlaggebend für die ganzen baulichen Abmessungen des Motorgehäuses, unter anderem auch für den Mittenabstand zweier benachbarter Arbeitszylinder. 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 Treibstangenkopf wird zu schwer und läßt sich nicht mehr in der meist üblichen Weise nach oben durch die Laufbüchsenbohrung 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 möglicher ähnlicher Umstände gewissenhaft 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. 61 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 sind es jedoch nur wenige Hauptteile, welche tatsächlich einer von

minus auf plus umspringenden oder von Null auf Höchstlast schwellenden Wechselbeanspruchung ausgesetzt sind: Kolbenstange, Kreuzkopfpfaffen 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. 62) 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. 88 u. 89 sind diese Größen stark übertrieben angedeutet. Tritt nun durch den

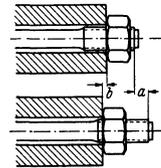


Abb. 88. Längung der Schraube und Zusammendrückung der Hülse beim Anziehen.

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. 89. 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  $R$ .

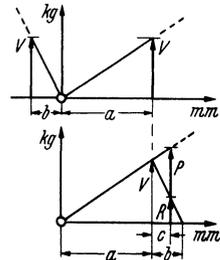


Abb. 89. Vorspannungsabnahme bei zusätzlicher Beanspruchung.

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  $(P + R) - V$  und die Zusatzlängung  $c$  bleiben 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.

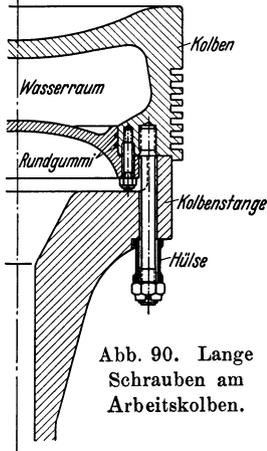


Abb. 90. Lange Schrauben am Arbeitskolben.

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.

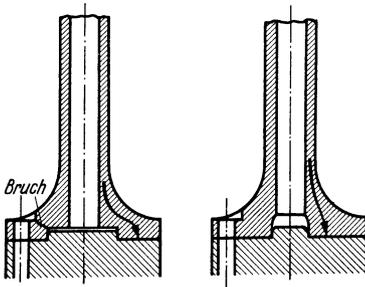


Abb. 91. Flanschbefestigung.

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

Eine weitere selbstverständliche Forderung, deren Nichtbeachtung stets zu Mißerfolgen führt, ist die *klare Kraftweiterleitung* ohne Umwege (Abb. 91), vor allem ohne Biegebeanspruchung in Gußteilen (Abb. 96).

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. 92, 93, 94). 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

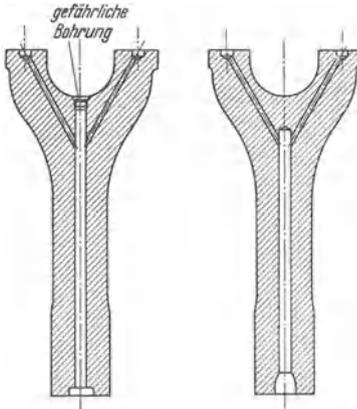


Abb. 92. Treibstangenschaft mit Schmieröl-Bohrungen.

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

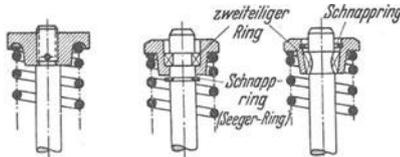


Abb. 93. Befestigung des Federtellers am Ende einer Ventilspindel.

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

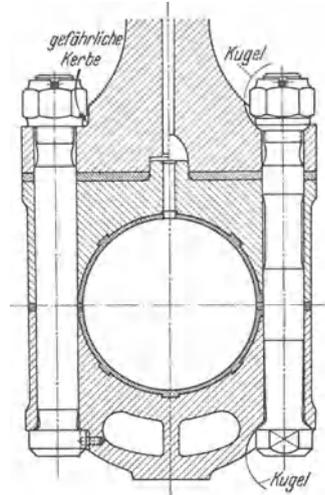


Abb. 94. Treibstangenkopf und Treibstangenschrauben.

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

weist übrigens eine recht bedauerliche Eigenheit auf, nämlich die Tatsache, daß fast 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 zusammengeschaubt

wäre: es trägt nur *ein* Gewindegang ordentlich. Erhebliche Besserung dieses Verhaltens erreichen alle jene Gestaltungsformen, welche auch das Muttergewinde auf Zug beanspruchen (Abb. 95).

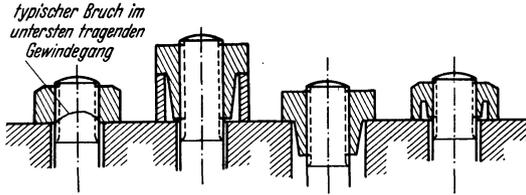


Abb. 95. Gewindeverbindung.

Links gewöhnliche Mutter. Rechts Formen mit erheblich gesteigerter Dauerfestigkeit.

Von großer Bedeutung für die Haltbarkeit von Gußteilen ist die Tatsache, daß die äußere *Gußhaut* schon von der Herstellung her eine *Druckvorspannung* besitzt. 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.) Diese Druckvorspannung in der Außenfaser ist ein sehr günstiger hochzuschätzender Umstand, der nicht fahrlässig durch unnütze Bearbeitung und Verletzung der Gußhaut verdorben werden darf. Eine solche Druckvorspannung wird anderwärts — bei „komprimierten Wellen“ bei bruchsicherem Glas usw. — künstlich aufgebracht. Sie bezweckt und erreicht eine gesteigerte Biege- und Zugfestigkeit des sonst verhältnismäßig spröden Stoffes. Ganz besonders gilt dieser Hinweis für Bauteile mit starken Temperaturunterschieden (Kolben, Deckel, Büchsen), wo die gekühlte Oberfläche heftige Zugbeanspruchungen erfährt, wenn die geheizte Oberfläche sich ausdehnen will. Die Druckvorspannung einer unverletzten Gußhaut trägt auch hier natürlich entscheidend zur Haltbarkeit dieser Bauteile bei, ganz abgesehen von der Schutzwirkung gegen den verrottenden Angriff des Wassers (Abb. 96).

Die Gefahr der Verrottung 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.

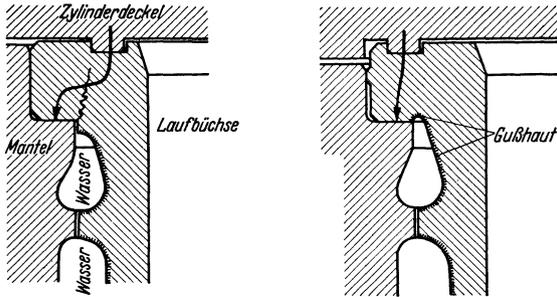


Abb. 96. Oberer Rand einer eingesetzten gußeisernen Laufbüchse.

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

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

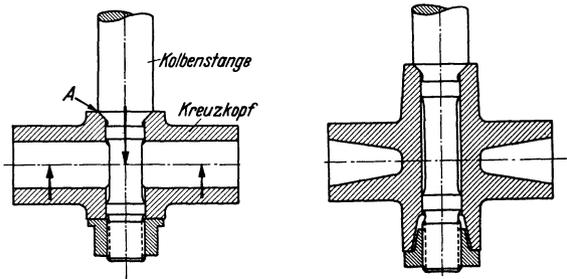


Abb. 97. Befestigung der Kolbenstange im Kreuzkopf eines Großmotors.

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.

erfüllen sollen (Abb. 97). Gleitbahnen und Gleitschuhe müssen steif 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.

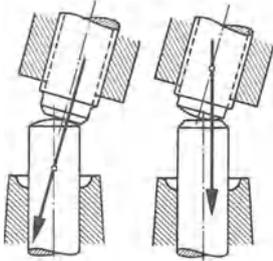


Abb. 98. Krafrichtung beim Niederdrücken einer Ventilspindel.

Der Grundsatz, *steif* zu bauen, hat hervorragende Bedeutung für die Führungen von Ventilen, Nadeln, Pumpenstempeln usw. wo jede Formveränderung — sei es durch Verspannen beim Einschrauben 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.98.)

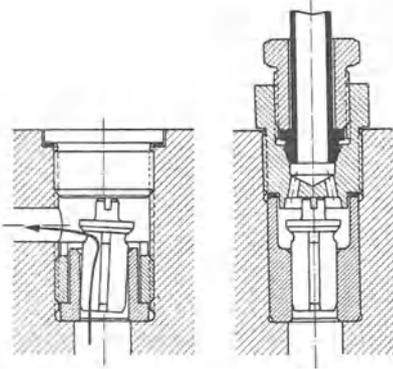


Abb. 99. Rückschlagventile.

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

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.99).

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.100).

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

hinderlich und störend werden kann. Solche Teile — Gleitschuh, Kolbenringe, eingeschliffene Spindelführungen — müssen also über die Enden ihrer Gleitbahn oder Laufbühse *überschleifen* (Abb. 101, 102).

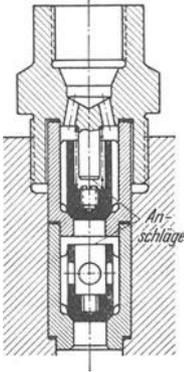


Abb. 100. Trennung der Anschläge von den Führungsflossen.

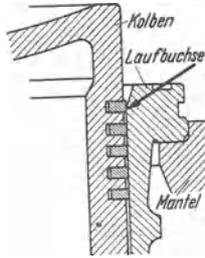


Abb. 101. Überschleifen des obersten Kolbenringes bei o. T. über das Ende der zylindrischen Lauffläche.

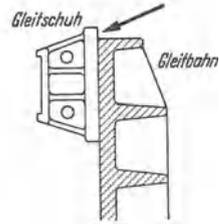


Abb. 102. Überschleifen des Gleitschuhes.

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. 103), Hebel und Zwischenräder drehen sich mit Gleitlagerbüchse um feststehende Bolzen. Wo sich jedoch die Wellenverbindung nicht vermeiden läßt, müssen Doppelkeile oder kegelige Wellenzapfen angewandt werden, um der Keilverbindung die nötige Dauerhaftigkeit zu geben (Abb. 104).

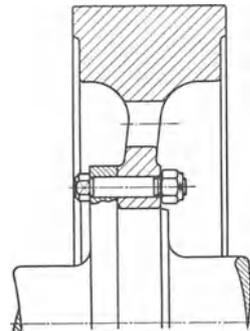


Abb. 103. Schwungradbefestigung durch Paßbolzen.

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

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

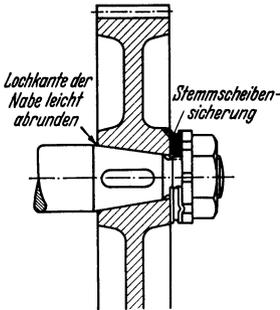


Abb. 104. Nabe auf kegeligem Wellenzapfen.

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. Festsitzende 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. 99, 100).

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 (Abb. 105.)

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 Verrotterscheinungen, Beschränkung der Literleistung des Motors und ernstesten Regel- oder Kühlschwierigkeiten führen kann.

Luft- oder Dampfsäcke sind schlechte Wärmeleiter und führen zu örtlichen Werkstoffüberhitzungen. Luftsäcke in Hochdruckbrennstoffleitungen verändern ihren Raum-

inhalt 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

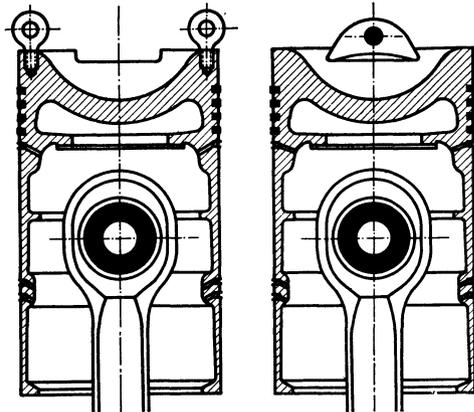


Abb. 105. Ausbautvorrichtung für Tauchkolben.  
Links: Gewindelöcher im heißen Kolbenrand. Rechts: Benutzung der ohnehin wegen der Ein- und Auslaßventile vorhandenen Aussparungen des Kolbenrandes.

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-Stopfbüchsen 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 (0,000011) 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, schnellaufenden 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 scheinen also die Aluminiumlegierungen usw. mit ihren bekannten guten Wärmeleiteigenschaften gegenüber Gußeisen im Vorteil zu sein. Da sie aber leider einen höheren Wärmeausdehnungs-Koeffizienten haben (Aluminium 0,000024), treten schon bei geringeren Temperaturunterschieden größere Ausdehnungsunterschiede auf.

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 unzuträgliche 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. 106). Je größer die 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 Wärme-dehnung 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 Ventilkannen 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. Vorzuziehen sind Formen, die trotz dünnen Wandstärken an sich steif sind, wie Kugelabschnitte und Kegel. Ebene Flächen

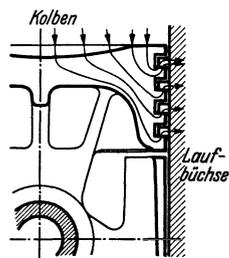


Abb. 106. Wärmefluß in ungekühlten Arbeitskolben.

Die vom Verbrennungsraum einströmende Wärme wird durch die Pleuellringe an die kühlere Laufbüchse abgeführt.

sind stets gefährdet, sie „atmen“ membranähnlich und können Stützrippen eigentlich nicht entbehren.

Bemerkenswert ist die 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 (Abb. 24 u. 165).

Besonders auffällig war seinerzeit das Problem der Wärmebeanspruchungen in der Kolbenstange doppelwirkender Groß-

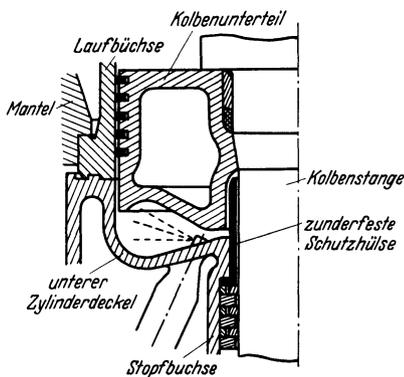


Abb. 107. Schutzkragen im unteren Verbrennungsraum bei doppelwirkendem Großdieselmotor (MAN).

motoren. 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 Verrotterungserscheinungen („Kor-

rosion“), 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 krassesten Feuerberührung während der Zündung durch einen *Schutzkragen* aus wärmefestem Sonderstahl (Abb. 107). Verzicht auf scharfe Stoßbüchsenkühlung, um schroffe Temperaturunterschiede in der Kolbenstange zu vermeiden.

Häufige Ursache zu „Wärmerissen“ sind plötzliches Aufhören der Kühlung oder plötzlich wiedereinsetzende Kühlung (vgl. S. 65). Bei vorübergehend ausgesetzter Kühlung muß zuerst *allmählich und vorsichtig* gekühlt werden. Nach dem Stillsetzen großer Motoren muß eine Zeitlang nachgekühlt werden.

Durch Schmutz, (Schlamm und Kesselsteinansätze) in 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.

#### 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. 108). 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 Ventilsfeder.

Ventilsteuerungen durch Exzenter, Wälzhebel und Schwingdaumen, wie sie im Dampfmaschinenbau üblich sind, findet man bei liegenden Großgasmaschinen (Abb. 109). 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.

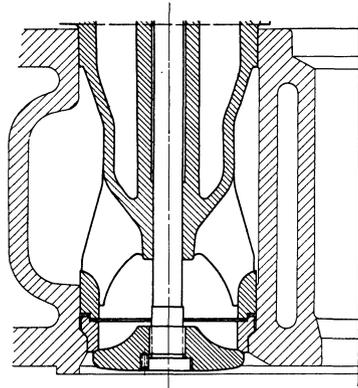


Abb. 108. Einlaßventil (MAN).

Bei Reihenmotoren hat jeder Arbeitszylinder seinen eigenen Nockensatz.

Bei *Sternmotoren* ist in der Regel eine mit der Kurbel achsengleiche Nockentrommel angeordnet, deren einzelne Nocken nacheinander 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.

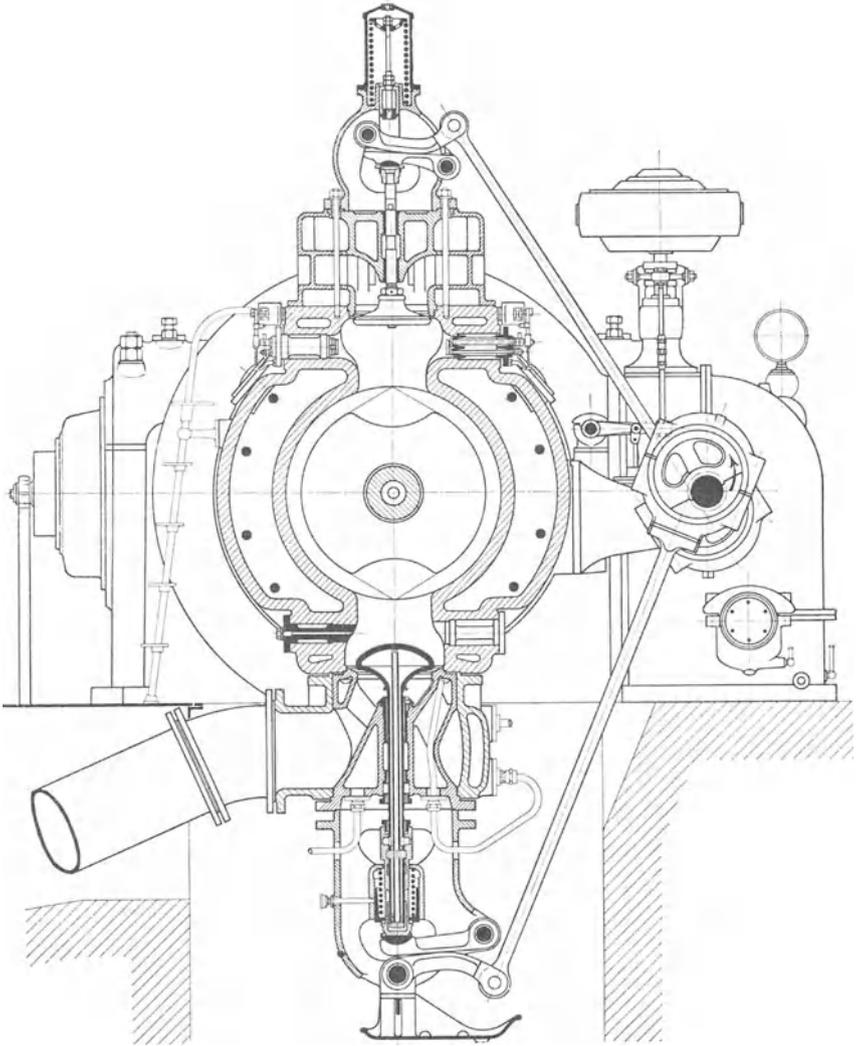


Abb. 109. Steuerung einer Großgasmaschine (Haniel & Lueg).

Die mit halber Drehzahl umlaufende Steuerwelle (rechts) betätigt mittels Scheibenkurbeln (Exzenter), Stangen und Wälzhebel die Einlaß- und Auslaßventile. Unterhalb des Einlaßventilkegels ist die Abreiß-Zündeinrichtung erkennbar.

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. 110).

Die Gasgeschwindigkeit beim Einsaugen und Ausschieben  $w$  m/sek durch den Durchtrittsquerschnitt  $f$  cm<sup>2</sup> steht gemäß der „Kontinuitätsgleichung“ in einfacher Beziehung zur Kolbenfläche  $F$  cm<sup>2</sup> 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 Ventilspalt (abgesehen von Abweichungen, die sie durch Reibungs- und Einschnürungsvorgänge erleidet).

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!

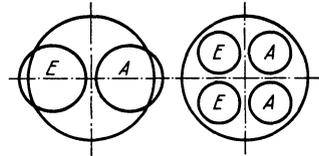


Abb. 110. Einlaß- und Auslaßventile im Zylinderdeckel.

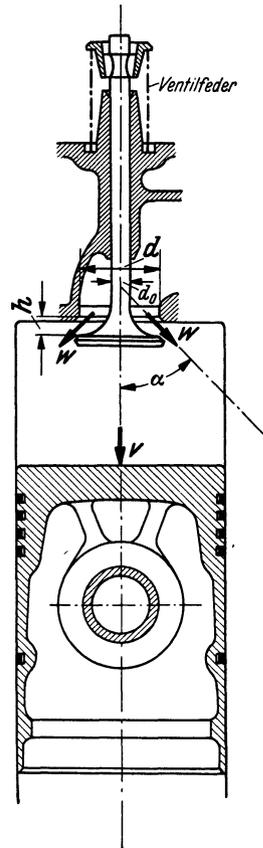


Abb. 111. Ventilquerschnitt.

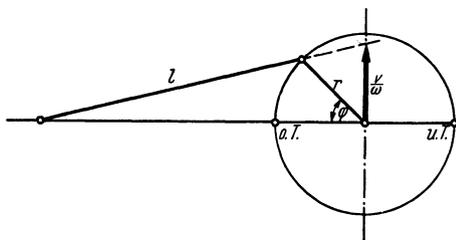
Die wirkliche Gasgeschwindigkeit  $w = w' \cdot \frac{\pi}{2}$  und die oben gegebene Konstruktionsregel:  $w$  soll kleiner sein als 70 bis 80 m/sek, lautet unter Benutzung der Vergleichsziffer  $w'$  also:  $w'$  soll kleiner sein als (rd.) 45 bis 50 m/sek.

Der Durchtrittsquerschnitt  $f$  bei einem einfachen Pilzventil (Abb. 111) 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. 112):



$r$  = Kurbelradius,  
 $l$  = Treibstangenlänge,  
 $\varphi$  = Kurbelwinkel,  
 $\omega = \frac{\pi}{30} \cdot n$  = Drehgeschwindigkeit.

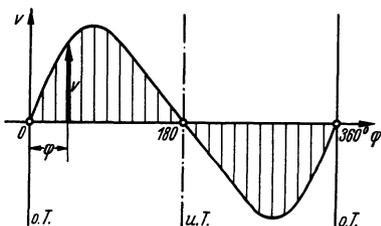


Abb. 112.

Augenblickliche Kolbengeschwindigkeit.

Die Verlängerung der Treibstange  $l$  schneidet aus der Grundlagermittellinie die Strecke  $v/\omega$  ab.

Das Einsaugventil benutzt den von  $o. T.$  nach  $u. T.$  reichenden ersten Teil dieser Kurve, das Auspußventil den zweiten Teil.

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.

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 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. 113).

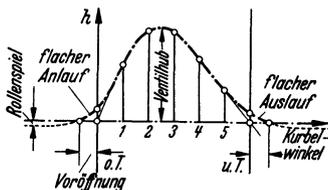


Abb. 113. Ventilhubkurve.

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. 114).

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. 115).

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.

Die *Ventilfeder* muß folgenden Betriebsbedingungen gewachsen sein:



1. Sie muß das Ventil auch bei gelegentlichem Unterdruck im Zylinderinnern (Einsaughub) mit einer gewissen Dichtungskraft geschlossen halten.

2. Sie muß je nach Lage des Ventils das Gewicht des Ventilkügels und Stößels tragen.

3. Sie muß die Reibung des Stößels beim Schließen überwinden.

4. Sie muß während der Öffnungszeit des Ventils den Kraftschluß zwischen Rolle und Nocken gewährleisten, also stärker sein als die Trägheitskräfte der beschleunigten Massen des Ventils und Steuerungsgestänges.

Zur Erfüllung der letzten Bedingung muß man die Größe der Beschleunigung ermitteln, wofür die Kinematik zeichnerische und rechnerische Verfahren liefert. Aus der nebenstehenden Abbildung 116 ist leicht zu ersehen, daß hierfür kaum andere Überlegungen und Verfahren notwendig sind als bei den bekannten Verhältnissen des normalen Kurbelgetriebes. Man erkennt die hier wie dort unveränderlichen „Stangenzweiten“  $r$  und  $l$ , mit denen sich z. B. die Beschleunigung im Nockengipfel einfach als

$r \left( \frac{\omega}{2} \right)^2 \cdot \left( 1 + \frac{r}{l} \right)$  errechnen läßt. In Abb. 117 ist ein typischer Verlauf der Weg-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungskurven des Ventilhubes aufgezeichnet.

Die Federkraft darf niemals kleiner sein als die Summe der vom Nocken weg wirkenden Kräfte (Abb. 118 u. 119), sonst tritt Abheben des Stößels vom Nocken ein mit kurz darauf folgendem schlagartigen Wiederaufprallen.

Während der Einsaugventilkegel durch die einströmende kalte Ladung stets gut gekühlt wird, ist der Auspuffventilkegel meist

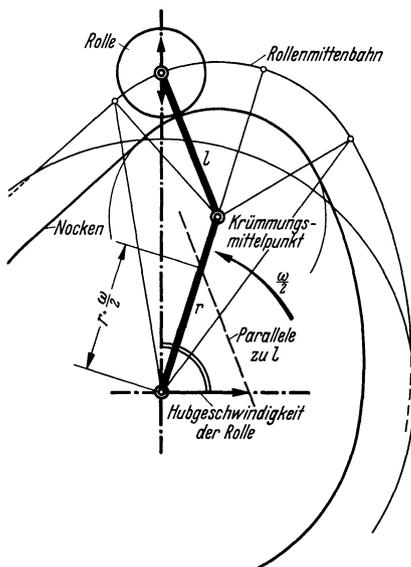


Abb. 116. Übereinstimmung der Bewegung einer Rolle auf kreisbogenförmigem Nocken mit der Bewegung eines Kurbeltriebes.

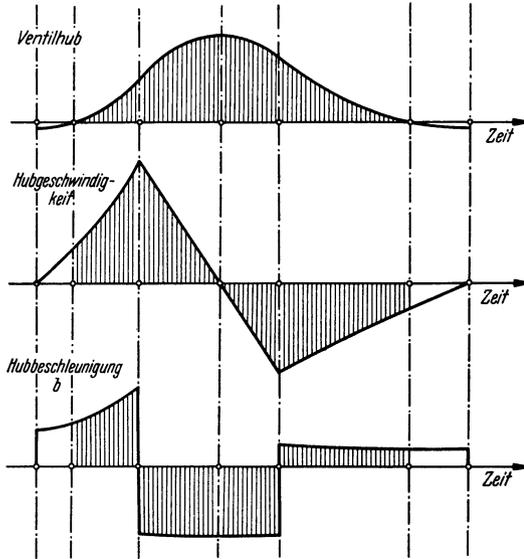


Abb. 117. Hub, Hubgeschwindigkeit und Hubbeschleunigung eines gesteuerten Ventils.

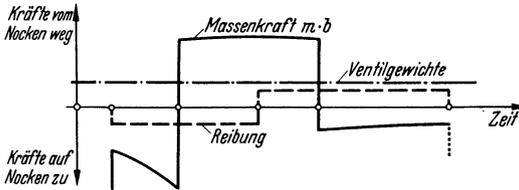


Abb. 118. Vom Nocken auf die Rolle auszuübende Kräfte.

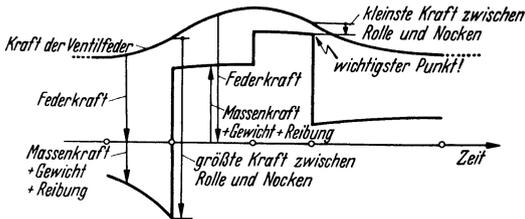


Abb. 119. Ventulfederkraft

muß alle vom Nocken weg wirkenden Kräfte (Gewicht, Reibung, Massenbeschleunigung) überbieten.

besonders hohen Temperaturen ausgesetzt. Auf wirksame Kühlung der Umgebung des Auspuffventils (bei Großmaschinen sind Ventil und Kegel selber wassergekühlt) muß besonders geachtet werden (Abb. 120). 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.

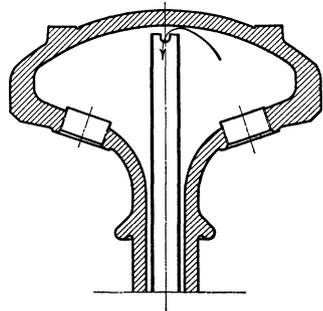


Abb. 120. Hohles, gekühltes Auslaßventil.

## 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 Luft-

volumen 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

$$1,30 \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H = \underbrace{w}_{\text{m/sek}} \cdot \underbrace{f \cdot z}_{\text{sek}} \quad \text{m}^3$$

$w$  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. 121 leicht einzusehen ist — mit einer „mittleren“ Zeit  $z$ .

Zur Erzielung der Einblasegeschwindigkeit  $w$  und zur Deckung der mannigfachen Drossel-, Wirbel- und Umlenkverluste muß die Spülluft mit einigen Zehntel  $at$  Überdruck eingblasen werden. Hierzu ist ein entsprechend bemessenes einfaches Gebläse erforderlich (vgl. S. 15).

Richtung und Weg der Spülluft im Zylinderinnern muß so gestaltet werden, daß der beabsichtigte Zweck: Austreibung der verbrannten Gase ohne Zurückbleiben von Abgasnestern und

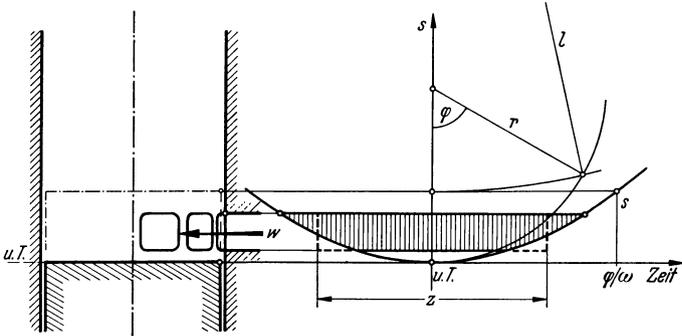


Abb. 121. Zeitquerschnitt der Spülschlitze.

In dem Schaubild — Kolbenweg abhängig von der Zeit — erscheint der Zeitquerschnitt als geschraffte Fläche.  $s$  = Stellung der Kolbenkante über  $u.T.$

-walzen möglichst vollkommen erreicht wird. Die hauptsächlichsten Verfahren sind:

1. Gleichstromspülung, 2. Querspülung, 3. Umkehrspülung.

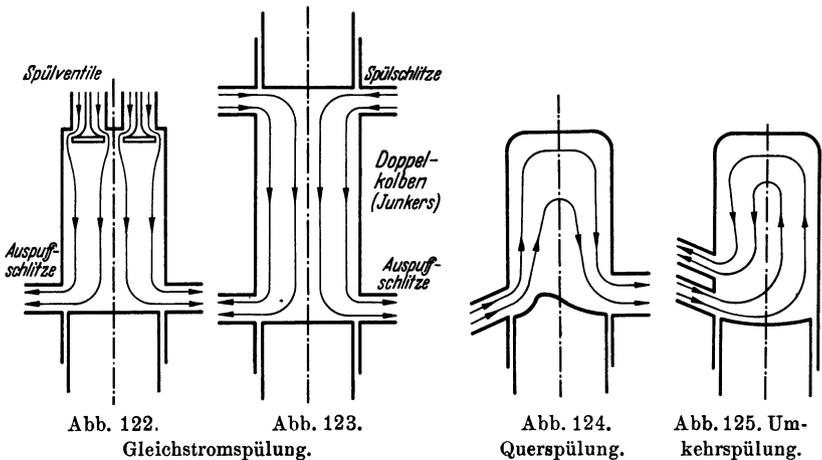


Abb. 122. Gleichstromspülung.

Abb. 123.

Abb. 124. Querspülung.

Abb. 125. 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 Laufbüchsenwand ablösen, und bilden einen frei durch die Mittelachse blasenden Strom, dessen Lage sich bei den geringsten Unregelmäßigkeiten und Störungen weitestgehend verändert. Man erzielt durch tangentiale Einströmrichtung 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. 126).

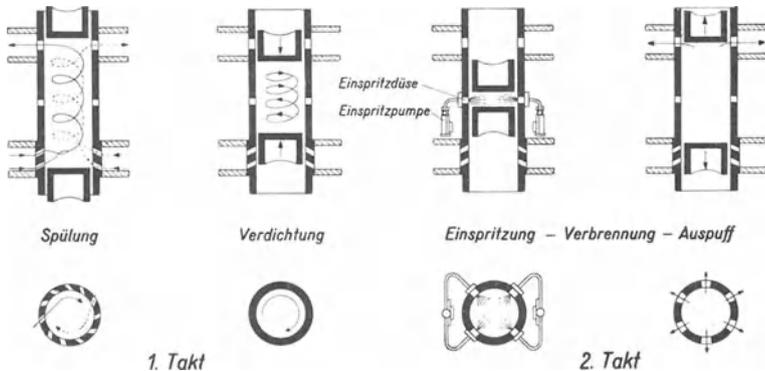


Abb. 126. Arbeitsweise des Junkers-Doppelkolben-Zweitakt-Dieselmotors mit kreiselnder Gleichstromspülung.

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. 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. 127). (Diese Schlitze können z. B. mit dem Auspuffrohr in Verbindung stehen, dessen Innendruck ja niedriger ist als der Druck der eintretenden Spülluft.)

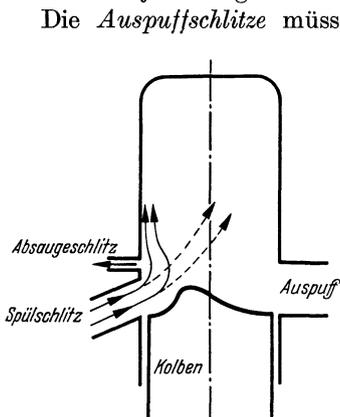


Abb. 127. Heransaugen des Spülstroms an die Wand.

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 abgeschrägt oder abgerundet. Die Gesamtschlitzbreite  $B$  ergibt sich beim zeichnerischen Entwurf (Abb. 128) als  $b_1 + b_2 + b_3 + \dots$  m. Die Schlitzhöhe muß wiederum nach dem Gesichtspunkt des nötigen Zeitquerschnittes bestimmt werden.

Die aus weitläufigen Gleichungen der Wärmelehre abgeleitete Kurve (Druckabfall über Zeitquerschnitt) der Abb. 129 gestattet, den benötigten *Zeitquerschnitt zum Auspuffen* abzulesen. Man muß zunächst ungefähr wissen, welcher Druck  $p_1$  im Zylinderinnern beim Öffnen der Auspuffschlitze herrschen wird. Darüber gibt das Druckwegeschaubild (Indikatordiagramm) Auskunft, dessen Auspuffende ebenfalls in Abb. 128 links oben gezeichnet ist. Man sieht dort das schnelle Abfallen des Druckes von  $p_1$  auf den Druck  $p_2$ , welcher gleich oder kleiner wie der Spülluftdruck sein muß, wenn kein Zurückdrücken der Spülluft durch Auspuffgase erfolgen soll. Ist z. B.  $p_1 = 2,9$  ata,  $p_2 = 1,15$  ata und der Druck im Auspuffrohr (der natürlich die Ausströmgeschwindigkeit beeinflusst)  $p_a = 1,05$ , so zeigt die auf der Grundlinie abgeschnittene Strecke das hier zu konstruierende  $\frac{J_A}{n \cdot V_H}$ . (Man verfolge die strichpunktiierten

Linien!) Bei dem eingezeichneten Beispiel ergibt sich  $\frac{J_A}{n \cdot V_H} = 0,0148$ .

Darin bedeutet  $n$  die minutliche Drehzahl des Motors und  $V_H$  das

volle geometrische Hubvolumen  $D^2 \frac{\pi}{4} \cdot H$  eines Arbeitszylinders in  $m^3$ . Der „Zeitquerschnitt“  $J_A$  (der in diesem Falle als Querschnitt  $\times$  Kurbelwinkel zu messen ist) erscheint in dem oben

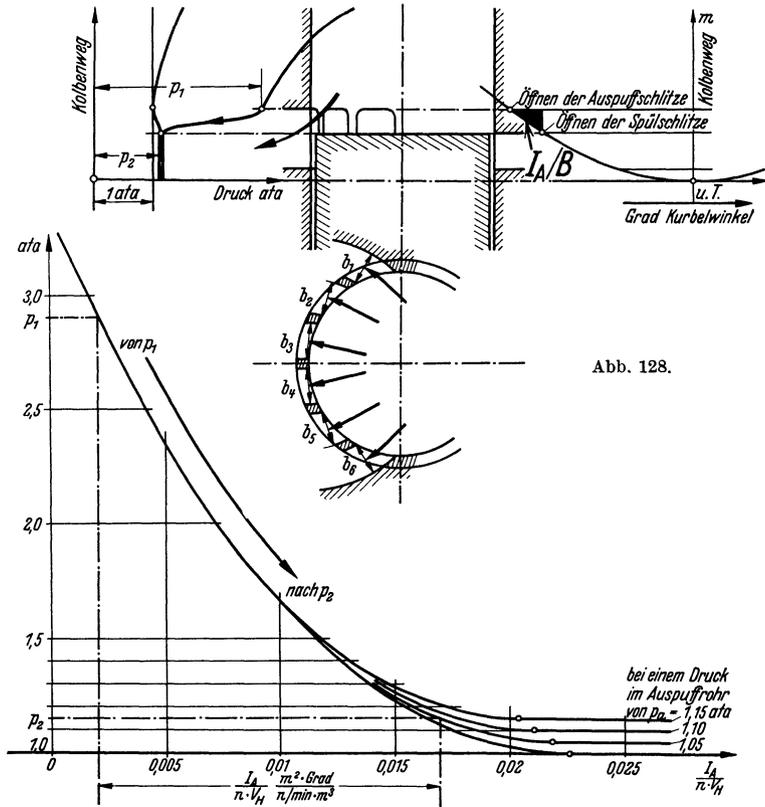


Abb. 128.

Abb. 129.

Abb. 128 und 129. 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 (Indikatordiagramm), unteres Totpunkt-Ende. Oben rechts: Kolbenweg über Kurbelwinkel mit schwarz hervorgehobenem Zeitquerschnitt für das Entspannen der Auspuffgase. Unten: Druckabfall über dem

Zeitquerschnitt.

rechts sichtbaren Schaubild als Fläche. Ihr Inhalt gibt an, wieviel Meter Höhe  $\times$  Grad Kurbelwinkel vom Öffnen der Auspuffschlitze bis zum Öffnen der Spülschlitze freigelegt worden sind. Um wirklich  $J_A \text{ m}^2 \times \text{Grad}$  darzustellen, muß die kleine Fläche allerdings noch



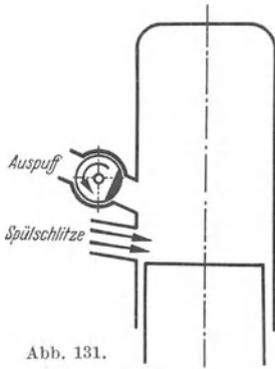


Abb. 131.

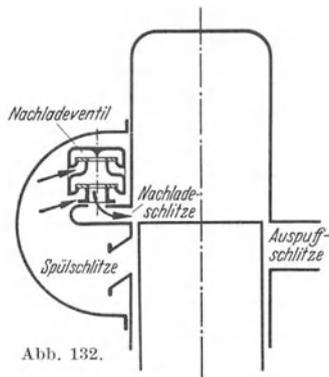


Abb. 132.

Abb. 131. Umlaufender Schieber im Auspuffstutzen.

Abb. 132. 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.

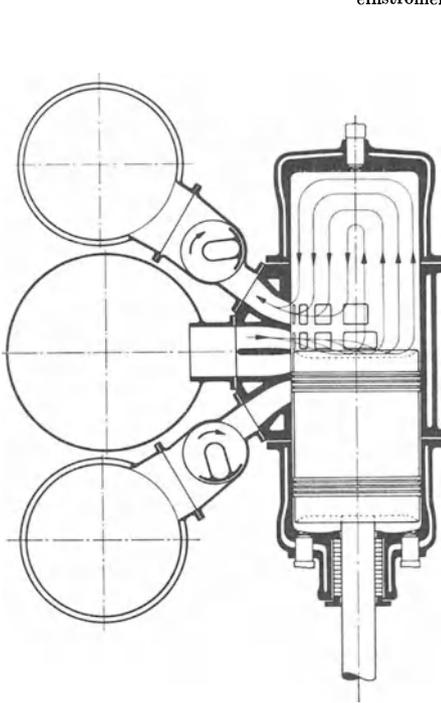


Abb. 133. Doppeltwirkender MAN-Zweitakt-Dieselmotor mit Umkehrspülung.

Aufladung durch vorzeitigen Abschluß der Auspufföffnungen mittels Umlaufschieber. Links: Spülluftrohr zwischen oberem und unterem Auspuffrohr.

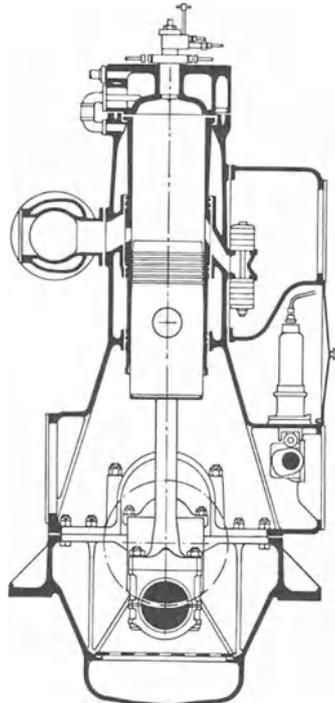


Abb. 134. Einfachwirkender Sulzer-Zweitakt-Dieselmotor mit Nachladeventilen im Spülluftaufnehmer.

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 absperrn, und muß beim Ansaugen beide Zutrittsquerschnitte im richtigen Verhältnis öffnen.

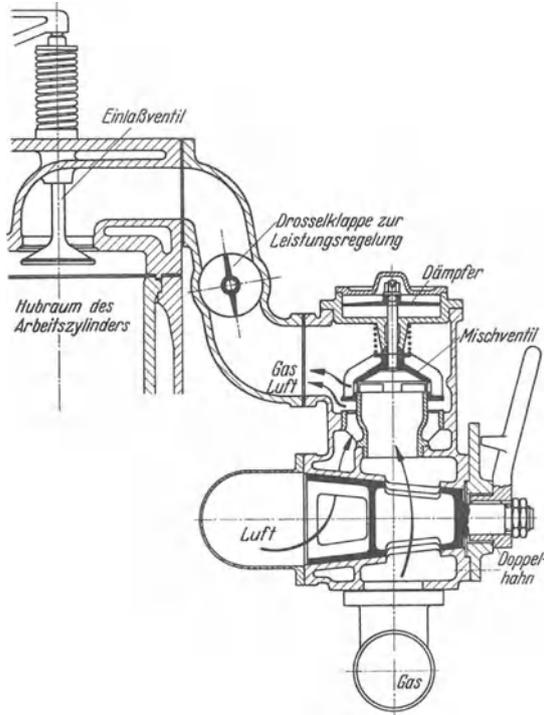


Abb. 135. Selbsttätiges Mischventil der Fahrzeug- und Motorenwerke Breslau.

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, zwangläufig gesteuerte Einlaßventil im Zylinderdeckel schützt das Mischventil vor den hohen Temperaturen des Verbrennungsraumes.

Die Abb. 135 und 136 zeigen zwei grundsätzliche Bauarten.

Abb. 136 zeigt ein mit dem Einlaßventil *K* festverbundenes und gleichzeitig mit diesem zwangläufig gesteuertes Mischventil *J*. Das Mischventil ist als eine Art Kolbenschieber mit übereinanderliegenden Luft- und Gasschlitzen ausgebildet. Durch Veränderung des Ventillhubes erreicht man mehr oder minder gedrosselte Füllung

des Zylinders mit Gemisch von annähernd gleichbleibender Zusammensetzung (Luftüberschuß) im ganzen Regelbereich. Der Regler bewirkt diese Ventilhubänderung durch Verschieben des Steines *L* in dem Wälzhebelmechanismus des Ventiltriebes.

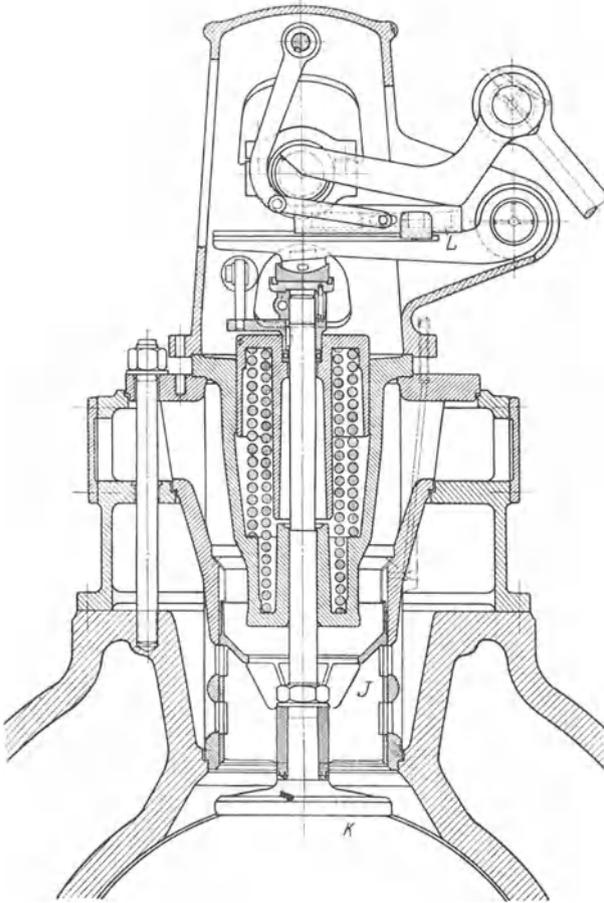


Abb. 136. Einlaß- und Mischventil der MAN (zur Großgasmaschine Abb. 31).

Werden die Luft- und Gasslitze im Kolbenschieber und seiner Führungsbuchse ungleich lang oder schrägläufig ausgebildet, so kann man durch einfache Drehung des Ventils um seine Achse während des Betriebes das Verhältnis der Einlaßquerschnitte und damit den Luftüberschuß verändern.

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

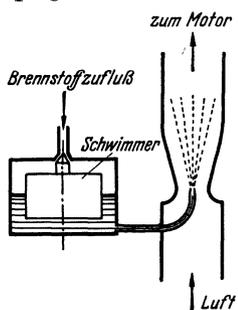


Abb. 137. Schema eines Vergasers.

Düsenmündung gehalten wird (Abb. 137). Durch den entstehenden Unterdruck bei strömender Luft wird — genau wie bei den bekannten Zerstäubern, Blumenspritzen, Inhaliergeräten usw. — Brennstoff aus der Düse hochgesogen und in feinerstäubter Form zur Luft beigemischt. Wenn die Temperatur nicht etwa zu niedrig ist, *verdampft* („vergast“) der Brennstoff zu unsichtbarem Gas, er fällt jedoch in kalten Gebieten des Ansaugrohrs 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 Ansaugrohrs wieder als nasser Niederschlag ausscheidet, anstatt als Gas in den Zylinder einzuströmen. Die Maßnahmen der Luftvorwärmung oder Gemischvorwärmung durch Mantelheizung der 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 Ansaugrohre — 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 Ansaughub des Arbeitskolbens vermindert den Liefergrad  $\eta_L$ , 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  $\lambda$  im ganzen Regelbereich von Leerlauf bis Vollast.

Leider erfüllt eine einfache Vergaserdüse nach Abb. 137 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

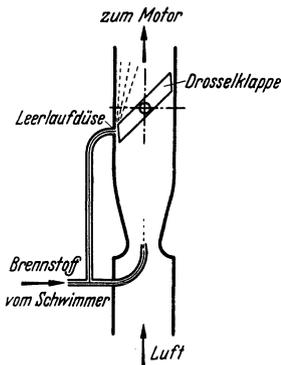


Abb. 138. Leerlaufdüse an der Gemischdrosselklappe.



Abb. 140. Manteldüse.

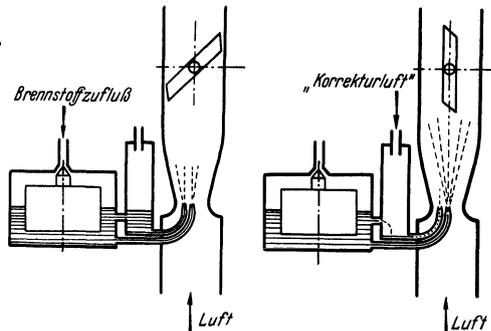


Abb. 139. Zusatzdüse mit Standrohr.

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“).

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 Brennstoff herausgesogen wird, gerade wenn die Hauptdüse wegen des verlangsamten Luftstromes zu wenig fördert (Abb. 138). 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. 139).

Bei vielen Ausführungen ist die Zusatzdüse als Mantel um die Hauptdüse angeordnet (Abb. 140).

Bei der in Abb. 141 dargestellten „Korrektur“-Vorrichtung des Pallas-Vergasers ist das eben besprochene Standrohr als Tauchrohr in dem Spritzdüsenrohr untergebracht.

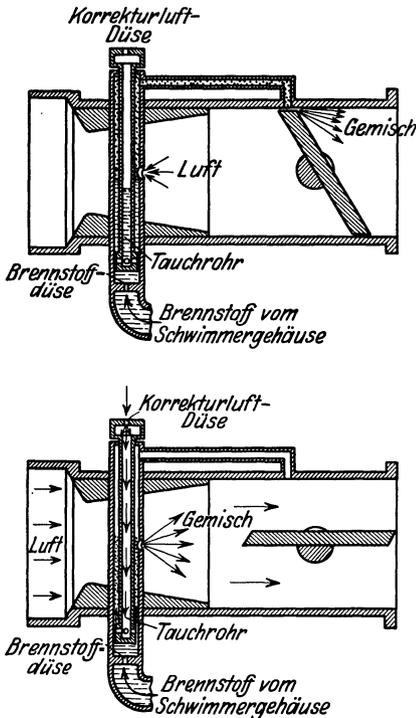


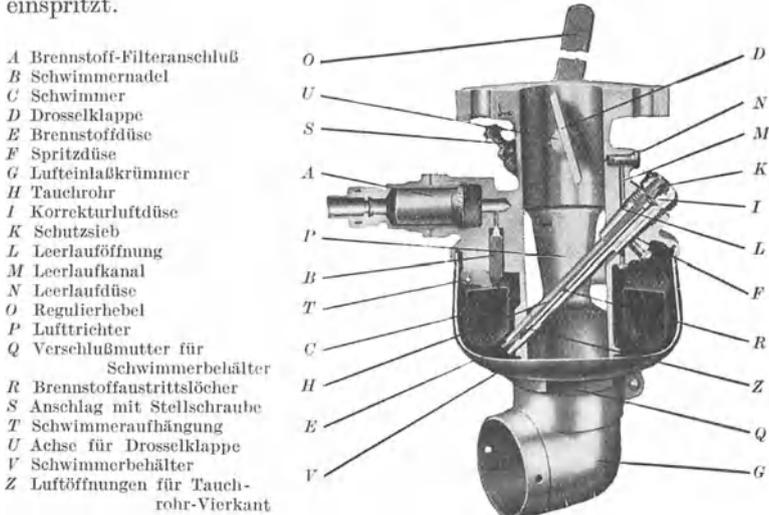
Abb. 141. Arbeitsschema des Pallas-Intensiv-Vergasers.

Will man die Gemischzusammensetzung ändern, so muß man die Vergaserdüsen auswechseln, 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. 139) 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.



- A Brennstoff-Filteranschluß
- B Schwimmemnadel
- C Schwimmer
- D Drosselklappe
- E Brennstoffdüse
- F Spritzdüse
- G Lufteinlaßkrümmer
- H Tauchrohr
- I Korrekturluftdüse
- K Schutzsieb
- L Leerlauföffnung
- M Leerlaufkanal
- N Leerlaufdüse
- O Regulierhebel
- P Lufttrichter
- Q Verschlußmutter für Schwimmerbehälter
- R Brennstoffaustrittslöcher
- S Anschlag mit Stellschraube
- T Schwimmeraufhängung
- U Achse für Drosselklappe
- V Schwimmerbehälter
- Z Luftöffnungen für Tauchrohr-Vierkant

Abb. 142. Pallas-Vergaser, Typ SA, vertikal.

## 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  $900^{\circ}\text{C}$ ). 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. 143 zeigt deutlich den elektrisch isolierten, durch den Deckel durchtretenden Stift  $e'$ , gegen welchen der Hebel  $e$

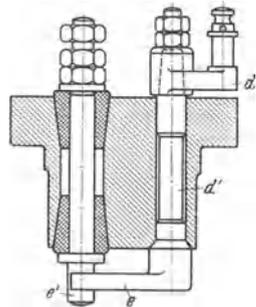


Abb. 143. Abreißkontakt.

kraftschlüssig und leitend anliegt. Der Hebel *e* besitzt eine nach außen führende Achse *d'* und kann mittels des außenliegenden

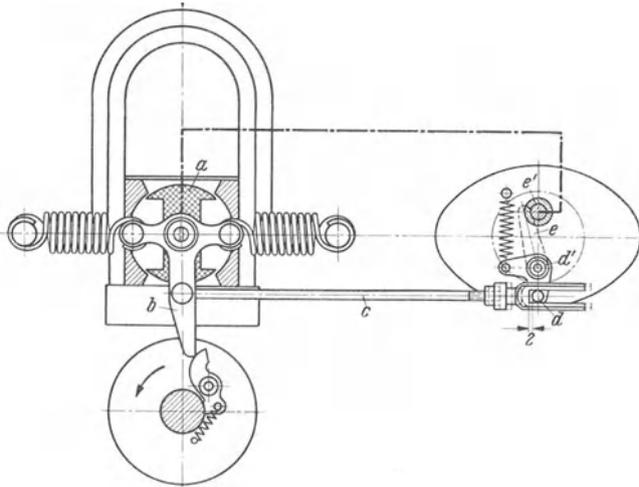


Abb. 144. Bosch-Abreißzünder in Ruhelage.

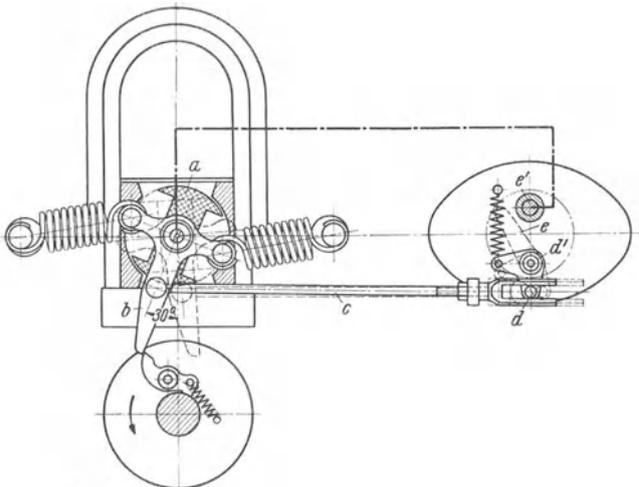


Abb. 145. Abreißzünder beim Abschnappen.

Hebelarmes *d* bewegt, also vom Stift *e'* abgerissen werden (vgl. auch Abb. 109). Die Abb. 144 u. 145 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.

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 Schleifedern) zeitlich richtig hinzuleiten.

**Kerzenzündung.** In der Primärwicklung eines *Umformers* (Transformators) wird durch einen *umlaufenden Unterbrecher* (Abb. 146) 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. 147). Man benutzt ein und denselben Umformer und Unterbrecher für

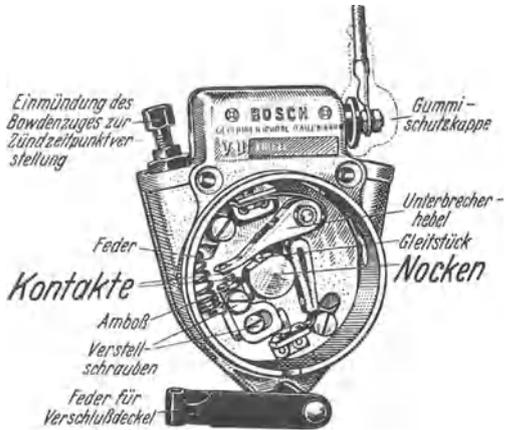


Abb. 146. Unterbrecher.

Der Nocken läuft um und läßt den Kontakt hebel auf- und abspringen.

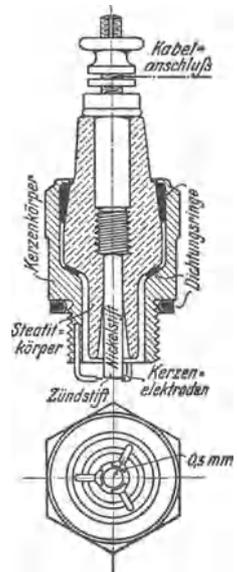


Abb. 147. Zündkerze (mit 3 Funkenstrecken).

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. 148 zu ersehen.

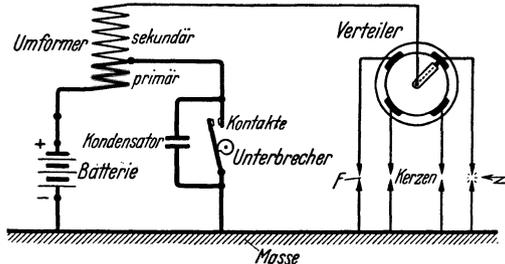


Abb. 148. Schaltbild der Batteriezündung.

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.

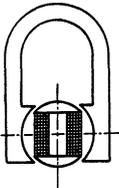


Abb. 149.  
Magnet.

Die *Magnetzündung* hat ein grundsätzlich gleiches Schaltbild. Die Umformerwicklungen befinden sich auf dem umlaufenden Anker eines einfachen Wechselstromerzeugers (Abb. 149). Der in der Primärwicklung entstehende Wechselstrom wird jedesmal im Augenblick der größten Stromspitze unterbrochen, genau so wie der Primärgleichstrom 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.

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. 149). 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 nebelartig zerstäubt werden und in kürzester Zeit sämtliche Teile des Verbrennungsraumes füllen.

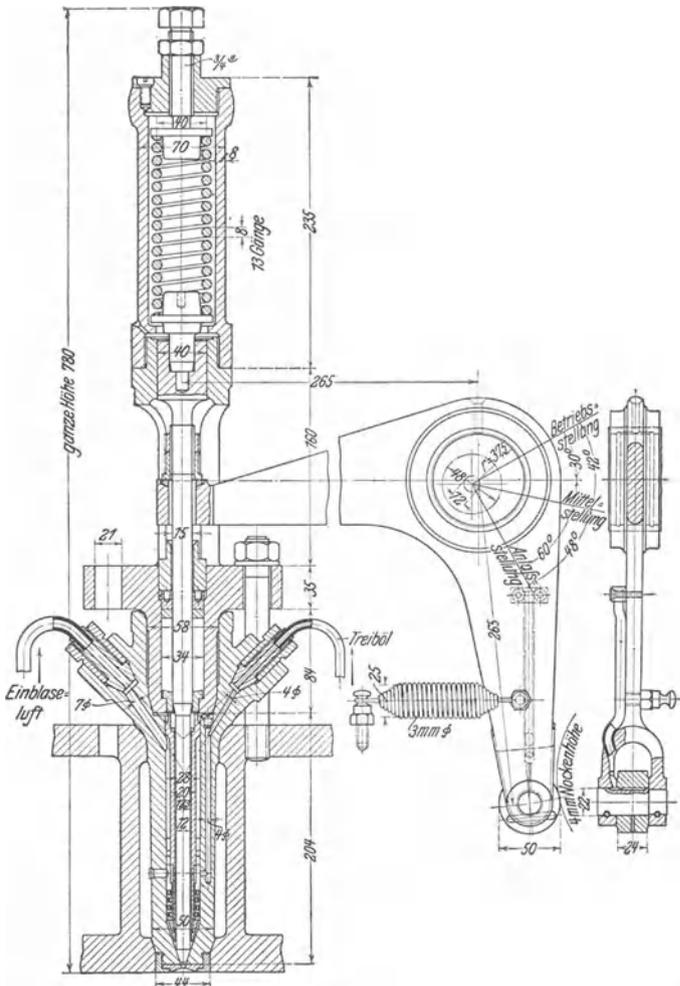


Abb. 150. Einblaseventil im Zylinderdeckel.

Die Nadel verschließt mit ihrem unteren kegelig eingeschliffenen Ende das Düsenloch. Sie tritt oben durch eine Stopfbuchse (Bleiwolle u. dgl.) ins Freie durch, wo der nockenbetätigte Steuerhebel angreift. Darüber ist die kräftige Schließfeder angeordnet. Von rechts tritt das Treiböl zum Zerstäuber, es wird durch die Brennstoffpumpe für jeden Arbeitshub genau zugemessen und rechtzeitig im Zerstäuber vorgelagert. Von links kommt die hochgespannte Einblaseluft, deren Druck in einem Druckregler eingestellt wird, und strömt bei angehobener Nadel, den vorgelagerten Brennstoff mit sich reißend, durch die Düse in den Verdichtungsraum. In der Einblaseleitung und Treibölzuleitung befinden sich Rückschlagventile, die hier nicht mit dargestellt sind. Die Steuerhebelachse ist exzentrisch gelagert, so daß die Rolle (beim Anfahren) außer Nockenringriff geschwenkt werden kann.

Man erzielte diesen Zweck vor noch nicht langer Zeit fast ausschließlich durch Einblasen des Brennstoffes gleichzeitig mit 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 (Abb. 150). Dann strömte die Einblaseluft gleichzeitig mit dem vorgelagerten, mengenmäßig genau zugemessenen Brennstoff durch Zerstäuber und Düse mit einer dem großen

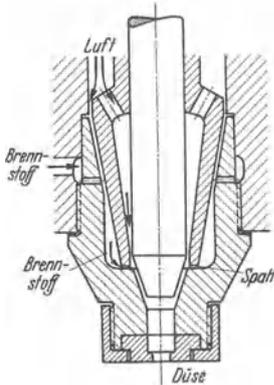


Abb. 151. Spaltzerstäuber.

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.

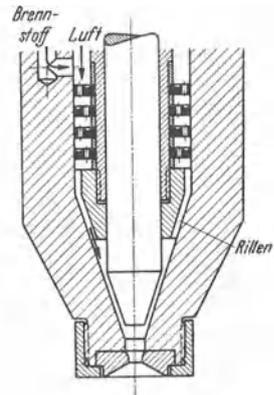


Abb. 152. Plattenzerstäuber.

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.

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 Zerstäuber Ausführungen s. Abb. 151 u. 152. 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 (Abb. 153).

I. Stufe: Ringraum zwischen dem kleinsten und größten Durchmesser. II. Stufe: Ringraum zwischen dem größten und zweitgrößten Durchmesser. III. Stufe: Zylinder-Raum über dem obersten, kleinsten Durchmesser. Selbsttätige Platten- oder Ringventile in jeder Stufe. Kühlung der Luft nach jeder Stufe in wasserdurchflossenen Röhrenkühlern.

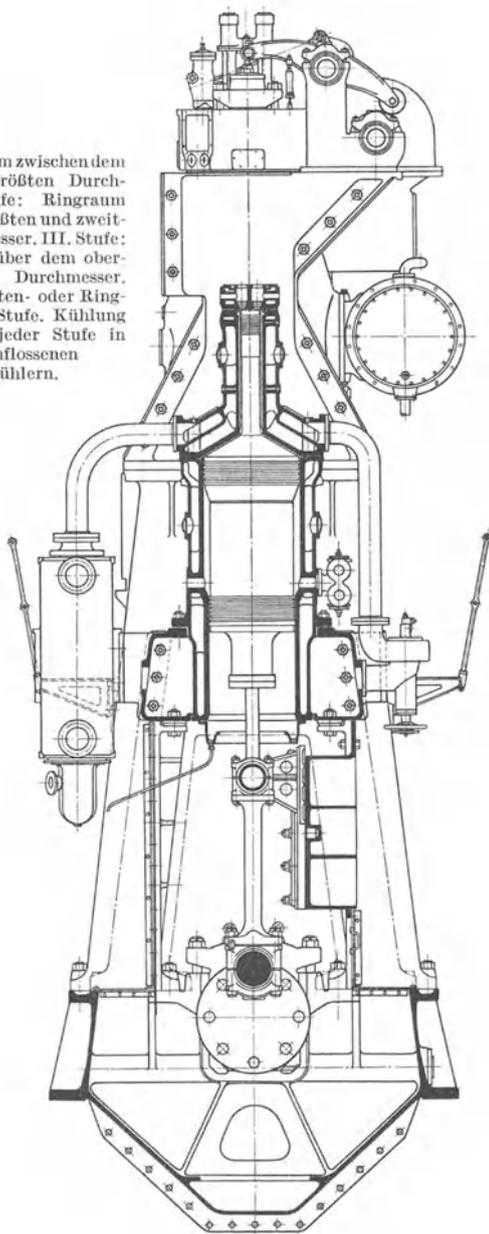


Abb. 153. Schnitt durch eine angehängte dreistufige Hochdruck-Luftpumpe der Germaniawerft Krupp, Kiel.

Es werden zum Einblasen des Brennstoffes erfahrungsgemäß etwa  $5,5 \text{ Liter/PS}_e \cdot \text{min}$  Luft (von normalem Ansaugzustand  $\gamma \sim 1,188 \text{ kg/m}^3$ ) verbraucht. Mit dieser Ziffer läßt sich sowohl die Größe des notwendigen Einblaseluftverdichters berechnen, wie auch der Düsenlochdurchmesser.

Nach den Gleichungen der technischen Wärmelehre ist nämlich das von einem Raum mit dem Druck  $p_1$  ata durch ein Loch vom engsten Querschnitt  $f \text{ cm}^2$  in einen Raum mit dem Druck  $p_2$  ata sekundlich überströmende Luftgewicht:

$$G_l = \mu \cdot f \cdot 0,0215 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \cdot \sqrt{\frac{1}{1 + G_b/G_l}} \text{ kg/sek}$$

also unabhängig von  $p_2$ , falls nur  $p_1/p_2$  größer als 1,89 ist („überkritisches Druckverhältnis“). Der sonst ungewohnte Faktor

$\sqrt{\frac{1}{1 + G_b/G_l}}$  leitet sich aus dem Umstand her, daß im vorliegenden Falle nicht nur das Luftgewicht  $G_l$ , sondern auch das Brennstoffgewicht  $G_b$  auf die Ausflußgeschwindigkeit zu beschleunigen ist.

Dabei ist  $\frac{1}{v_1} = \gamma_1$  die Dichte der Luft vor der Düse in  $\text{kg/m}^3$  und  $\mu$  ein Beiwert, der Reibung und Einschnürung des Luftstrahles im Düsenloch berücksichtigt.

$\mu \sim 0,6$  bei scharfkantigem runden Loch,  $\mu \sim 0,95$  bei gut abgerundeter Eintrittskante.

Beispiel. Bei einem Einblasedruck  $p_1 = 70 \text{ ata}$  und einem Verdichtungsdruck im Verbrennungsraum von  $p_2 = 30 \text{ ata}$  ist:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{70}{30} = 2,33 > 1,89 \text{ kg/m}^3,$$

$$\gamma_1 = 1,188 \cdot \frac{70}{1} = 83 \text{ kg/m}^3,$$

$$G_b/G_l = \frac{0,200}{5,5 \cdot 0,001 \cdot 1,188 \cdot 60} \frac{\text{kg/PS}_e \text{h}}{\text{kg/PS}_e \text{h}} = 0,51,$$

$$G_l = 0,95 \cdot f \cdot 0,0215 \sqrt{\frac{70}{1/83}} \cdot \sqrt{\frac{1}{1,51}} = 1,26 \cdot f \text{ kg/sek.}$$

Hat ein Arbeitszylinder z. B.  $N_e = 265 \text{ PS}$  und  $n_a = 220 \text{ Zündungen/min}$ , so ist die Einblaseluftmenge je Einspritzung mit dem obengenannten Wert von  $5,5 \text{ Liter/PS}_e \text{min}$  (reichlich gerechnet!):

$$\frac{5,5 \cdot N_e}{n_a \cdot 1000} \cdot 1,188 = \frac{5,5 \cdot 265}{220 \cdot 1000} \cdot 1,188 = 0,00786 \text{ kg/Einspritzung.}$$

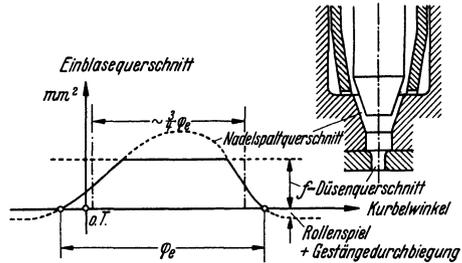


Abb. 154. Einblasequerschnitt.  
Hubkurve der Nadel und Zeitquerschnitt des Einblasvorgangs.

Die Einspritzdauer möge sich beispielsweise über  $\varphi_c = 45^\circ$  Kurbelwinkel erstrecken. Bei Anfang und Ende des Nadelhubes (vgl. Abb. 154) ist jedoch der Düsenquerschnitt nicht völlig freigegeben, so daß die durchschnittliche Öffnungszeit nur rund  $\frac{3}{4}$  der Gesamtdauer beträgt, also bei einer Drehzahl  $n/\text{min}$  von beispielsweise 220 U/min:

$$\frac{60}{n} \cdot \frac{3}{4} \varphi_e = \frac{60 \cdot \frac{3}{4} \cdot 45^\circ}{220 \cdot 360^\circ} = 0,0256 \text{ sek.}$$

Die sekundliche Einblasmenge ist also:

$$G_l = \frac{0,00786 \text{ kg}}{0,0256 \text{ sek}} = 0,307 \text{ kg/sek} = 1,26 \cdot f \text{ kg/sek} \text{ wie oben berechnet.}$$

$$\text{Also } f = \frac{0,307}{1,26} = 0,244 \text{ cm}^2$$

und der Düsenlochdurchmesser = 5,6 mm bei gut abgerundeter Einlochdüse.

(Bei Mehrlochdüse eine Anzahl entsprechend kleinerer Löcher, wobei jedoch darauf zu achten ist, daß für  $\mu \sim 0,6$  einzusetzen ist, wenn die Lochkanten am oberen Rand nicht abgerundet werden; z. B. Sechslochdüse mit 6 scharfkantigen Löchern:

$$G_l = 0,6 \cdot f \cdot 0,0215 \sqrt{\frac{70}{1,83}} \cdot \sqrt{\frac{1}{1,51}} \sim 0,8 \cdot f \text{ kg/sek,}$$

$$f = \frac{0,307}{0,8} = 0,384 \text{ cm}^2$$

$$\frac{f}{6} = 0,0640 \text{ cm}^2, \quad d = 2,85 \text{ mm.})$$

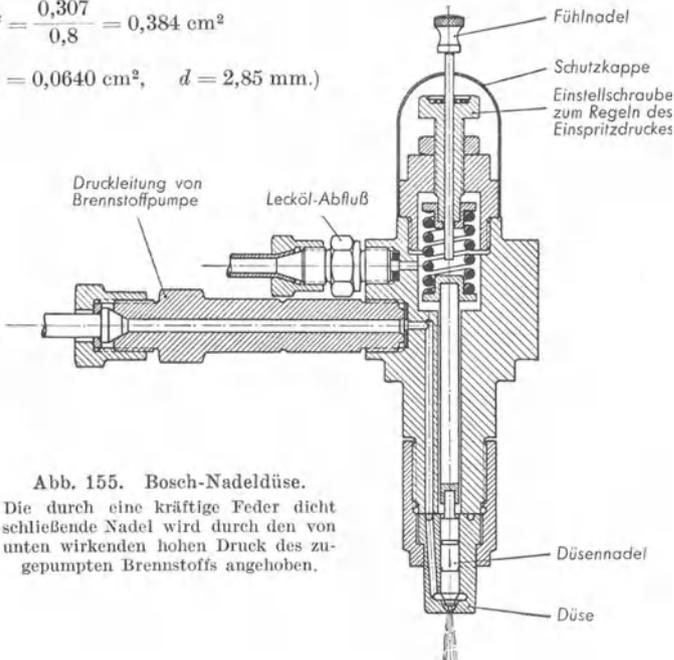


Abb. 155. Bosch-Nadeldüse.

Die durch eine kräftige Feder dicht schließende Nadel wird durch den von unten wirkenden hohen Druck des zupumpten 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. 155). 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 <sub>e</sub> h
Einheitsgewicht . . . . . $\gamma$	= 0,85 g/cm <sup>3</sup>
Einspritzdauer . . . . . $\varphi_e$	= 20° Kurbelwinkel
Einspritzdruck . . . . . $p_1$	= 300 at
Verdichtungsdruck . . . . . $p_2$	= 30 at

$$\text{Fördermenge: } \frac{b_e \cdot N_e}{60 \cdot n_a} \text{ g/Einspritzung}$$

$$\text{Förderzeit: } \frac{60 \cdot \varphi_e}{n \cdot 360^\circ} \text{ sek/Einspritzung}$$

$$\text{Fördergeschwindigkeit: } G = \frac{b_e \cdot N_e}{60 \cdot n_a} \frac{n \cdot 360^\circ}{60 \cdot \varphi_e} = \frac{b_e \cdot N_e \cdot n}{10 \cdot \varphi_e \cdot n_a} \text{ g/sek,}$$

$$\text{z. B. } G = \frac{170 \cdot 265 \cdot 220}{10 \cdot 20 \cdot 220} = 225 \text{ g/sek.}$$

Bei verlustloser Umsetzung der Druckenergie in Bewegungsenergie müßte sich eine Einspritzgeschwindigkeit  $v$  in den Düsenlöchern ergeben von:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}, \quad v = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)}.$$

Soll  $v$  in m/sek herauskommen, so muß natürlich  $g$  in m/sek,  $\gamma$  in kg/m<sup>3</sup> und  $p$  in kg/m<sup>2</sup> 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:

$$G = \mu \cdot \gamma \cdot \overset{\text{cm}^2}{f} \cdot \underset{\text{cm/sek}}{v} \text{ g/sek},$$

g/cm<sup>3</sup>

also z. B. mit  $\mu = 0,6$  für scharfkantige Löcher:

$$G = 0,6 \cdot f \cdot 25000 \overset{\text{g}}{\cancel{\text{cm}^3}} = 12750 \cdot \overset{\text{g}}{f} \text{ g/sek}$$

$G = 225$  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. 156.

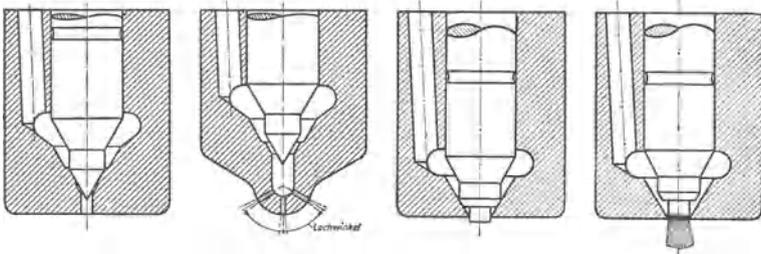


Abb. 156. Düsenformen (Bosch).

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 hohen Einspritzdrücke und allzufeinen Düsen werden vermieden bei den mit *Vorkammern* ausgerüsteten Dieselmotoren. Bei diesen ist ein Teil des Verbrennungsraumes (etwa  $\frac{1}{5}$ — $\frac{1}{3}$ ) durch eine Verengung vom Hauptraum abgeschnürt. Der Brennstoff, der mit mäßigem Druck in die „Vorkammer“ eingespritzt wird, verbrennt dort teilweise (unter Luftmangel), und der entstehende Überdruck bläst unter heftig zerstäubender und durchwirbelnder Wirkung das brennende Gemisch durch die eingeschnürte Stelle („Schußkanal“) in den luftreichen Hauptraum hinüber.

*Luftspeicher*maschinen besitzen ebenfalls einen abgeschnürten Raum, aus welchem während der Expansion Luft in den Verbrennungsraum hinüberbläst, wobei gute Durchmischung und Durchwirbelung erreicht wird, namentlich wenn im Lauf der Verbrennung, Teile des Gemisches von Raum zu Raum hin- und herschießen.

Bei den im Zweitaktverfahren arbeitenden *Glühkopfmotoren* wird die kugelförmige Vorkammer nicht gekühlt und der Brennstoff schon sehr früh während des Verdichtungshubes in diesen „Glühkopf“ eingespritzt. So findet auch Brennstoff mit geringer Zündwilligkeit Zeit und Wärmeverrat zur Verbrennungsaufbereitung und zur Steigerung der Temperatur bis zur Zündtemperatur auch ohne hohe Verdichtung. Die Vorgänge nach erfolgter Entzündung des Brennstoffes entsprechen dem Verlauf bei den Vorkammermotoren.

Jeder Motorenzylinder benötigt seinen eigenen, im richtigen Takt mit dem betreffenden Arbeitskolben arbeiten-

den 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 Stempelhub durch zwangläufiges Offenhalten des Saug- oder eines Überströmventils während eines Teiles des Druckhubes, so daß nur ein Teil des Hubvolumens der Pumpe

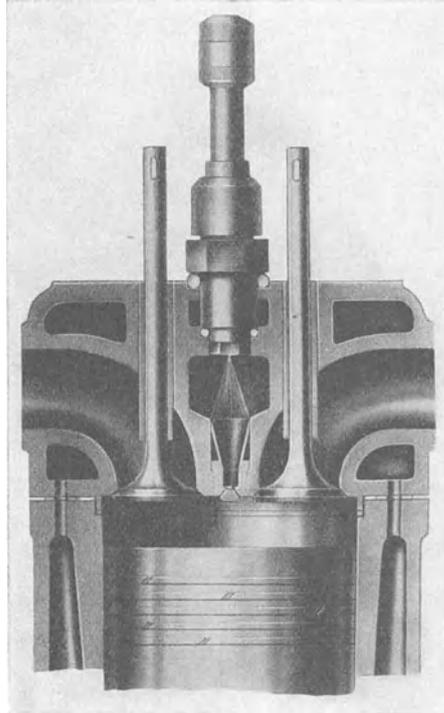


Abb. 157. Zylinderdeckel eines Viertakt-Dieselmotors mit Vorkammer.  
(Motorenwerke Mannheim.)

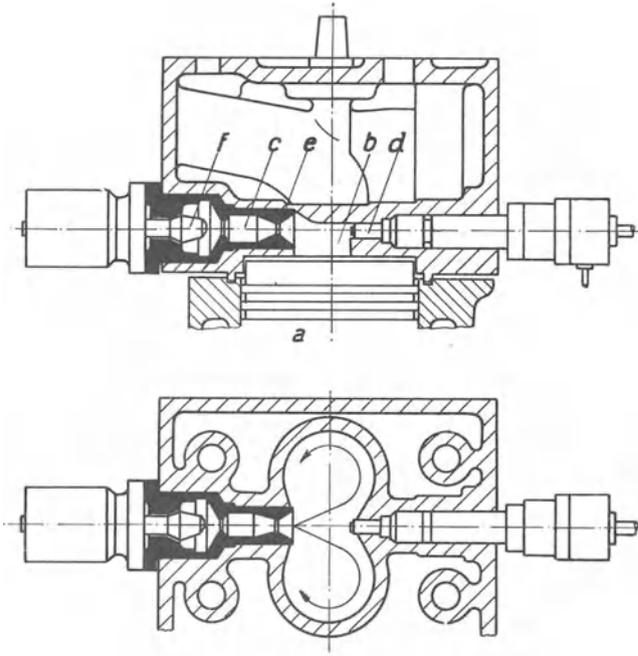


Abb. 158. Lanova-Luftspeicher

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.

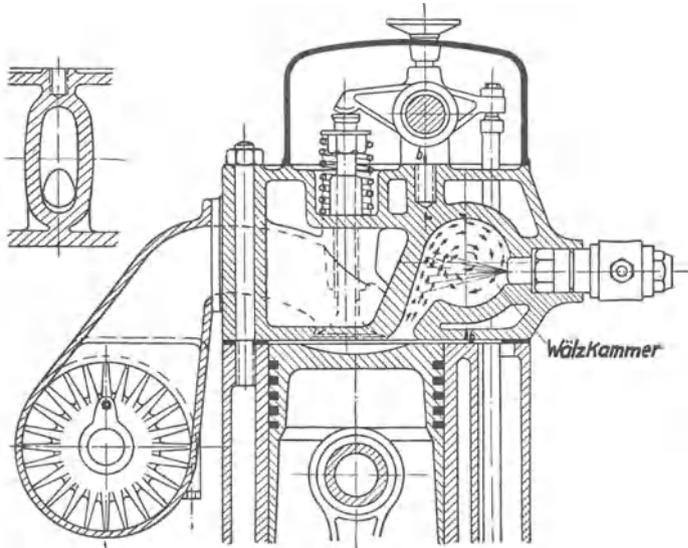


Abb. 159. Kämper-Dieselmotor mit „Wälzkammer“.  
 Links oben: Schnitt durch die flache Wälzkammer.

in die Druckleitung zur Düse gefördert wird (Abb. 160 u. 161). Bei den Bospumpen (Abb. 162) ist das Überströmventil durch ein Überströmloch in der Stempelführung ersetzt, welches von

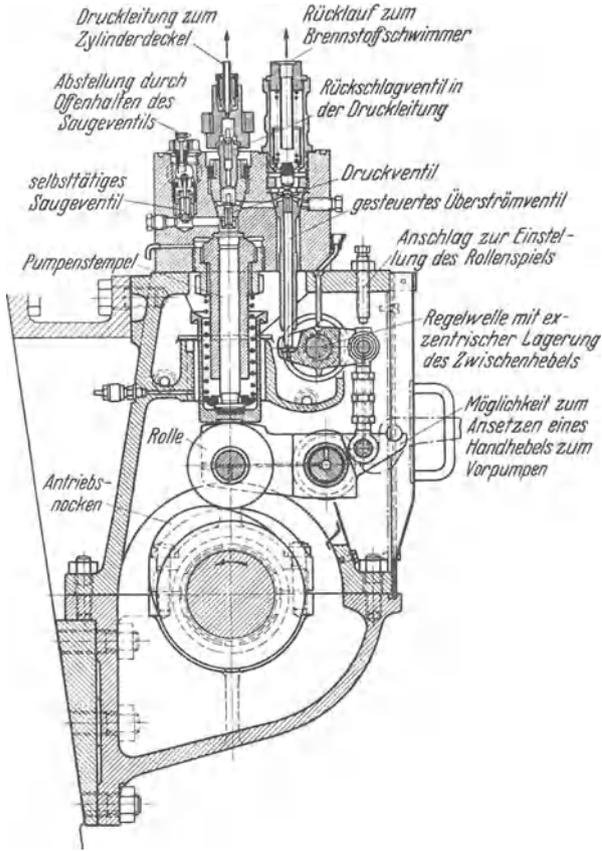


Abb. 160. Brennstoffpumpe der MAN.

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.

den überschleifenden Stempelkanten geöffnet oder geschlossen wird. Die eine Steuerkante ist schräg (schraubenförmig), so daß sich bei einer Verdrehung des Stempels um seine Achse der Hubanteil ändert, nach welchem das Überströmloch freigegeben wird (Abb. 163).

Die Regelung des Überströmbeginns — und damit die Füllungsregelung des Motors — geschieht von Hand oder durch einen Fliehkraftregler.

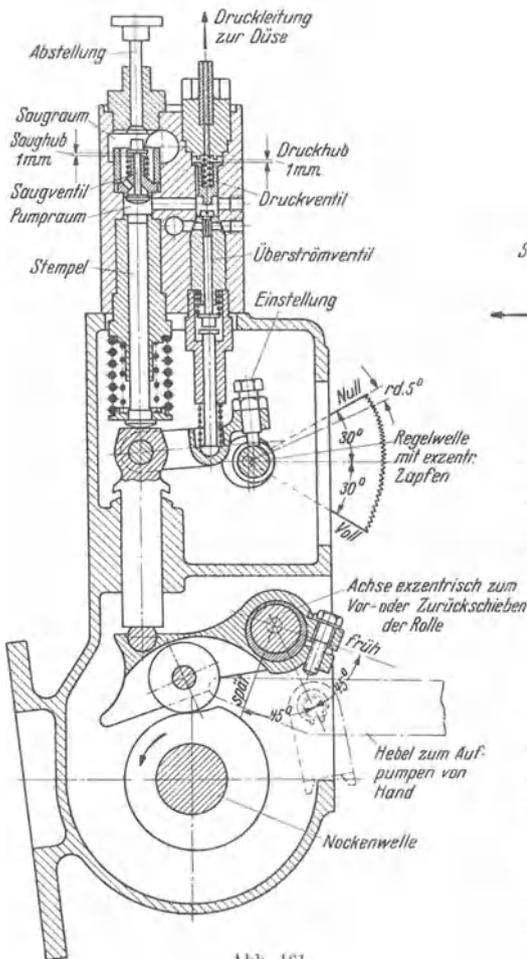


Abb. 161.

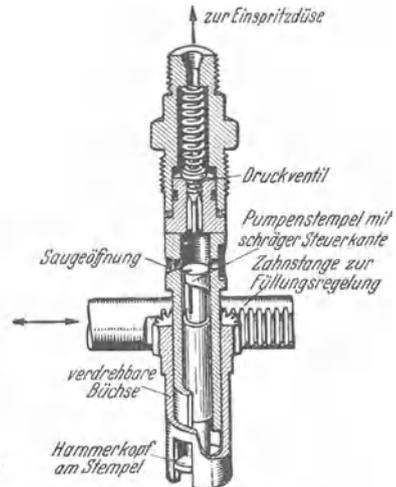


Abb. 162. Bosch-Einspritzpumpe. Der Pumpenstempel wird durch einen hier nicht dargestellten Nocken-antrieb auf und ab bewegt. Der Stempel ist um seine eigene Achse verdrehbar und wird durch die dahinter sichtbare Zahnstange (Regelstange) eingestellt.

Abb. 161. 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.

Eine besonders interessante Einspritzpumpe ist die *Archaoulff-Pumpe*, welche nicht durch einen Exzenter oder Nocken angetrieben wird, sondern durch den Verdichtungsdruck des eigenen Arbeitszylinders (Abb. 164). Bei aufwärtsgehendem Arbeitskolben steigt der Verdichtungsdruck  $p_c$  unter dem Kolben (Fläche  $F$  cm<sup>2</sup>) der Archaoulff-Pumpe. Der Pumpenkolben kann sich aber erst in Bewegung setzen, wenn der Druck  $p = p_c \cdot \frac{F}{f}$  über

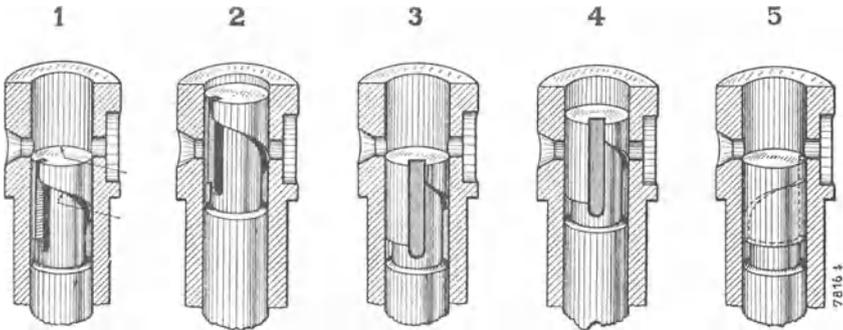
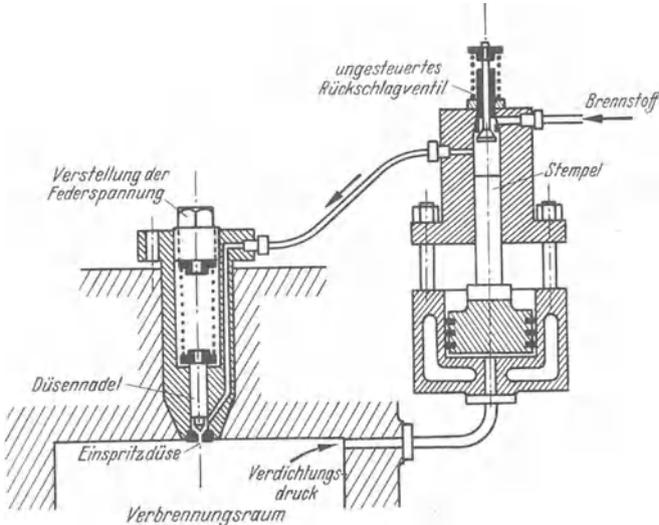


Abb. 163. Stempel der Bosch-Einspritzpumpe.

1. Stempel im unteren Totpunkt bei Vollfüllungseinstellung. Die obere Kante steuert (durch Abschließen der Zuflußlöcher) den Beginn der Druckförderung. Die untere, schraubenförmige Kante steuert durch Öffnen der Zuflußlöcher das Ende der Druckförderung. 2. Stellung bei Ende der Druckförderung. 3. Stempel im unteren Totpunkt bei kleinerer Füllung. 4. Ende der Druckförderung. Was der Stempel beim weiteren Hochgehen noch pumpt, fördert er durch die Aussparungen des Stempels und das Loch rechts in der Laufbüchse in die Saugleitung zurück. 5. Stempel in Leerlaufstellung. Alles wird durch das Loch rechts zurückgepumpt.

dem Pumpenstempel (Fläche  $f \text{ cm}^2$ ) 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.

Abb. 164. Archauloff-Einspritzpumpe.  
(Schema.)

Diese Archaouloff-Pumpe eignet sich besonders gut zum Umbau älterer Druckluft einspritzungs-Dieselmotoren für unmittelbare Einspritzung.

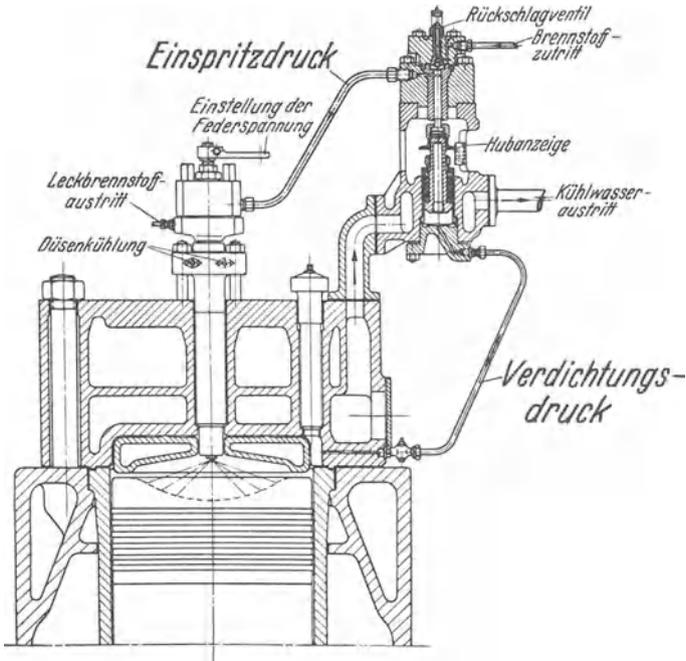


Abb. 165. Archaouloff-Einspritzpumpe.  
Ausführung Germaniawerft Krupp, Kiel.

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 Zünddrucke.

Auch bei den in der Entwicklung begriffenen Kohlenstaubmotoren bevorzugt man das Diesel-Verfahren, weil dieses im Gegensatz zum Otto-Verfahren dem staubförmigen Brennstoff vor der Verbrennung keine Gelegenheit bietet, mit den schmierölbenetzten Laufflächen in Berührung zu kommen. Zur Einführung des Staubes hat man das Druckluft einblaseverfahren und neuerdings das Vorkammerverfahren angewandt. Das Einfüllen der Staubmenge in die Vorkammer mit Hilfe einer Art von Schleuse geschieht schon

vor und bei Beginn der Verdichtung. Auf den Verbrennungsverlauf hat man infolgedessen fast keinen Einfluß, er erfolgt als plötzliche Verpuffung, so daß man zu mäßiger Verdichtung gezwungen ist (vgl. Glühkopfmotor!).

### 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.

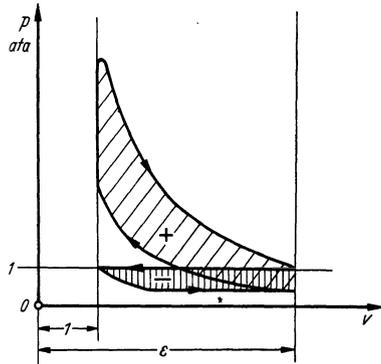


Abb. 166. Arbeitsdiagramm bei gedrosselem Einlass. Arbeitsverlust durch das Einsaugen mit Unterdruck.

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  $\epsilon$  durch diese Drosselung keine Änderung erfährt, wird der Wirkungsgrad durch die negative Arbeitsfläche beim Ansaugen (Abb. 166) 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



## 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 „Anlasser-motor“ 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. 168).

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

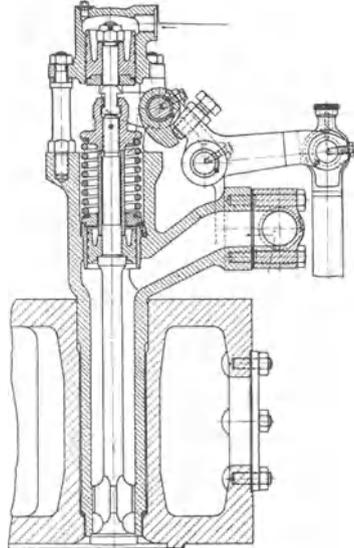


Abb. 168. Anlaßventil (Krupp).

Die Zufuhr der Druckluft erfolgt nicht durch den Deckel, sondern unmittelbar in den Ventilkörper. Das Ventil ist durch den (unter der Feder angeordneten) Führungskolben „entlastet“, es kann durch den Druck in der Anlaßluftleitung nicht geöffnet werden. Das Ventil wird durch die Feder, durch den Druck im Verbrennungsraum und durch den nockenbetätigten Hebel geschlossen gehalten. Es kann sich nur öffnen, wenn der Nocken den Hebel abwärts bewegt, und wenn über dem zuoberst angeordneten Hilfskolben ein Druck herrscht, der den Druck im Verbrennungsraum und die Federkraft überwindet. Der Raum über dem Hilfskolben steht mit der Anlaßluftleitung in Verbindung. Das Ventil öffnet also *nicht*, wenn im Verbrennungsraum durch Zündungen höhere Dricke auftreten, selbst wenn es der Anlaßnocken zuließe.

Kraftwagen her weiß — leer anlaufen und erst nachher eingekuppelt werden. Der Motor bedarf also einer Einschaltekupplung 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 Kreisel-

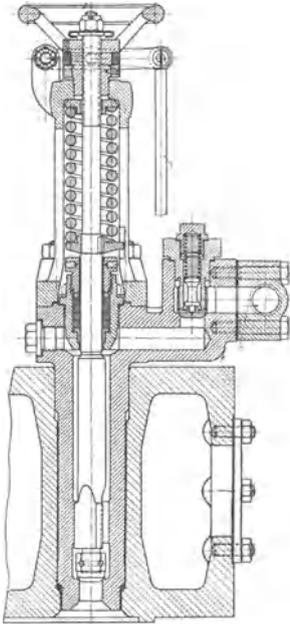


Abb. 169. Anzapfventil  
im Zylinderdeckel.

Bei (wenig!) hochgeschraubtem Ventilkegel wird durch das Rückschlagventil in die Ansaugluftflasche übergepumpt.

maschinen und Schiffspropellern, die aus ihrer Natur heraus erst bei steigender Drehzahl Last aufnehmen.)

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 Ansaugluftverdichter ist eine Begleiterscheinung des Großmotors. Dieselmotoren mittlerer Größe haben mitunter Einrichtungen, um einem oder mehreren Motorzylindern bei jedem Arbeitsspiel geringe Gasmengen mit Hilfe von Rückschlagventilen abzapfen (Abb. 169).

Zu 2. Man muß entweder durch zwangsläufige Verbindung der Ansaug- 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 (Zwischenschaltung eines Druckluftkissens).

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 selbstverständlich muß 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 Druckluftfernbetätigung für die einzelnen Anlaßventile anwendet. Die steuernden Ventile können von der Kurbelwelle oder Brennstoffpumpen-Antriebswelle betätigt werden.

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 vorstatten gehende Zündung oder Einspritzung einigermaßen richtig erfolgen, die Einlaß-, Auslaß- und Anlaßventile würden jedoch zu verkehrten Zeiten arbeiten, und daher ein Beibehalten dieser Drehrichtung unmöglich machen.

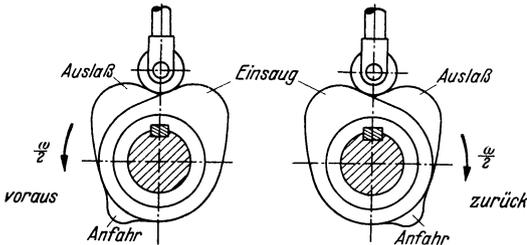


Abb. 170. Vorwärts- und Rückwärtsnockenfolge.

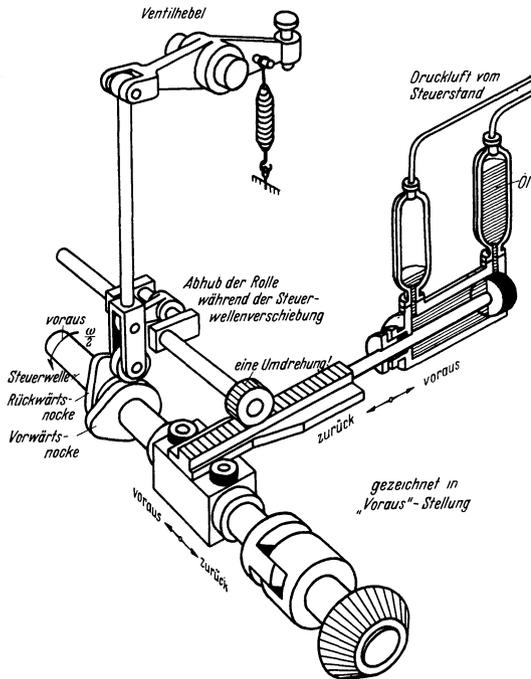


Abb. 171. Schema der Umsteuerung einer Großdieselmachine.

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.

hebt und wieder auf die Nocken aufsetzt. Im „Steuerkasten“ sind die notwendigen Mechanismen vereinigt und in „narrensicherer“

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. 170). 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 ab-

hebt und wieder auf die Nocken aufsetzt. Im „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. 171).

Zweitaktmaschinen, welche Einlassen und Auspuffen durch Schlitze in der Nähe des unteren Totpunktes erledigen, können — allenfalls mit geringer Zündpunktverstellung — ohne weiteres vorwärts oder rückwärts laufen. Es kommt nur auf die Richtung

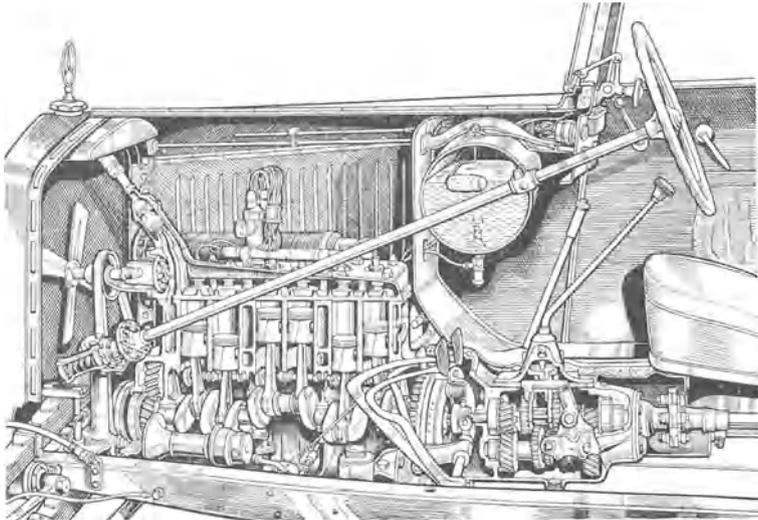


Abb. 172. Motor und Getriebe eines Mercedes-Benz-Personenkraftwagens.

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  $\eta_L$ !). Das Gas wird dem Verbraucher entweder in Druckflaschen geliefert, aus denen er es seinem Motor über ein selbsttätiges Druckminderventil zuleitet, oder das Gas wird unmittelbar vor dem Motor in Gaserzeugern erzeugt.

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  $\text{CH}_4$ , 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 Kräfteerzeugungszwecke 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“ zu verarbeiten. Nicht selten wird dem Leuchtgas das durch Einwirkung von Wasserdampf auf glühenden Koks entstehende „Wassergas“ ( $\text{CO} + \text{H}_2$ ) beigemischt.

B. *Vergasung.* Gasarme Kohle (Anthrazit) und entgaste Kohle (Koks und Holzkohle) werden in Gaserzeugern („Generatoren“) vergast, d. h. bei hohen Temperaturen in Schachtföfen mit großer Schichthöhe unter Luft und Wasserdampfzufuhr in  $\text{CO}$  und  $\text{H}_2$  verwandelt. In dem so entstehenden „Generatorgas“ ist als Hauptbestandteil der mit der Luft zugeführte Stickstoff  $\text{N}_2$  enthalten (ohne Heizwert!), sowie Beimengungen von Kohlenwasserstoffen und kleinen Anteilen von  $\text{CO}_2$ .

Die bei der Verbrennung zu  $\text{CO}$  entwickelte Wärme hält die nötige Temperatur von 1000 bis 1300° 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<sup>3</sup> Generatorgas von je 1200 bis 1300 kcal/m<sup>3</sup> Heizwert  $H_u$  erzeugt.

Als Beispiel ist in Abb. 173 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 Doppelschluß und einen am Deckel sitzenden Rohrstutzen. Wenn die Maschine läuft, entsteht im Innern der ganzen Anlage, also auch im Generator, Unterdruck („Sauggas-Anlage“),

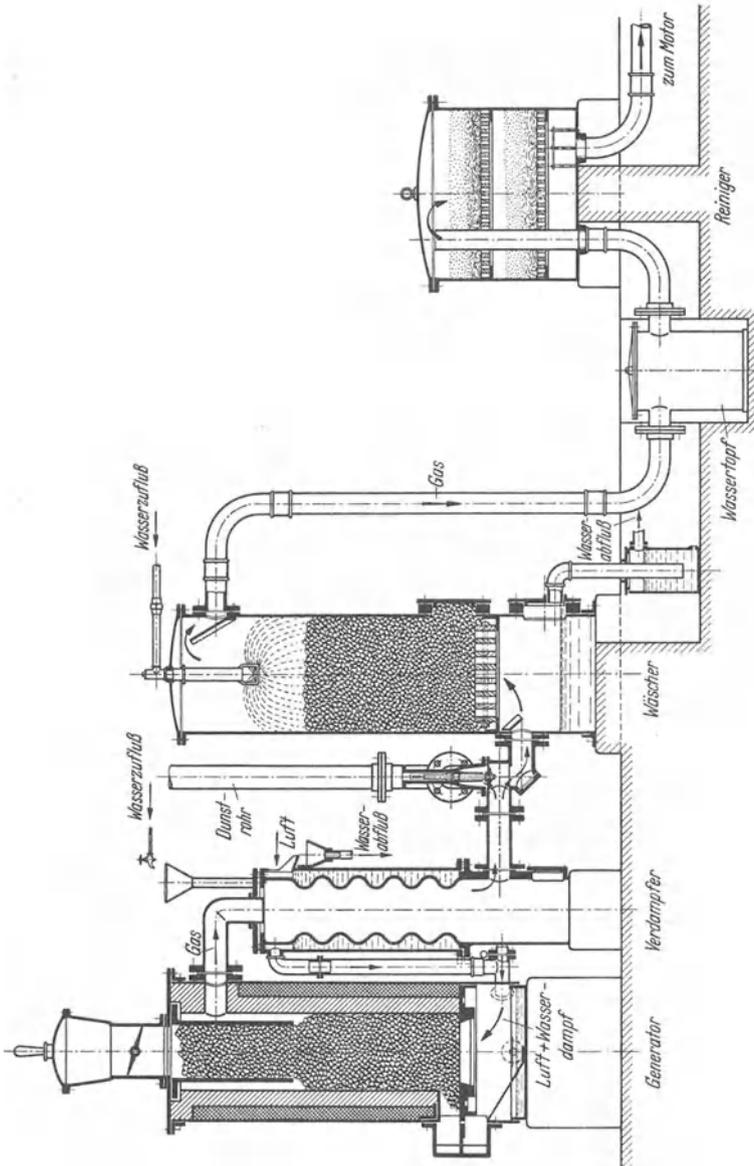


Abb. 173. Kleinere Körtingsche Generator-Gasanlage.

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 Probest Flamme 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 *Holzgas*-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 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.

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 m<sup>3</sup> Gichtgas, die etwa zur Hälfte in Großgasmaschinen Verwendung finden, nachdem sie gekühlt und von Staub gereinigt worden sind. (1500 bis 2000 m<sup>3</sup> 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 in Verbindung mit dem Wassergehalt erklärt den verhältnismäßig niedrigen Heizwert, der beträgt

für reinen Alkohol	6362 kcal/kg
„ 95%igen „	6014 kcal/kg
„ 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 devisenpolitischen 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 *Kohlenverflüssigung* 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 angewendet, 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.

*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. 150).

Auch pflanzliche Erzeugnisse kann der Motor in gemahlener Form verarbeiten. Herr RUDOLF PAWLIKOWSKY, 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 Mit Hilfe 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 Verbrennung und Expansion den Rückwärtshub zum Auschieben der Abgase benutzte (Abb. 174). Die Lenoir-Maschine war doppelwirkend (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  $\eta_w$  waren jedoch nur 2 bis 4%!

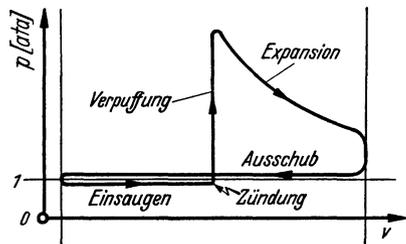


Abb. 174. *P-v-Schaubild der Lenoir-Gasmaschine.*

Da man die unmittelbare harte Einwirkung der Verpuffungsdrücke auf den Kurbelmechanismus für schädlich hielt, kam man 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.

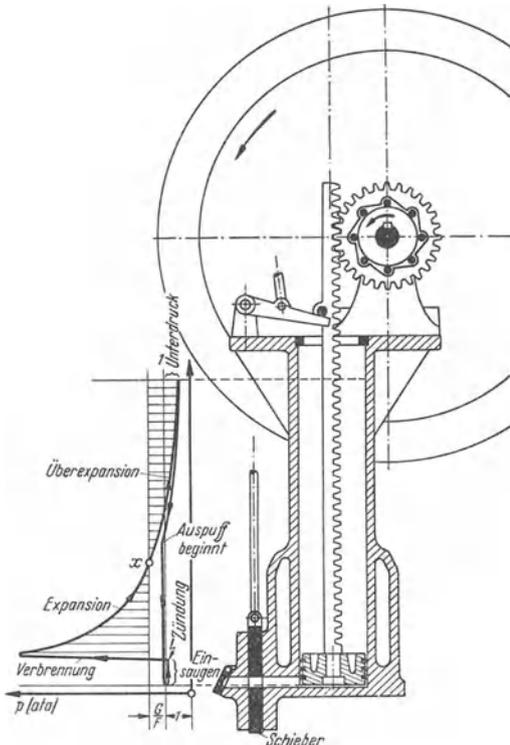


Abb. 175. Atmosphärische Gaskraftmaschine von OTTO und LANGEN. (Schematisch.)

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. 175 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 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. 175). 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.

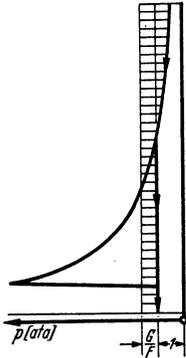


Abb. 176.  
Arbeitsleistung  
beim Abwärtshub.

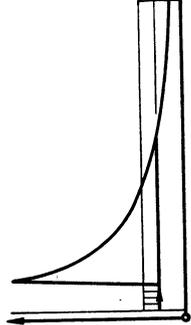


Abb. 177.  
Arbeitsverbrauch  
zum Ansaugen.

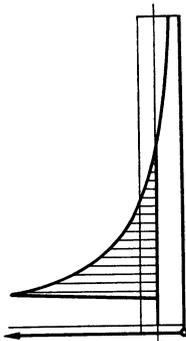


Abb. 178  
Arbeitsfläche  
eines  
Arbeitsspieles.

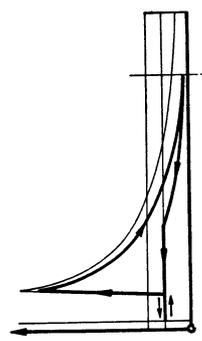


Abb. 179. Verlauf  
des Arbeitsspieles  
bei Wärmeverlusten  
an die Zylinderwand.

Kurz vor unterem Totpunkt 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. 176. Beim Aufwärtshub wird wiederum die in Abb. 177 geschraffte kleine Arbeitsfläche zum Anheben des Kolbens beim Ansaugen verbraucht. Der Unterschied beider Flächen, welcher natürlich der in Abb. 178 geschrafften Diagrammfläche genau entspricht, ist positive Arbeitsleistung. (Von tiefer eingehenden Betrachtungen über Reibungsverluste usw. sei hier abgesehen.) Die Kühlung hat den aus Abb. 179 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 *schnellaufenden* Viertaktmotor (für Kraftwagen), der auch als erster eine *Spülung und Aufladung durch Kurbelkastenpumpe* aufwies. Die Namen weiterer auf diesem Gebiet tätiger Erfinder sind: SPIEL, CAPITAINE, PRIESTMAN, BANKI, HASELWANDER. 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 Arbeitskolben 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. 123) 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. 18).

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. 18) 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 verwirklichtbaren Verbrennungsverlauf und seinem geringen mittleren Druck  $p_{mi}$ , mußte dabei dem natürlicheren Gleichdruck-Idealprozeß (s. S. 7) weichen.

Die hohe Verdichtung der Verbrennungsluft ermöglichte nicht nur einen bis dahin unbekannt guten thermischen Wirkungsgrad  $\eta_t$ , sondern auch die Annehmlichkeit der Selbstzündung des eingespritzten Brennstoffes.

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 beitragen, ist im Rahmen einer solchen Übersicht nicht möglich.

### 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 57 Milliarden Tonnen Braunkohlen und 300 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 absehbarer 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.

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 Kohenschätze 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 51, 52, 56, 61.  
Abgaskessel 60.  
Abgasturbine 47, 95.  
Abreibzündung 133.  
Abwärme 51, 57.  
Adiabate 4.  
Akkumulator 135.  
Alkohol 18, 23, 163.  
Anfahren 130, 132, 149, 153.  
Anker 62, 99.  
Anlasser 153.  
Anlaßventil 153.  
Anwärmen 155.  
Anzapfventil 154.  
Arbeitsverfahren 12.  
ARCHAUOLOFF-Pumpe 148.  
Äthylen 2, 23.  
Atmosphärische Maschinen 166.  
Aufladen 47, 48, 126.  
Auspußschlitze 124.  
Aussetzer-Regelung 151.  
Azetylen 2, 23.
- Batterie 135, 155.**  
Baustoffe 95.  
Beanspruchungen 61, 64, 98, 100, 107.  
BENZ 168.  
Benzin 2, 18, 23, 162.  
Benzol 2, 18, 23, 159, 162.  
Bezugstemperatur 22.  
Bleitetraäthyl 56.  
BOSCH-Pumpe 148.  
Braunkohlenschwelas 2, 25, 162.  
Bremsluftdüse 131.  
Brennstoffe 1, 2, 23, 25, 158, 170.  
Brennstoffpumpe 104, 107, 142.  
Brennstoffverbrauch 35, 36, 37.
- CARNOT-Prozeß 6, 169.  
CARTERSche Reduktionsformel 84.  
C.F.R.-Motor 55.  
CLAUSIUS-RANKINE-Prozeß 6.
- DAIMLER 168.**  
Dämpfung 78, 86.  
Destillation 159, 162, 163.  
Dichtung 11, 39, 40, 87, 100.  
DIESEL 169.  
Dieselmotor 18, 169.  
Dissoziation 52.  
Doppeltwirkend 15, 28, 30, 40, 41, 112.  
Drehkraft 72, 77.  
Drehmoment 61, 64, 71, 95.  
Drehrichtung 155.  
Drehschwingungen 77.  
Drehvorrichtung 155.  
Drehzahl 28, 41, 64, 85, 92, 95.  
Drosselklappe 128, 130, 151.  
Drosselung 11, 26, 29, 37, 40, 41, 44, 107, 115, 151.  
Druckluftanlaßverfahren 154.  
Druckölschmierung 93.  
Düsen 130, 141, 143.
- Eigenschwingung 77, 80, 82, 86.  
Einblaseluft 20, 57, 59, 139, 141.  
Einheitsgewicht 22, 24, 25.  
Einspritzung 137, 149.  
Einspritzventil 138, 141, 142.
- Eisenpentacarbonyl 56.  
Entgasung 159.  
Entropie 5.  
Entwicklung 164.  
Erdgas 2, 25, 158.  
Erdöl 1, 162, 164.  
Erregerkräfte 77, 86.  
Expansion 8.  
Explosionsmotor 16.
- Faulgas 158.  
Feuerringe 93.  
Flugkolbenmaschine 166.  
Frequenz 77.
- Gasgeschwindigkeit 115.  
Gasmotor 16, 33, 126, 152, 158.  
Gasöl 2, 23, 162.  
Gasturbine 94.  
Gebläse 15, 30, 47.  
Gegengewichte 66, 86.  
Gegenkolbenmaschine 41, 43, 68, 122, 126, 169.  
Gelenkrohre 49.  
Gemischbildung 16, 25, 44, 54, 123, 126, 137.  
Generatorgas 2, 18, 25, 159.  
Geschichte 164.  
Getriebe 157.  
Gewinde 101, 106.  
Gichtgas 2, 18, 25, 33, 162.  
Gleichdruckmotor 19.  
Gleichdruck-Prozeß 10.  
Gleichraum-Prozeß 7, 10.  
Gleichstromspülung 122, 126.

- Gleitbahndruck **61, 63, 64, 66, 97.**  
 Glühkerze **20, 155.**  
 Glühkopf **20, 39, 40, 110, 145, 155, 168.**  
 Gütegrad **10, 37, 40, 50.**
- Harmonische Erregende 78.**  
**Hauptabmessungen 29, 32.**  
**Haupterregende 79.**  
**Heizwert 2, 44, 159, 163.**  
**HIRTH-Verzahnung 97.**  
**Hochofengas 2, 18, 25, 33, 162.**  
**Höchstdruck 7, 40, 57.**  
**Holzgas 2, 18, 25, 161.**  
**Hubverhältnis 29.**  
**HUMPHREY-Pumpe 92.**  
**Hydrierung 163.**
- Idealprozeß 6.**
- JUNKERS 169.**
- Kalorie 2.**  
**Kerbwirkung 96, 98, 100.**  
**Kerze 135, 137.**  
**Kippmoment 62, 64, 69, 74, 77.**  
**Klärgas 2, 25, 158.**  
**Klopfen 18, 54.**  
**Kohle 1, 2, 23, 159, 164, 170.**  
**Kohlenoxyd 2, 23, 52, 56.**  
**Kohlenstaubmotor 91, 150, 164, 169.**  
**Kohleverflüssigung 163.**  
**Koksofengas 2, 18, 25, 159.**  
**Kolben 49, 65, 88, 92, 107, 108, 110.**
- Kolbengeschwindigkeit 29, 42, 116.**  
**Kolbenmaschine 61, 94.**  
**Kolbenreibung 8, 27, 39, 91, 96.**  
**Kolbenringe 88, 96, 105, 111.**  
**Kolbenstange 28, 93, 103, 112.**  
**Kompression 6, 8, 9, 18, 32, 39, 95, 162, 165.**  
**Kompressor 20, 40, 47, 140, 154.**  
**Koppelmassen 86.**  
**Korrekturluftdüse 131.**  
**Kracken 162.**  
**Kraftzerlegung 61, 72.**  
**Kreuzkopf 15, 61, 65, 92, 97, 103.**  
**Kritische Drehzahlen 32, 77, 84.**  
**Kühlung 48, 65, 93, 94, 107, 109, 112, 121.**  
**Kupplung 154.**  
**Kurbelfolge 69, 86.**  
**Kurbelkastengebläse 15, 16, 44.**  
**Kurbelwelle 96, 97, 108.**  
**Kurbelwellenreduktion 84.**
- Lagerdrücke 61, 65, 96, 97.**  
**Laufbüchse 90, 103, 108.**  
**Leerlaufdüse 131.**  
**Leichtmetalle 48, 65, 95, 110.**  
**Leistung 26, 28, 41.**  
**LENOIR 165.**  
**Leuchtgas 2, 18, 24, 159.**  
**Liefergrad 26, 37, 44, 47.**  
**Literleistung 41.**  
**Luftbedarf 22, 25, 44.**  
**Luftspeicher 145, 146.**  
**Luftüberschuß 25, 37, 44, 110, 131.**
- Magnet 134, 136.**  
**Massenausgleich 66.**  
**Massenkräfte 41, 62, 64, 67, 73.**  
**Mechanischer Wirkungsgrad 27, 28, 40, 151.**  
**Methan 2, 23, 56, 158.**  
**Mischventil 126.**  
**Mitteldruckmotor 21.**  
**Mittlerer Druck 27, 29, 35, 44, 151.**  
**Musterprozesse 10.**
- Nachbrennen 11, 40.**  
**Nachladeventile 126.**  
**Nachtropfen 143.**  
**Nadeldüse 142.**  
**Nebenerregende 79.**  
**Nebenpleuel 70, 71.**  
**Nocken 113, 117, 156.**
- OECHELHÄUSER 169.**  
**Oktanzahl 55.**  
**Ölabstreifringe 92.**  
**Ölkühlung 50.**  
**OTTO-Motor 16, 126, 164.**  
**OTTO und LANGEN 164.**
- Paßlager 108.**  
**PAWLKOWSKY 164.**  
**Petroleum 162.**  
**Planschkühlung 65.**  
**Plattenerstäuber 139.**  
**Polytrope 32.**  
**Posaunenrohre 49.**
- Querspülung 122, 123.**
- Reaktionsmoment 62, 64, 69, 74, 77.**  
**Reduzierte Länge 84.**  
**Reduzierte Masse 84.**  
**Regelung 77, 128, 130, 145, 148, 151, 152.**

- Reihenmotor 14, 68, 72, 79.  
 Resonanz 77, 85.  
 Rollenspiel 117.  
 Rückwärtsgang 155.  
 RUPA-Motor 164.
- SANKEY-Diagramm 51.  
 Sauerstoffbedarf 22.  
 Sauggasanlage 159.  
 Schmierung 15, 48, 65, 91, 93, 96.  
 Schrauben 99, 101, 106.  
 Schweröl 158, 162.  
 Schwimmer 130.  
 Schwingungen 77.  
 Schwungmoment 76.  
 Schwungrad 72, 75, 86, 105.  
 SEILIGER-Prozeß 10.  
 Selbstzündung 18.  
 Sicherung 106.  
 Spaltung 52.  
 Spaltzerstäuber 139.  
 Spiritus 2, 23, 52, 163.  
 Spülluftgebläse 15, 121.  
 Spülung 13, 121.  
 Stangenverhältnis 63.  
 Starterklappe 132.  
 Steinkohlenschwefelgas 2, 25.  
 Sternmotor 13, 14, 15, 71, 72, 113.  
 Steuerwelle 103, 113, 117, 156.  
 Stopfbuchse 93.  
 Synthetischer Brennstoff 163.
- Tangentialkraft 72, 77.  
 Tauchkolben 62, 89, 92.  
 TAYLOR-Pendel 86.  
 Teeröl 2, 23, 158, 162.  
 Temperaturen 48, 52, 57, 61, 94, 109, 113, 121, 133, 137, 154.
- Thermischer Wirkungsgrad 4, 6, 9, 10, 19, 36, 37, 51, 151.  
 Treibstange 63, 101.  
 Turbine 94.
- Überexpansion 167.  
 Umkehrspülung 122, 127.  
 Umsteuern 155.  
 Ungleichförmigkeit 64, 71, 75, 77, 151.  
 Unterbrecher 135, 137.
- Ventile 101, 104, 106, 113.  
 Verbrauchszahlen 36.  
 Verbrennung 11, 56, 139.  
 Verbrennungsgleichungen 23, 24.  
 Verbrennungsmotor 19.  
 Verbrennungsraum 29, 32, 44, 55.  
 Verdichtung 6, 8, 9, 18, 30, 32, 39, 95, 162, 165.  
 Verdichtungstemperatur 8, 9, 39.  
 Vergaser 130.  
 Vergasermotor 16, 35, 130.  
 Vergasung 159.  
 Vergleichsprozesse 10, 151.  
 Verpuffung 16, 21, 54.  
 Verteiler 135, 137.  
 Viertakt 12, 28, 33, 164.  
 V-Motor 70, 86.  
 Vorkammer 21, 144.  
 Vorspannung 99.  
 Vorzündung 18.
- Wälzkammer 146.  
 Wandungswirkung 11, 40, 45, 48, 50, 55, 94, 109.
- Wärmeausdehnung 89, 100, 107, 110, 111.  
 Wärme-Bilanz 51.  
 Wärmeeinheit 2.  
 Wärmespannungen 52, 107, 112.  
 Wärmeverbrauch 39.  
 Wassergas 2, 25, 159, 163.  
 Wasserkolben 92.  
 Wasserstoff 1, 2, 23, 56.  
 Wechselmotor 39.  
 Wendegetriebe 157.  
 Werkstoffe 48, 56, 95, 110.  
 Winkelgeschwindigkeit 63.  
 Wirbelung 11, 19, 25, 40, 56, 110, 123, 146.  
 Wirkungsgrad  $\eta_t$  4, 10, 19, 35, 36, 37, 51.  
 —  $\eta_{th}$  6, 7, 9, 10, 37, 51, 151.  
 —  $\eta_m$  27, 28, 40, 151.  
 —  $\eta_w$  37, 40, 151, 165.  
 Wirtschaftlichkeit 40.
- Zahnräder 105, 108.  
 Zeitquerschnitt 122, 124, 141.  
 Zerstäuber 139.  
 Zerstäubung 19, 25, 139.  
 Zuganker 62, 99.  
 Zündfolge 86.  
 Zündkerze 55, 135, 137.  
 Zündung 16, 19, 20, 54, 57, 133, 149.  
 Zündverzögerung 56, 123.  
 Zusatzdüse 131.  
 Zweitakt 12, 28, 30, 33, 40, 44, 69, 121, 155, 157, 168.  
 Zylinderzahl 27, 30, 68, 86, 154.

**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.—

---

**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.—

---

**Schnellaufende Dieselmotoren.** Beschreibungen, Erfahrungen, Berechnung, Konstruktion und Betrieb. Von Marinebaurat a. D. Prof. Dr.-Ing. **O. Föppl**, Braunschweig, Oberingenieur Dr.-Ing. **H. Strombeck**, Leunawerke, und Prof. Dr. techn. **L. Ebermann**, Lemberg. Vierte, neubearbeitete Auflage. Mit 143 Textabbildungen und 9 Tafeln, darunter Zusammenstellungen von Maschinen von AEG, Benz, Českomoravská-Kolben-Daněk A.-G., Daimler, Deutz, Germaniawerft, Körting, L. Lang und MAN Augsburg. VI, 237 Seiten. 1929. Gebunden RM 14.85

---

**Öl- und Gasmaschinen** (Ortfeste und Schiffsmaschinen). Ein Handbuch für Konstrukteure, ein Lehrbuch für Studierende von Prof. **H. Dubbel**, Ingenieur. Mit 519 Textabbildungen. VI, 446 Seiten. 1926. Gebunden RM 33.75

---

**Kompressorlose Dieselmotoren und Semidieselmotoren.** Von **M. Seiliger**, Ingenieur-Technolog. Mit 340 Abbildungen und 50 Zahlentafeln im Text. VI, 296 Seiten. 1929. Gebunden RM 33.75

---

**Der Bau des Dieselmotors.** Von Prof. Ing. **Kamillo Körner**, Prag. Zweite, wesentlich vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 744 Abbildungen im Text und auf 8 Tafeln. VI, 531 Seiten. 1927. Gebunden RM 66.15

---

**Die Hochleistungs-Dieselmotoren.** Von **M. Seiliger**, Ingenieur-Technolog. Mit 196 Abbildungen und 43 Zahlentafeln im Text. VI, 240 Seiten. 1926. RM 15.66; gebunden RM 17.—

---

**Kompressorlose Dieselmotoren** (Druckeinspritzmaschinen). Ein Lehrbuch für Studierende. Von Prof. Dr.-Ing. **Friedrich Sass**, Direktor des Germ. Lloyd, Berlin. Mit 328 Textabbildungen. VII, 395 Seiten. 1929. Gebunden RM 46.80

---

**Kurbelwellen mit kleinsten Massenmomenten für Reihenmotoren.** Von Priv.-Doz. Prof. Dr.-Ing. **Hans Schrön**, München. Mit 316 Abbildungen auf 38 Tafeln. IV, 66 Seiten. 1932. RM 16.50

---

---

## Verlag von Julius Springer in Berlin

---

**Rationeller Dieselmotoren-Betrieb.** Anleitung für Betrieb, Instandhaltung und Reparatur ortfester Viertakt-Dieselmotoren. Von **Josef Schwarzböck**. Mit 62 Abbildungen im Text. VI, 143 Seiten. 1927. RM 7.20; gebunden RM 8.10

---

**Anleitung zur Durchführung von Versuchen an Dampfmaschinen, Dampfkesseln, Dampfturbinen und Verbrennungskraftmaschinen.** Zugleich Hilfsbuch für den Unterricht in Maschinenlaboratorien technischer Lehranstalten. Von Oberingenieur Dipl.-Ing. **Franz Seufert**. Neunte, verbesserte Auflage. Mit 60 Abbildungen. VII, 180 Seiten. 1932. RM 4.40

---

**Die Entropie-Diagramme der Verbrennungsmotoren** einschließlich der Gasturbine. Von Prof. Dipl.-Ing. **P. Ostertag**, Winterthur. Zweite, umgearbeitete Auflage. Mit 16 Textabbildungen. IV, 78 Seiten. 1928. RM 4.05

---

**$p$ - $\beta$ -Tafel, Tabellen und Diagramme zur thermischen Berechnung der Verbrennungskraftmaschinen.** Von Dr.-Ing. **Otto Lutz**, Stuttgart. Mit 20 Textabbildungen und 3 Tafeln. VI, 68 Seiten. 1932. RM 8.50

---

**Verbrennungslehre und Feuerungstechnik.** Von Oberingenieur Dipl.-Ing. **Franz Seufert**. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 19 Abbildungen, 15 Zahlentafeln und vielen Berechnungsbeispielen. IV, 128 Seiten. 1923. RM 2.34

---

**Hochleistungs-Gaserzeuger** für Fahrzeugbetrieb und ortfeste Kleinanlagen. Verhalten der Brennstoffe und des Gases, Berechnung und Aufbau der Gaserzeuger und Reinigungsanlagen, Wirtschaftliche Betrachtungen. Von Dipl.-Ing. **H. Finkbeiner**, Darmstadt. Mit 63 Abbildungen. IV, 99 Seiten. 1937. RM 9.—; gebunden RM 10.20

---

---

## Verlag von Julius Springer in Wien

---

**Druckwechsel und Stöße** an Kolbenmaschinen mit Schubkurbelgetriebe. Eine theoretische Untersuchung der Druckwechselvorgänge mit kritischer Besprechung der vorhandenen Literatur. Von Ingenieur Dr. techn. **Franz Kuba**, Wien. Mit 18 Abbildungen im Text und 59 Abbildungen auf 48 Tafeln. Text- (IV, 69 Seiten) und Tafelband im Karton. 1931. RM 18.—

---

**Zweitakt-Dieselmotoren** kleinerer und mittlerer Leistung. Von Ing. Dr. techn. **J. Zeman** VDI, Wien. Mit 240 Abbildungen im Text. XI, 245 Seiten. 1935. RM 18.—; gebunden RM 20.—

---

Zu beziehen durch jede Buchhandlung