

WIEDERAUFBAU UND ZEHN JAHRE ARBEIT DES INSTITUTS FÜR VERBRENNUNGSMOTOREN UND KRAFTFAHRWESEN (IVK) DRESDEN

Von

A. JANTE*

I. TEIL

Einführung

Bevor von unserer Arbeit berichtet wird, seien kurz einige Tatsachen und Zahlen aus der Geschichte und besonders vom Wiederaufbau des Instituts mitgeteilt.

Schon im Jahre 1902 wurde vom Geheimen Hofrat Prof. SCHEIT die »Abteilung für Kraftfahrzeug- und Getriebeuntersuchungen« innerhalb der »Mechanisch-Technischen Versuchsanstalt« der Technischen Hochschule Dresden eingerichtet, aus der dann im Jahre 1918 unter der Leitung von Prof. WAWRZINIOK das selbständige Institut für Kraftfahrwesen der T. H. Dresden hervorging. Über die damals durchgeführten Arbeiten wurde in 9 Sammelbänden den »Mitteilungen des Instituts für Kraftfahrwesen an der Technischen Hochschule Dresden« berichtet.

Mit der sinnlosen Zerstörung Dresdens im Februar 1945 fand zunächst auch die Institutsarbeit ihr Ende. Die gerade bezogenen neuen Versuchshallen brannten aus und auch das Institutsgebäude mit den technischen Büros, Hör- und Zeichensaal, verlor sein Dach. Für die zurückgebliebene Belegschaft bestand also in der Zwischenzeit, in der das Institut ohne wissenschaftliche Leitung war, die Hauptaufgabe darin, die Räume erst wieder unter Dach zu bringen. Trotz großer Schwierigkeiten wurde diese Aufgabe gemeistert, indem genagelte Bretterbinder konstruiert wurden, das Holz dazu organisiert und in einem wiederhergerichteten Benz-Holzgas-Lkw, Baujahr 1916, herangeschafft wurde. Als der Verfasser am 1. Januar 1948 auf den Lehrstuhl für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeuge berufen und zum Institutsdirektor ernannt wurde, waren daher schon wieder 600 m² Werkstattfläche und 150 m² Bürofläche verwendbar. Durch Wiederherstellung und weiteren Ausbau sind es jetzt 1200 m² Werkstatt- und Versuchshallen und 700 m²

* Vortrag gehalten von Prof. A. Jante (Direktor des I. V. K., TH Dresden, o. Mitglied der Deutschen Akademie der Wissenschaften zu Berlin) auf Einladung unserer Universität...

technische Büros sowie 400 m² Hörsaal, Zeichensaal und Diplomandenzimmer. An Belegschaft fand ich sieben Mann vor, jetzt ist die Zahl auf 70 angestiegen. Sie verteilt sich auf

13 wissenschaftliche Mitarbeiter,
13 technische Angestellte,
35 Meister und Handwerker und je 3 für Verwaltung, Schreibkräfte und Hilfsarbeiter.

Das zu vertretende Lehr- und Forschungsgebiet umfaßt neben den Kraftfahrzeugen nicht nur die Fahrzeugmotoren, sondern alle Kolben-Verbrennungsmotoren. Diese Erweiterung der Aufgaben fand auch in der Änderung der Institutsbezeichnung zum »Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen« ihre Berücksichtigung. Neben den Belegschaftsmitgliedern arbeiten jeweils noch die Studenten des letzten Studienjahres mit, deren Höchstzahl auf 25 in der Fachrichtung Kraftfahrzeuge festgelegt wurde. Jeder Student fertigt nicht nur seine Diplom-Arbeit, sondern noch eine sogenannte »Große-Beleg-Arbeit« gleichen Umfangs an. Beide Arbeiten sind von je 3 bis 4 Monaten Dauer. Vorzugsweise werden dabei experimentelle Aufgaben ausgegeben, in der Art etwa, wie sie auch ein Versuchsingenieur in der Industrie zu lösen hat. Daneben werden auch konstruktive Aufgaben bearbeitet und zwar vor allem zur Erweiterung der Untersuchungs- und Meßeinrichtungen des Instituts und aber auch solche grundsätzlicher Art. Als Beispiele konstruktiver Arbeiten seien genannt: Vergasermotellprüffeld, Einspritzzellenrad, Kupplungsprüfstand und Bremsenprüfstand auf der einen Seite, denen eine konstruktive Untersuchung der Vielzylinderbauarten nach Stern- oder Ringmotor sowie der Entwurf eines 6-Zyl.-Reihen-Ottomotors mit im Betrieb veränderlicher Verdichtung gegenüberstehen.

Thermodynamik

Da in den ersten Jahren der Wiedereinrichtung des Instituts die experimentellen Arbeitsmöglichkeiten nur gering waren, so lag der Schwerpunkt zunächst auf theoretischen Arbeiten. Bis zur Wiederbesetzung des Lehrstuhls für Thermodynamik hatte ich auch diese Vorlesung als Einführung in die thermodynamischen Arbeitsverfahren der Verbrennungsmotoren mit übernommen. So entstand speziell für den Ingenieur mein »Leitfaden der technischen Thermodynamik« bei B. G. Teubner, Leipzig, als eine Einführung, die nicht historisch, sondern systematisch aufgebaut wurde und für die zahlreiche Diagramme in neuer Darstellungsart verwendet wurden. Als Beispiel sei nur kurz die Analogiebetrachtung zwischen P, v - und T, s -Diagramm angeführt, mit der versucht wurde, dem Studenten das Ver-

ständnis des Entropie-Begriffes zu erleichtern. Schreibt man den 1. Hauptsatz nicht wie üblich

$$q = \Delta u + AL_0$$

sondern als echte Gleichgewichtsbedingung,

$$q + \Delta u + A \cdot L_0 = 0$$

Diagramm	P, v	Gemeinsame Bedeutung	T, s
Ordinate Dim.	Druck $\frac{kg}{m^2} = At$	Spannungszustand	Temperatur $^{\circ}K$
Fläche	$\frac{m \cdot kg}{kg}$	Energie kg Gas	$\frac{kcal}{kg}$
Abszisse $\frac{\text{Fläche}}{\text{Ordinate}}$	$\frac{m \cdot kg}{kg \cdot At}$	Energie kg Gas-Einheit d. Spannungszust.	$\frac{kcal}{kg \cdot ^{\circ}K}$

$$q + \Delta u + A \cdot L_0 = 0$$

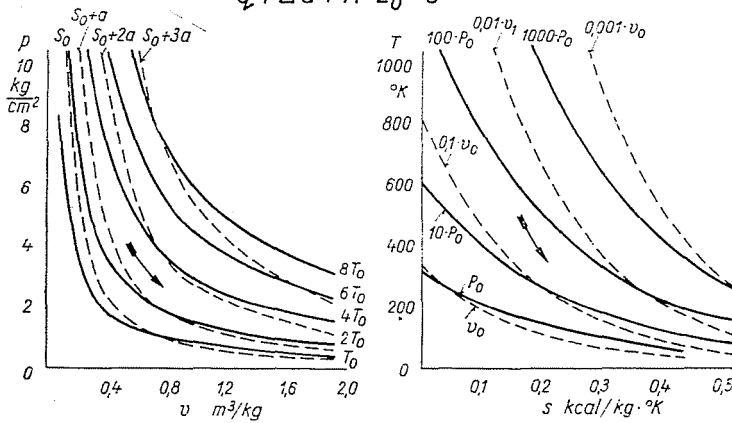


Bild 1

dann sind die Bedeutungen der Vorzeichen von q und $A \cdot L_0$ gleich geworden, und zwar bedeutet jetzt der positive Wert von q und $A \cdot L_0$, daß Wärme bzw. Arbeit nach außen abgegeben wird, die durch Verringerung der inneren Energie ($-\Delta u$) aufgebracht wird. Gegenüber der üblichen Definition erscheint hier also q und damit auch die Entropie s mit umgekehrtem Vorzeichen. Für das Arbeits- und Wärmediagramm ergeben sich damit die im Bild 1 oben angegebenen Dimensionen für die Ordinaten und die Flächen. Wir können also für ideale Gase das spezifische Volumen und die Entropie als die mechanische oder Wärme-Energie je kg Gas bei der Einheit des Spannungszustandes bezeich-

nen. Ebenso läßt sich für die mechanische und die Wärmeenergie ein gemeinsames Energie-Expansionsbestreben feststellen, das den Spannungszustand zu verringern sucht und dadurch die mechanische bzw. Wärme-Energie je kg Gas bei der Einheit des Spannungszustandes vergrößert. Stellen wir uns einen mechanisch bzw. wärmeundichten Zylinder vor, so finden wir bestätigt,

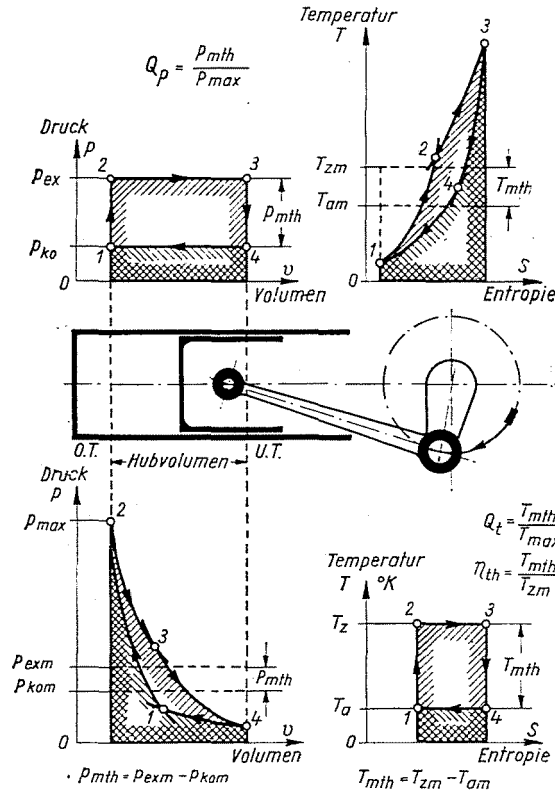


Bild 2

daß Energie in beiden Formen den Zylinder verläßt, die Spannungszustände sinken läßt und das spezifische Volumen bzw. die Entropie je kg vergrößert. Dieses Energie-Expansionsbestreben zeigt sich in beiden Diagrammen als Zustandsänderung in Richtung der eingetragenen Pfeile. Ebenso wie es bei der mechanischen Energie, z. B. bei Druckluft, selbstverständlich ist, daß die praktische Arbeitsleistung nur bis zum Spannungsausgleich mit der Umgebung möglich ist, so ist auch eine Verwertung der Wärmeenergie praktisch nur bis zum Temperatenausgleich mit der Umgebung gegeben. Durch solche Analogien erscheint auch der 2. Hauptsatz selbstverständlich. Es ist nun nicht unbedingt erforderlich, allgemein eine Umkehrung des Vorzeichens der

Entropie zu fordern, denn wenn man einmal die eben gezeigte Analogie erkannt hat, wird die im Verhältnis dazu umgekehrte s -Richtung, also die gebräuchliche, auch dem Verständnis keine grundsätzlichen Schwierigkeiten mehr bereiten.

Als Grundlagen für die Verbrennungsmotoren standen natürlich die Kreisprozesse im Mittelpunkt des Interesses. Um auf einfache Art eine gute Übersicht über die grundsätzlichen Zusammenhänge zu erhalten, wurden die Kreisprozesse zunächst nur mit reiner idealer Luft durchgerechnet. Dabei ergaben die nach Bild 2 im P, v - und im T, s -Diagramm jeweils rechteckig

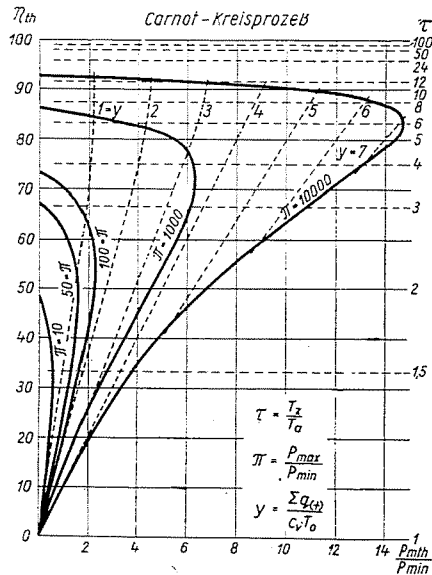


Bild 3

verlaufenden Kreisprozesse besonders gute Ausgangspunkte. Links oben läßt sich aus dem rechteckigen P, v -Diagramm der wirksame Mitteldruck p_{mth} als Differenz von Expansions- und Kompressionsdruck ablesen. Analog kann im unteren P, v -Diagramm die Kompressionsarbeit durch ein mittleres Rechteck ersetzt werden, ebenso wie die Expansionsarbeit, so daß sich dann, genau wie oben, der wirksame Mitteldruck p_{mth} ergibt. Da der Motor den Höchstdruck p_{max} aushalten muß, jedoch der Mitteldruck p_{mth} nur ausgenützt wird, so läßt sich ein Druckausnutzungsgrad $q_p = p_{mth} : p_{max}$ definieren. Im unteren T, s -Diagramm des Carnot-Kreisprozesses erkennt man das Rechteck von der Höhe T_{mth} als die in Arbeit umgesetzte Wärme, während das Gesamt-Rechteck von der Höhe T_z die zugeführte Wärme darstellt. Der thermische Wirkungsgrad wird also damit zu $\eta_{th} = T_{mth} : T_z$. Da für den oberen Kreisprozeß die Flächen im T, s -Diagramm krummlinig begrenzt

sind, können wir wieder in Rechtecke über der gleichen Entropiedifferenz verwandeln und erhalten dafür dann ebenso wie unten den thermischen Wirkungsgrad. Ferner läßt sich hier ein Temperaturnutzungswert $q_t = T_{mth} : T_{max}$ definieren. Aus den Schemabildern der beiden Kreisprozesse ist schon zu erkennen, daß sich die volle Ausnutzung von Druck- und Temperaturdifferenz gegenseitig ausschließen.

Die wichtigsten Bewertungsgrößen eines Kreisprozesses sind:

1. für den Bauaufwand der theoretische Mitteldruck p_{mth} in kg/cm^2 oder derselbe Wert in erweiterter Dimension als spezifische Arbeit in mkg/m^3 und

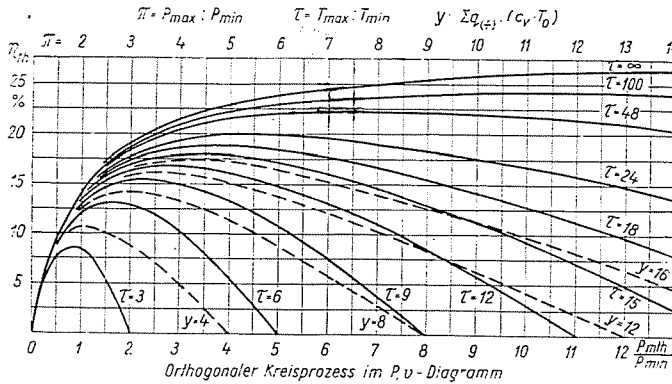


Bild 4

2. für den Kraftstoffverbrauch der thermische Wirkungsgrad η_{th} , die ich deshalb auch als Ordinaten den Kreisprozeß-Charakteristiken zugrunde gelegt habe. Dabei besteht innerhalb dieser Kennfelder die Möglichkeit, alle sonst noch interessierenden Kenngrößen als Parameter darzustellen. So zeigt z. B. Bild 3 die Charakteristik des Carnot-Kreisprozesses. Die Linien konstanter Temperaturverhältnisse $\tau = T_z : T_a$ verlaufen parallel zur Abszisse, während die Kurven konstanter Druckverhältnisse $\pi = p_{max} : p_{mth}$ erkennen lassen, daß zur Erzielung ausreichender p_{mth} -Werte erheblich hohe Druckwerte zugelassen werden müßten. Die noch gestrichelt eingetragenen Kurven y geben ein Maß für die zugeführte Wärmemenge:

$$y = \frac{\Sigma q_{(+)}}{c_v \cdot T_0}$$

worin $\Sigma q_{(+)}$ die insgesamt einem kg Luft zugeführte Wärmemenge bedeutet, die bei Verbrennungsmotoren durch den theoretischen Luftbedarf begrenzt wird. Bild 4 zeigt die Charakteristik für den im P, v -Diagramm orthogonalen Kreisprozeß. Hierbei liegen die Linien konstanter Druckverhältnisse π senk-

recht zur Abszisse, während die Linien konstanter Temperaturverhältnisse $\tau = T_{\max} : T_{\min}$ zeigen, daß selbst für $\tau = \infty$ erst thermische Wirkungsgrade von ca. 25% erreicht werden können. Legen wir eine Außentemperatur von 300°K für T_{\min} zugrunde, so ergibt sich für normale Verbrennungsverhältnisse wohl kaum eine Überschreitung der Kurve $\tau = 9$, die uns zeigt, daß dafür auch die erreichbaren p_{mth} -Werte noch bescheiden sind, zumal mit steigender Belastung der thermische Wirkungsgrad stark abfällt. In Bild 5 sind von beiden orthogonalen Kreisprozessen die Bereiche eingetragen, die die beherrschbaren Drücke und Temperaturen nicht überschreiten. Wir erkennen daraus, daß

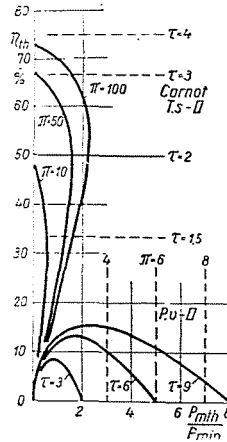


Bild 5

nicht nur die volle Druck- und Temperaturnutzung sich gegenseitig ausschließen, sondern daß auch die jeweilige Ausnutzung der Ordinate im orthogonal dargestellten Kreisprozeß durch die praktische Begrenzung der Ordinate im anderen Diagramm stark beschränkt ist. Beim Carnot-Prozeß steht z. B. der Ausnutzung von Temperaturverhältnissen über $\tau = 3$ das dazugehörige Druckverhältnis von mehr als $\pi = 100$ im Wege, während beim anderen Kreisprozeß die Ausnutzung von π über 6 bis 8 durch die Temperaturverhältnisse τ von über 9 verhindert wird.

Es können nun für die einzelnen Maschinengattungen Kreisprozeß-Typentafeln aufgestellt werden, wie es z. B. Bild 6 für Verbrennungsmotoren zeigt, und damit für jeden Kreisprozeßtyp die Charakteristiken berechnet und dargestellt werden, wie es in den vorigen Bildern bereits für die orthogonalen Kreisprozesse geschah. Als Beispiel eines praktischen Kreisprozeßtyps wird in Bild 7 die Charakteristik des Otto-Kreisprozesses gezeigt. Durch die Werte des Druck- und Temperaturverhältnisses (π und τ) ebenso wie durch den Grenzwert von y für die einem kg Luft durch Kraftstoffverbrennung

Verbrennungskraftmaschinen - Kreisprozeß - Typentafel f. Kolbenmaschinen		Pv - Diagramme	
<p>a. Seiliger - Kreisprozeß</p> <p>$y = \kappa \cdot \tau - \varepsilon^{\kappa-1} - (\kappa-1) \cdot \frac{\pi}{\varepsilon}$ $x = \frac{\tau}{\pi^{\kappa-1}} - 1$</p>	<p>Grenzfälle 1. 1a. 2. 3. und 5.</p> <p>$\pi = \tau \quad x = \pi - 1$ $y = \pi \cdot \left(\kappa - \frac{\kappa-1}{\varepsilon} \right) - \varepsilon^{\kappa-1}$</p>	<p>$\frac{P_{max}}{P_{min}} = \pi$ $\frac{T_{max}}{T_{min}} = \tau$ $\frac{V_1}{V_2} = \varepsilon$</p>	<p>$\eta_{th} = (y - x) : y$</p>
<p>b. Polytropen - Kreispr. $m < 0$</p> <p>$y = \frac{\kappa-m}{1-m} \cdot (\tau - \varepsilon^{\kappa-1})$ $x = \frac{\tau}{\pi^{\kappa-1}} - 1$</p>	<p>$m = \frac{\log \varepsilon^{\kappa} \cdot \pi^{-1}}{\log \tau \cdot \varepsilon \cdot \pi^{-1}}; \varepsilon = (\tau \cdot \pi^{1-m})^{\frac{1}{\kappa-m}}$</p> <p>Grenzfälle 1. 1a. 2. 3. und 6.</p> <p>$\pi = \tau \quad x = \pi - 1$ $y = \frac{\kappa-m}{1-m} (\pi - \varepsilon^{\kappa-1})$</p>	<p>$\frac{P_{mth}}{P_{min}} = \frac{1}{\kappa-1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot (y - x)$</p>	
<p>c. 0 < m < 1 Polytropen - Kreispr.</p> <p>$\pi = \varepsilon^{\kappa} \quad y = \frac{\kappa-m}{1-m} \cdot (\tau - \varepsilon^{\kappa-1})$ $x = \left(\frac{\tau}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right)^{\frac{\kappa-m}{1-m}} - 1$</p>	<p>Grenzfälle 1. 1a. 3. 4. 4a. und 7.</p> <p>$\tau = \varepsilon^{\kappa-m} \quad x = \tau - 1$ $y = \frac{\kappa-m}{1-m} \cdot \tau \cdot (1 - \varepsilon^{m-1})$</p>	<p>Gemeinsame Grenzfälle</p> <p>1. Diesel $x = \frac{\tau}{\pi^{\kappa-1}} - 1$ $\pi = \varepsilon^{\kappa} \quad y = (\tau - \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}) \cdot \kappa$</p> <p>1a. wie 1. mit $\pi = \tau$ $x = \pi - 1$ $y = \kappa \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot (\varepsilon - 1)$</p> <p>2. Otto $x = \frac{\tau}{\varepsilon^{\kappa-1}} - 1$ $\pi = \varepsilon \cdot \tau \quad y = \tau - \varepsilon^{\kappa-1}$ $\eta_{th} = 1 - \varepsilon^{1-\kappa}$</p> <p>3. $\pi = \varepsilon^{\kappa} = \tau^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad \tau = \varepsilon^{\kappa-1}$ $P_{mth} = 0 \quad \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon}$</p> <p>4. $\frac{V_4}{V_3} = \varphi \quad y = (\kappa-1) \cdot \tau \cdot \ln \frac{\varepsilon}{\varphi}$ $\pi = \varepsilon^{\kappa} \quad \tau = \varepsilon^{\kappa-1} \quad x = \left(\frac{\varepsilon}{\varphi} \right)^{\kappa-1} - 1$</p> <p>4a. wie 4. mit $\varphi = 1$ $x = \tau - 1$ $y = (\kappa-1) \cdot \tau \cdot \ln \varepsilon$</p>	
<p>d. v-p-T-Verbrennung Krpr.</p> <p>$\frac{V_6}{V_5} = \varphi \quad y = \kappa \cdot \tau - \varepsilon^{\kappa-1} - (\kappa-1) \cdot \left(\frac{\pi}{\varepsilon} - \tau \ln \frac{\pi}{\tau} \right)$ $x = \frac{\tau}{\varphi^{\kappa-1}} - 1$</p>	<p>Grenzfälle 1. 1a. 2. 3. 4. 4a. 5. und 8.</p> <p>$\varphi = 1 \quad x = \tau - 1$ $y = \kappa \tau - \varepsilon^{\kappa-1} - (\kappa-1) \cdot \left(\frac{\pi}{\varepsilon} - \tau \ln \frac{\pi}{\varepsilon} \right)$</p> <p>8. $\varphi = 1; \pi = \varepsilon^{\kappa}; x = \tau - 1$</p> <p>9. $y = \kappa \cdot \tau - \kappa \cdot \varepsilon^{\kappa-1} + (\kappa-1) \cdot \tau \cdot \ln \frac{\pi}{\tau}$ $\varphi = 1; \pi = \tau \cdot \varepsilon; x = \tau - 1$</p> <p>10. $y = \kappa \cdot \tau - \varepsilon^{\kappa-1} - (\kappa-1) \cdot \tau \cdot (1 - \ln \varepsilon)$</p>		
<p>e. Carnot - Kreisprozeß</p> <p>$\frac{P_{mth}}{P_{min}} = \pi \cdot \frac{\tau-1}{\pi-\tau} \cdot \ln \frac{\pi}{\tau}$ $\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau}$</p> <p>Grenzfall 3.</p> <p>Polytr. - Exponent : 0 · 1 · κ · m · ∞ ·</p>			

Bild 6

innerhalb der Luft zuführbare Wärmemenge, ergibt sich die praktische Begrenzung des Kennlinienfeldes. Wir sehen auch, daß der thermische Wirkungsgrad hier von der Belastung unabhängig und nur vom Kompressionsverhältnis ϵ abhängig ist.

Am P, v -Diagramm des Carnot-Kreisprozesses war zu erkennen, daß ein erheblicher Arbeitsaustausch über das Schwungrad durchgeführt wird, um

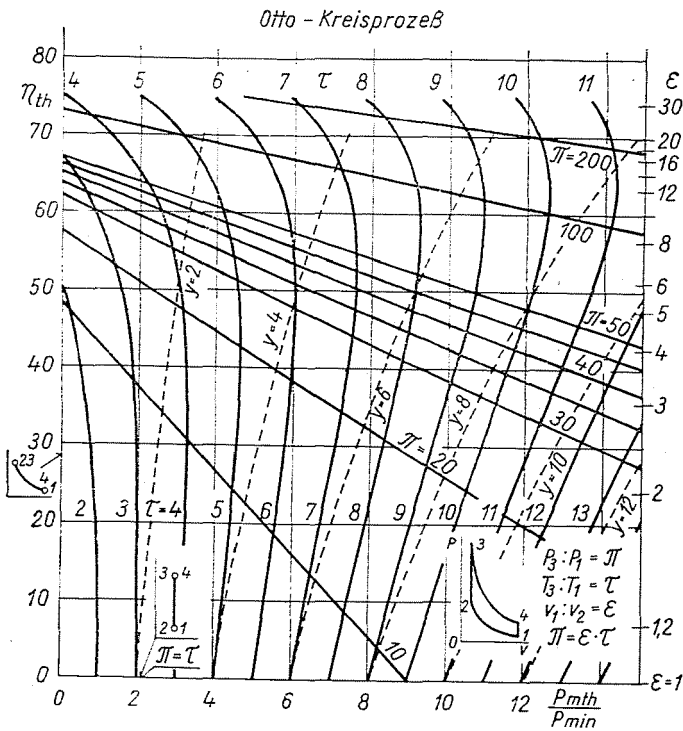


Bild 7

so durch die Kompression das ausnutzbare Temperaturniveau zu erhöhen. Ebenso kann man nun durch Wärmeaustausch die thermischen Wirkungsgrade oder die wirksamen Mitteldrücke der Kreisprozesse erheblich steigern. Beispielsweise zeigt Bild 8, wie man durch vollkommenen Wärmeaustausch beim Stirling-Kreisprozeß bei Ausnutzung der thermischen Wirkungsgrade des Carnot-Prozesses theoretisch zu guten Mitteldruckwerten kommen kann.

Für den Motorenbauer ist natürlich der Seiliger-Kreisprozeß mit seinen beiden Sonderfällen des Otto- und Diesel-Kreisprozesses von besonderem Interesse. Beim Seiliger-Kreisprozeß ist durch die in Gleichraum und Gleichdruck unterteilte Verbrennung die Zahl der unabhängig Veränderlichen für

die Darstellung in einem Diagramm zu groß, so daß jeweils eine dieser Variablen als Konstante den einzelnen Charakteristiken zugrunde gelegt werden muß. Das obere Diagramm in Bild 9 gilt deshalb z. B. für $\varepsilon = 10$; es stellt den thermischen Wirkungsgrad über dem theoretischen Mitteldruck dar. Dabei gilt die unterste Begrenzung des Dreieckfeldes für den Diesel-Grenzfall des Seiliger-Kreisprozesses, von dem aus die thermischen Wirkungsgrade bis zum oberen Otto-Grenzfall ansteigen. Diese Voraussetzung des konstanten

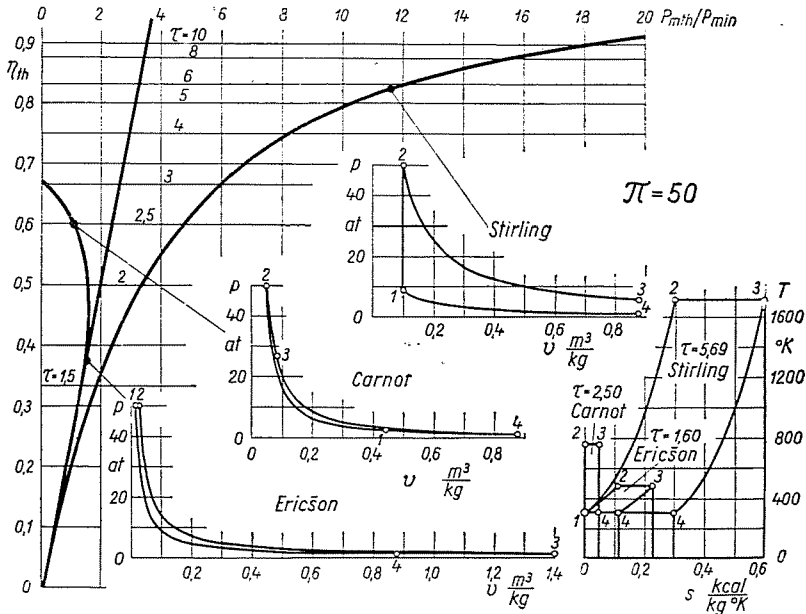


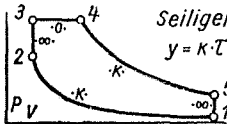
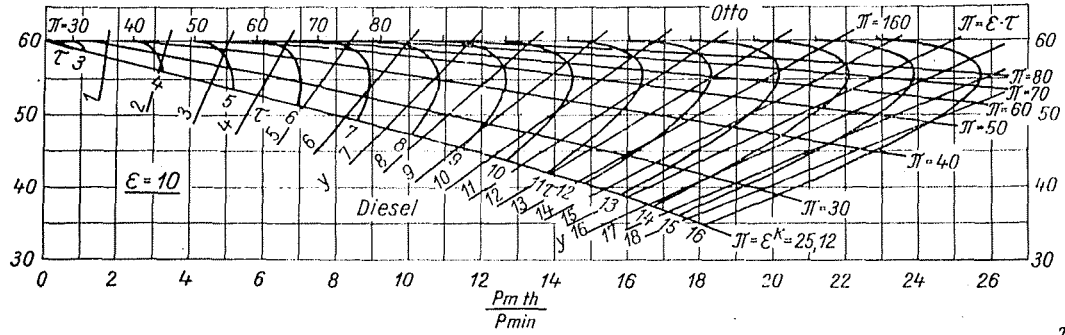
Bild 8

Kompressionsverhältnisses ε findet man in der Literatur am häufigsten angewandt, so daß ihr Ergebnis, daß die Gleichraumverbrennung bessere thermische Wirkungsgrade ergibt als die Gleichdruckverbrennung, oft fälschlicherweise allgemeingültig behauptet wird. Betrachten wir dazu (für $\varepsilon = 10$) nochmals das obere Diagramm, so sehen wir beim Übergang von der unteren Dieselgrenze zur oberen Otto-Grenze ein erhebliches Ansteigen der Höchstdrücke (für z. B. $p_{th} = 14$ von 25 auf über 80 at). Es ist klar, daß es sich bei diesen großen Unterschieden im Höchstdruck schon um zwei grundverschiedene Motoren handelt, die man nicht mehr ohne weiteres direkt vergleichen kann. Wir erkennen daraus, daß konstanter Höchstdruck einen besseren Vergleichsmaßstab für verschiedene Motoren abgibt, weshalb dem unteren Diagramm in Bild 9 das konstante Höchstdruckverhältnis $\pi = 50$ zugrunde liegt. Hierin sehen wir nun, daß der Ottomotor die untere und der Diesel-

motor die obere Grenze bildet. Die Bewertung hat also umgekehrt, und zwar nur auf Grund der geänderten Voraussetzungen. Wenn wir also im Zuge der Kompressionssteigerung den Ottomotor für höhere Spitzendrücke konstruieren, dann können wir mit denselben Spitzendrücken bei der Gleichdruckverbrennung wieder bessere Wirkungsgrade erreichen. Diese Zusammenhänge sind auch auf einfache Art in Bild 9a zu verfolgen.

Bei der heutigen Entwicklung zu immer höheren Leistungen der Pkw-Motoren wird die Ausnutzungsmöglichkeit dieser Leistungen in der Stadt immer geringer. Das bedeutet, daß die meisten Pkw den größten Teil ihrer Betriebszeit mit immer geringerer Teillast betrieben werden, wofür der spezifische Kraftstoffverbrauch erheblich ansteigt. Es war deshalb von besonderem Interesse, die Möglichkeiten zur Senkung spezifischen Teillastverbrauches zunächst einmal thermodynamisch zu klären. Das Ergebnis für den mit idealer Luft durchgeführten Seiliger-Kreisprozeß zeigt Bild 10. Über der Belastung ist der thermische Wirkungsgrad aufgetragen. Rechts zeigt die reziproke Skala den Einfluß auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch. Die untere mit D bezeichnete Kurve ergibt sich für die Drosselregelung des Ottomotors. Wird die Verringerung der Zylinderfüllung nicht durch Drosselung, sondern durch Rückschub, d. h. durch Wiederausschieben eines Teiles der Ladung während des Kompressionshubes erreicht, so ergibt sich dafür die R -Kurve, die nur wenig besser liegt, als die D -Linie. Wenn es — etwa durch Gemischschichtung — gelingen sollte, den Ottomotor mit Qualitätsregelung zu fahren, so gilt dafür die Kurve Q_0 . Dieselbe Kurve ergibt sich auch, wenn die Ladungsverringerng durch entsprechend starke Vorwärmung als reine Wärmeregelnung W oder auch durch Wärmeregelnung in Verbindung mit einer dann möglichen Gemischabmagerung, also als WQ , geschieht. Für Dieselbetrieb ergibt sich die Teillastkurve Q_d . Wird bei der WQ -Regelnung noch die Verdichtung mit sinkender Belastung erhöht, so ergibt sich die Kurve für WQV . Wenn die zusätzliche Verdichtungsänderung mit der Rückschubregelnung kombiniert wird, so sehen wir dafür die oberste Kurve RV , bei der der spezifische Teillastverbrauch gegenüber Vollast bis über 25 Prozent absinkt, während er für die Drosselregelnung fast in gleichem Maße zunahm. Aus diesen theoretischen Untersuchungen ergab sich also ein genügender Anreiz, die besten Verfahren auch praktisch am Motor zu erproben. Dabei wird in jedem Falle der Aufwand für die Durchführung der Regelnung größer sein als bei der Drosselregelnung, wo wir in der Drosselklappe das einfachste Regelnorgan haben.

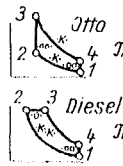
Während der Kreisprozeß mit idealer Luft die grundsätzlichen Zusammenhänge einfach aufzeigt, so wurde zur Aufdeckung von Verbesserungsmöglichkeiten ausgeführter Maschinen ein Verfahren zur thermodynamischen Analyse von Indikator-Diagrammen entwickelt, das natürlich weitgehend die realen Eigenschaften der Zylinderladung vor und nach der Verbrennung berücksichtigt. In einem Lehrbuch »Die thermodynamischen Arbeitsver-



Seiliger-Kreisprozeß
 $y = \kappa \cdot \tau - \epsilon^{\kappa-1} - (\kappa-1) \cdot \frac{\pi}{\epsilon}$
 $x = \frac{\tau^{\kappa}}{\pi^{\kappa-1}} - 1$

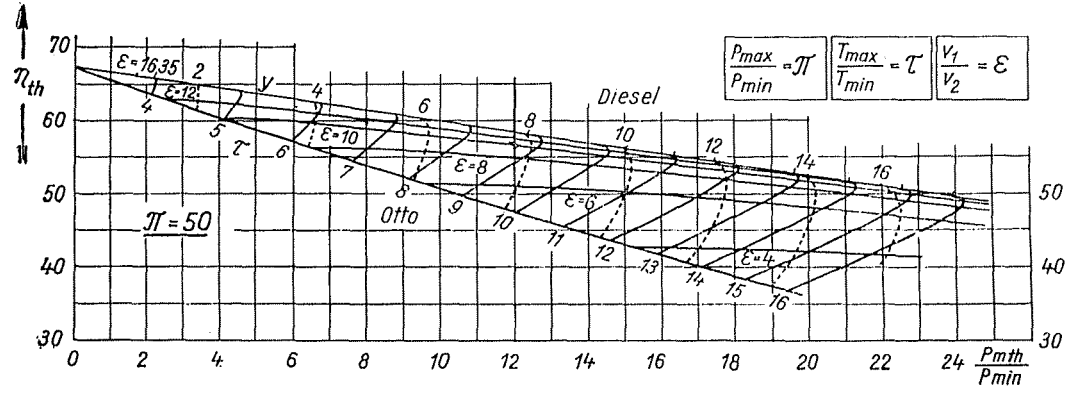
$\eta_{th} = (y-x) : y$
$\frac{P_{mth}}{P_{min}} = \frac{1}{\kappa-1} \cdot \frac{\epsilon}{\epsilon-1} \cdot (y-x)$

Grenzfälle



Otto $x = \frac{\tau}{\epsilon^{\kappa-1}} - 1$
 $\pi = \epsilon \cdot \tau$
 $y = \tau - \epsilon^{\kappa-1}$
 $\eta_{th} = 1 - \epsilon^{1-\kappa}$

Diesel $\pi = \epsilon^{\kappa}$
 $x = \frac{\tau^{\kappa}}{\pi^{\kappa-1}} - 1$
 $y = (\tau - \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}) \cdot \kappa$



$\frac{P_{max}}{P_{min}} = \pi$	$\frac{T_{max}}{T_{min}} = \tau$	$\frac{V_1}{V_2} = \epsilon$
---------------------------------	----------------------------------	------------------------------

Bild 9

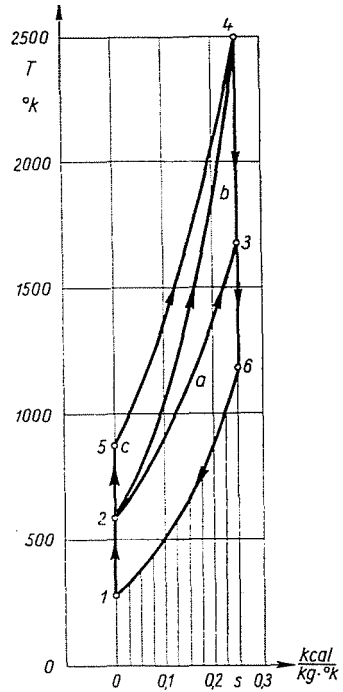
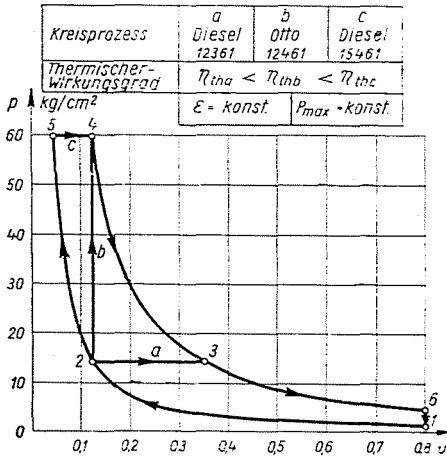


Bild 9/a

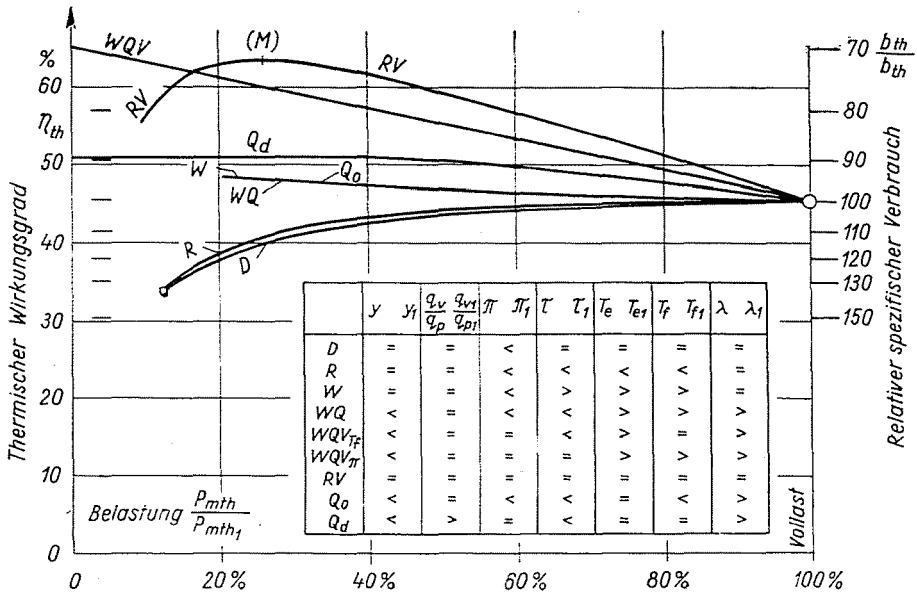


Bild 10

fahren der Verbrennungsmotoren« sollen die thermodynamischen Arbeiten zusammengefaßt werden.

Entwicklungsfragen

Nach Klärung der thermodynamischen Zusammenhänge war es dann für die Erarbeitung der weiteren Aufgaben nötig, sich über die Entwicklungsmöglichkeiten der Verbrennungsmotoren allgemein zu orientieren. Die Ergeb-

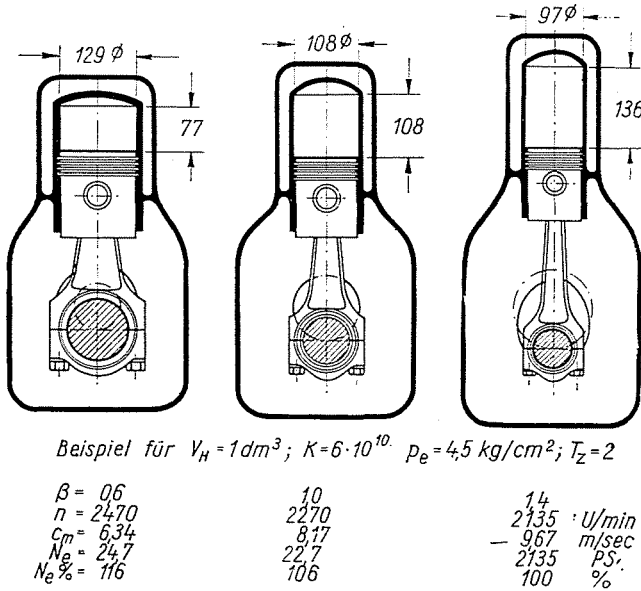


Bild 11

nisse wurden 1951 in der Arbeit »Über Verbrennungsmotoren-Entwicklung« zusammengefaßt. Daraus sei hier nur erwähnt, daß der mechanische Beanspruchungskennwert K allgemein, also auch für geometrisch *nicht* ähnliche Motoren zu »Bohrung mal Hub mal Drehzahl-Quadrat« abgeleitet wurde, der auch die Möglichkeit bot, die Vielzylinderbauarten und die Kurzhubigkeit zu verfolgen. Bild 11 zeigt beispielsweise den Einfluß des Hub — Bohrungsverhältnisses β für einen 2-Takt-Motor von 1 Liter Hubvolumen. In dem Maße wie der konstante Beanspruchungskennwert $K = 6 \cdot 10^{10}$ durch Verringerung des Hubverhältnisses β eine Drehzahlsteigerung zuläßt, steigt auch die Leistung an. Durch Unterteilung eines gegebenen Hubvolumens auf Z geometrisch ähnliche Zylinder wächst die Literleistung mit der dritten Wurzel aus Z an, während dann durch Kurzhubigkeit wieder eine

Erniedrigung der Zylinderzahl proportional zur Wurzel aus β möglich ist, und zwar natürlich dann ohne Leistungseinbuße.

Um die beste Bauart für Vielzylindermotoren zu finden, wurden die konzentrierten Bauarten wie Stern-, Ring- und Trommelmotor verglichen. Während der Trommelmotor wegen seines Taumelscheibentriebwerkes aus-

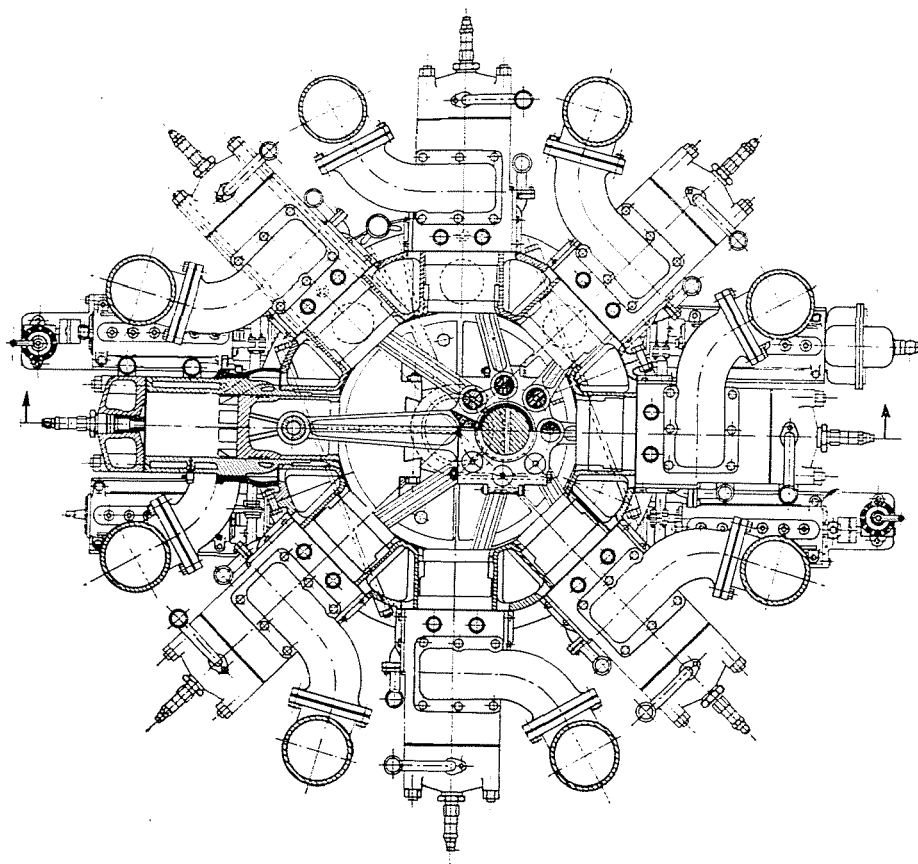


Bild 12

geschieden wurde, blieb der konstruktive Vergleich zwischen Ring- und Sternmotor übrig; er wurde auf der Grundlage eines 2-Takt-Dieselmotors durchgeführt. Bild 12 zeigt den Schnitt durch einen 8-Zylinder-Stern des Dreifach-Sternmotors von 650 PS mit 125 mm Bohrung, 180 mm Hub und $n = 1200$ U/min. Um Schwierigkeiten mit der Schmierung hängender Zylinder zu vermeiden, wurden die Zylinderachsen horizontal gelegt. Neben und unterhalb der Mittelzylinder sind die 4 Einspritzpumpen in Draufsicht zu erkennen. Bild 13 zeigt den Schnitt durch einen 6-Eck-Ring des Dreifach-Ringmotors

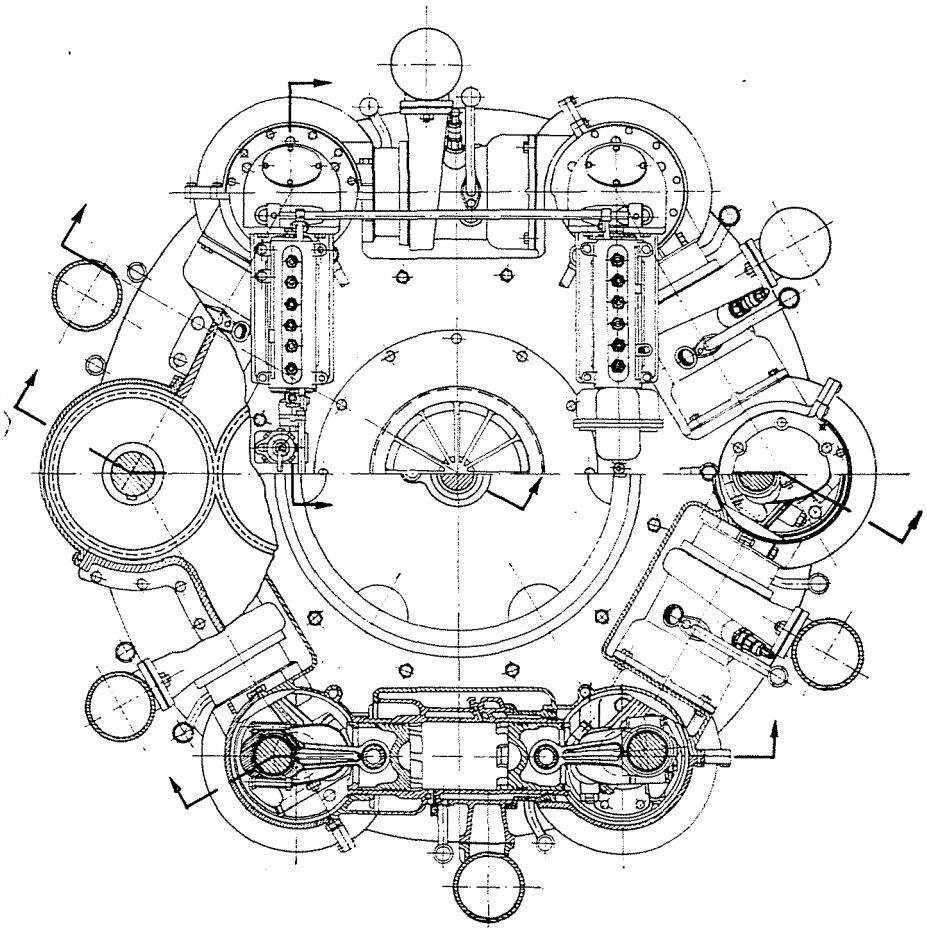
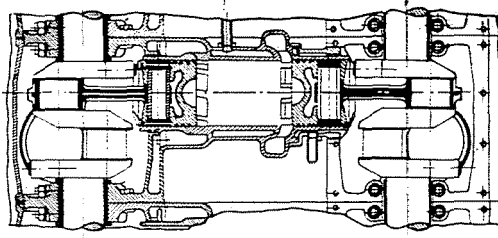


Bild 13

von 800 PS für gleiche Zylindergröße von 125 mm Bohrung und 2mal 90 mm Hub bei $n = 1700$ U/min. Auch hier liegen die Zylinder horizontal. Um in den einzelnen Gegenkolben-Zylindern ein unsymmetrisches Steuerdiagramm zu verwirklichen, sind die Pleueln entsprechend um 15° versetzt. Bild 14 zeigt den zugehörigen Querschnitt. Hier erkennt man, daß der Innenraum als Luft-

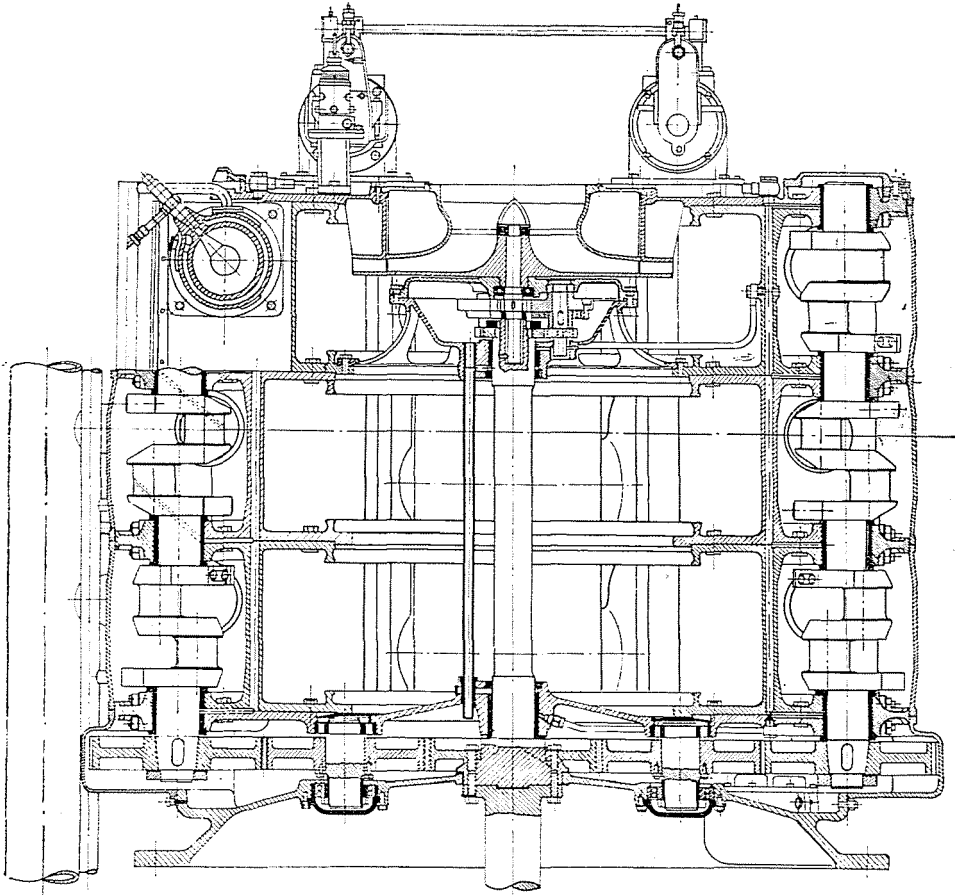


Bild 14

aufnehmer unnütz groß wird, woraus sich der Vorschlag ergab, nach Bild 15 den Ringmotor um den elektrischen Generator herumzulegen. Damit ergibt sich für ein Diesellaggregat wohl die raumsparendste Bauart. Im Vergleich der beiden Motoren ergaben sich auf die Außenmaße als Kistenmasse bezogen für den Sternmotor 183 PS/m³ und beim Ringmotor 196 PS/m³, also 7,1% mehr. Das resultiert aus der um 65% höheren Zylinderleistung, die durch das

unsymmetrische Steuerdiagramm und durch die Drehzahlsteigerung infolge Hubunterteilung möglich war. Damit erklärt sich auch, daß eine sorgfältige Kalkulation für beide Motoren die gleichen Kosten je PS ergab.

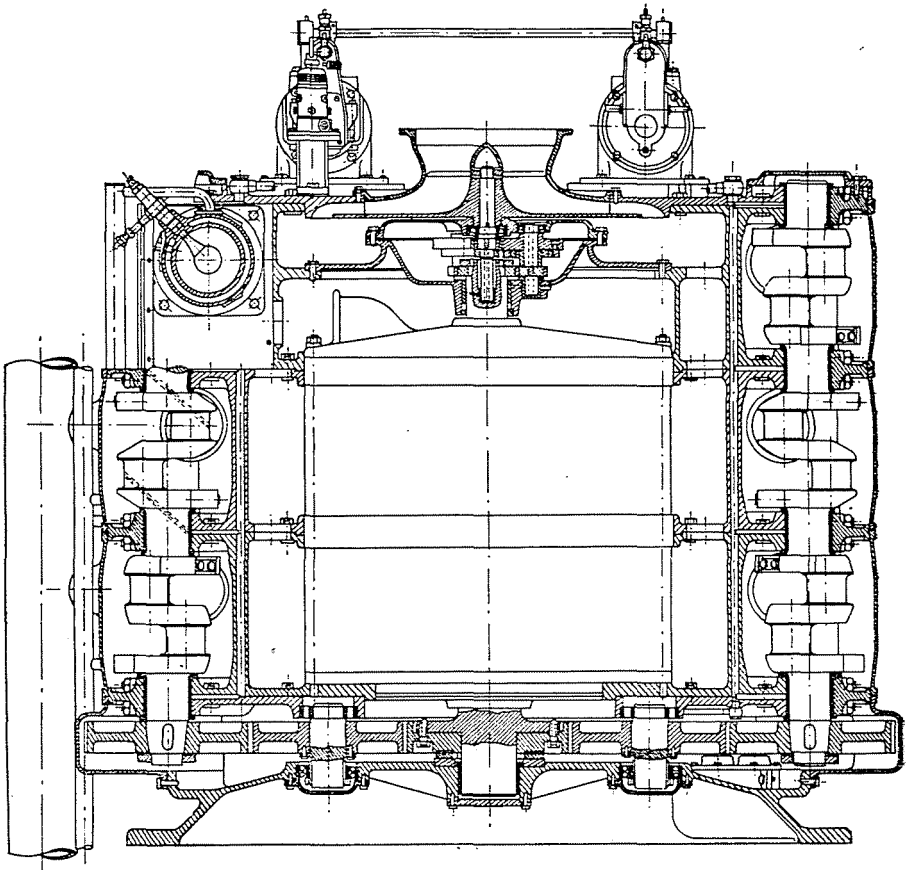


Bild 15

Konstruktionselemente

Durch den starken Verschleiß der Ventilfehrung eines stationären Motors angeregt, verfolgten wir zunächst aus den kinematischen Verhältnissen zwischen Kipphebeldäunen und Ventilkappe die seitliche Versetzung des Kraftangriffes und die in der Kipphebelebene liegenden Reibungskräfte durch die Relativbewegung. Dabei ergaben sich für die Wahl des Reibungskoeffizienten erhebliche Schwierigkeiten, so daß wir zur Klärung Versuche durchführten. Bild 16 zeigt oben links den Ventilantrieb und daneben die kinematische Umkehrung für die Bewegungsverhältnisse zwischen Kipphebeldäunen

3 und der das Ventilende ersetzenden Brücke 4. Durch die beiden Piezoquarz-Indikatoren 5 und 6 wurden die Seiten-Reibkräfte gemessen. In den rechten Diagrammen sind die Meßergebnisse dargestellt. Oben erkennen wir zunächst für die ungeschmierte Reibstelle maximal 5,1 kg Reibkraft, die durch Schmierung auf 1 kg absinkt. Darunter dann in vergrößertem Maßstab zunächst

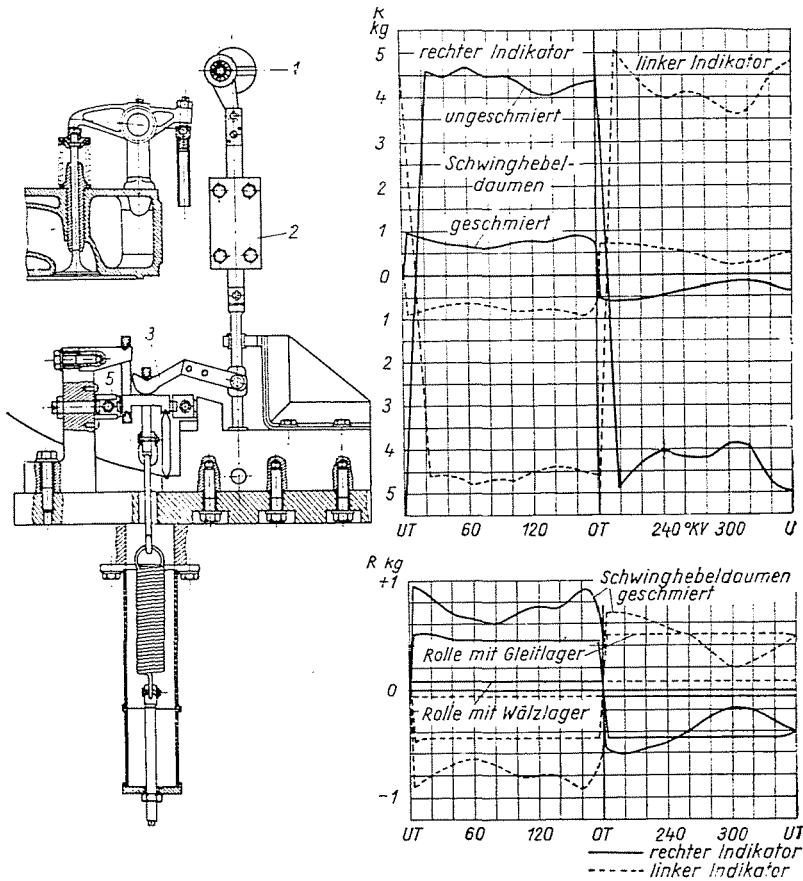


Bild 16

wieder den geschmierten Daumen, dann für eine Rolle mit Gleitlager 500 g und für die Rollen mit Kugellager und Nadellager 70 g. Die zugehörigen Reibbeiwerte sind

für den ungeschmierten Daumen	$1000 \cdot \mu = 170$
für den geschmierten Daumen	$1000 \cdot \mu = 32$
für die Rolle mit Gleitlager	$1000 \cdot \mu = 17$
für die Rolle mit Wälzlager	$1000 \cdot \mu = 2$

Durch Rollen mit Wälzlagerung sind also die Reibungsquerkräfte in der Ventileführung auf $\frac{1}{73}$ gegenüber einem trockenen Daumen zu senken, und auf $\frac{1}{13}$ gegenüber dem geschmierten Daumen.

Bei den Kolbenringen kommt es auf eine genaue Kenntnis der Spannungsverteilung über dem Umfang an. Die alte Betriebsmethode, den Kol-

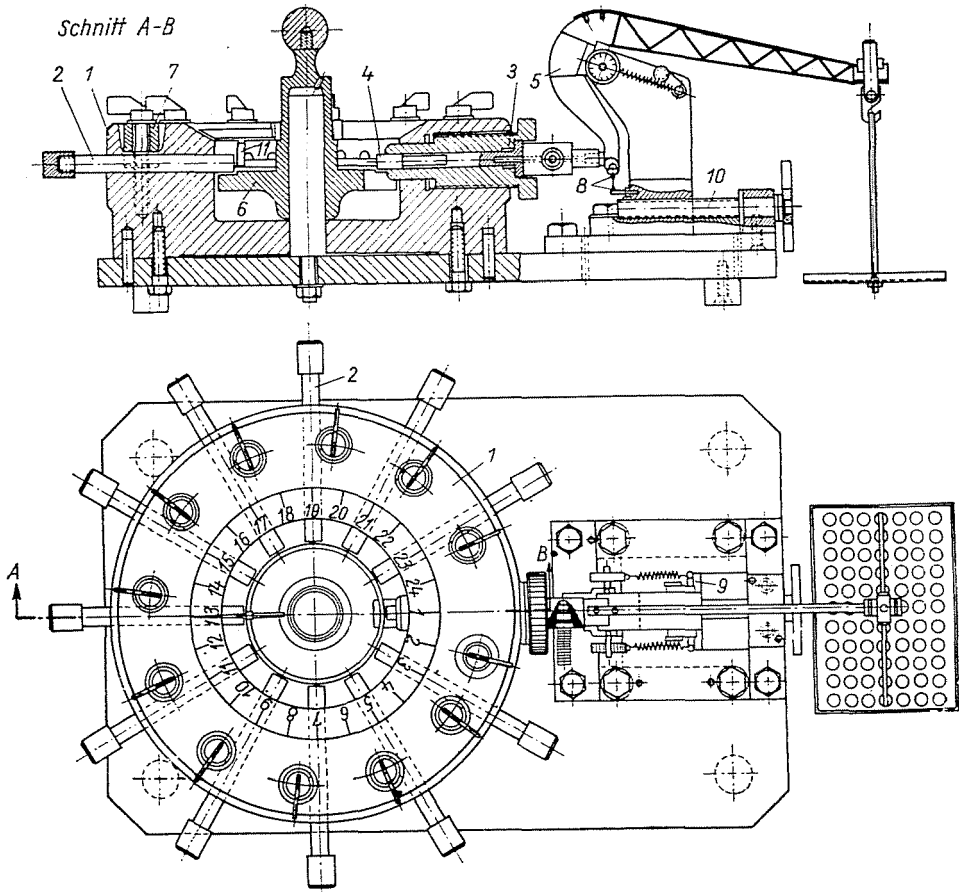


Bild 17

benring in einen Kaliberring einzulegen und die Kraft zu messen, die örtlich für $\frac{1}{100}$ mm Eindrückung erforderlich ist, hat sich als zu ungenau erwiesen. Wir haben deshalb nach Bild 17 einen neuen Spannungsprüfer entwickelt. Zunächst wird anstelle des Kolbenringes ein Kaliber eingelegt und die 11 Stifte am Umfang leicht angedrückt und festgestellt. Der 12. Stift ist ein Fühlstift, dessen Lage an einem pneumatischen Solexgerät abgelesen werden kann. Er wird an das Kaliber angelegt und das Solexgerät auf die markierte

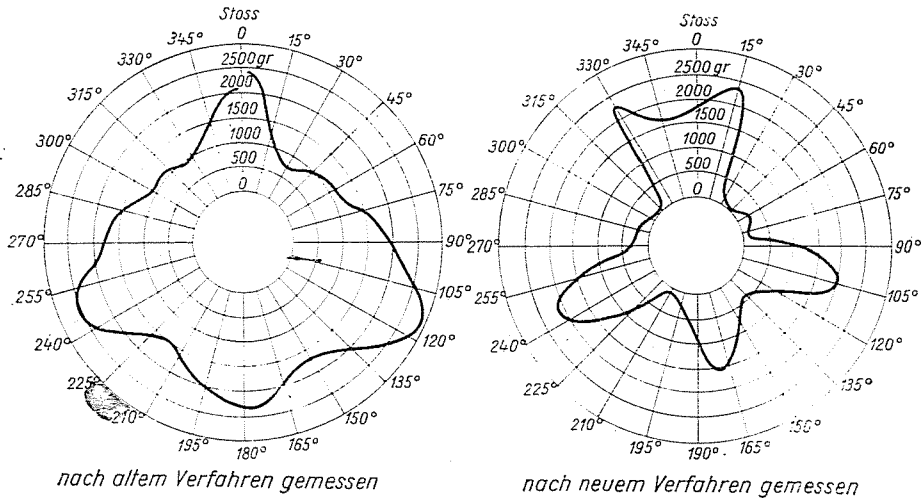


Bild 18

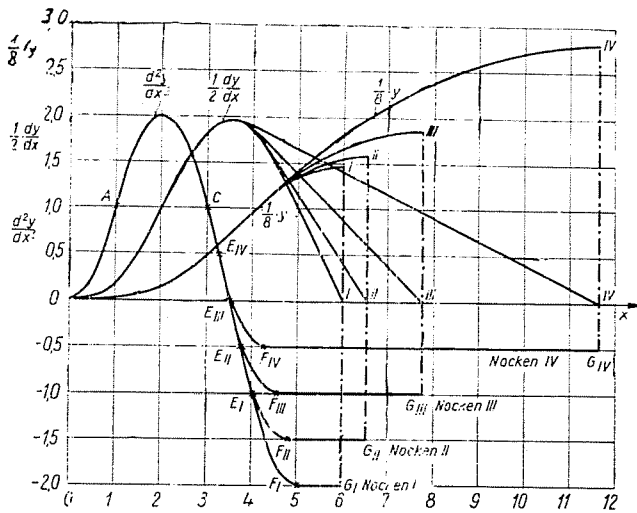


Bild 19

Stelle der Anzeigeskala eingestellt. Nun wird das Kaliber gegen den Kolbenring ausgetauscht und der Fühlstift durch Belasten der Waagschale wieder auf die eben eingestellte Nullstellung gebracht. Die Belastungsgewichte mal Hebelübersetzung geben dann die Kraft an, mit der der Kolbenring in seiner durch 12 Punkte markierten Kreislage gehalten wird. Wenn sich auch im Sinne einer absoluten Messung noch eine ganze Reihe von Vorbehalten gegen dieses Gerät vorbringen lassen, so zeigt doch Bild 18, daß sich gegenüber der alten Be-

triebsmethode, links, mit $\frac{1}{100}$ mm Weg für denselben Kolbenring mit unserem Gerät, rechts, ohne Meßweg doch schon eine wesentlich schärfere Kontrolle ergibt, die solange ausreicht, bis die Fertigung einer idealen Spannungsverteilung auch nach der neuen Meßmethode genügt.

Beim Ventiltrieb hat sich gezeigt, daß Ventildfeder-Eigenschwingungen um so eher vermieden werden können, wenn die Hubkurve auch in einer möglichst hohen Ableitung nach der Zeit noch stetig verläuft. Um hierzu

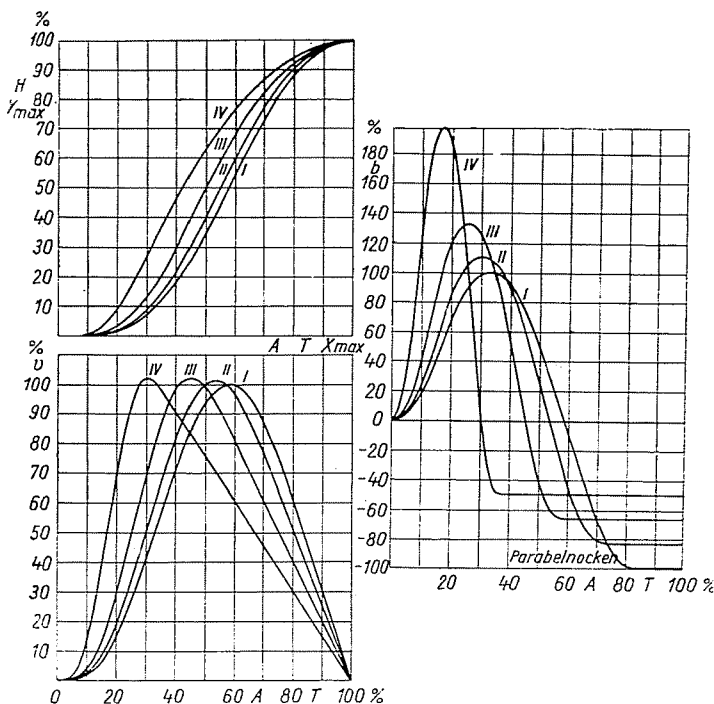


Bild 20

die Konstruktionsarbeit zu vereinfachen, wurde zunächst eine Reihe von vier Einheitsnocken nach Bild 19 festgelegt, deren Beschleunigung nicht nur sprungfrei, sondern auch knickfrei verläuft. Die vier Nocken unterscheiden sich dabei durch das Verhältnis von Beschleunigung zu Verzögerung. Die Beschleunigungskurven sind aus Geraden und Parabelstücken zusammengesetzt, so daß sich der Verlauf der Beschleunigungs-, Geschwindigkeits- und Hubkurven einfach auf Rechenmaschinen berechnen läßt. In Bild 20 sind links oben die 4 Hubkurven auf gleichen Hub und gleiche Nockenlänge bezogen; darunter steht, unter gleicher Voraussetzung, die Zusammenstellung der Geschwindigkeitskurven, während rechts die zugehörigen Beschleunigungskurven dargestellt sind. Für die Stößelhubkurven wurden nun in Tabellen von % zu % der

halben Nockenlänge die Prozentzahlen des Hubes auf 6 Stellen genau zusammengestellt, so daß zur Anwendung diese Tabellenwerte, nur mit dem gewünschten Hub multipliziert, sofort die Einstellwerte für den Urnocken ergeben. Auch für die Überwindung des Stößelspieles wurde in Tabellenform eine einfache Möglichkeit der Vorschaltung einer kleinen konstanten Geschwindigkeit gegeben. Dem Konstrukteur bleibt auf diese Art ein vollständiger Neuentwurf der Nockenform erspart und er kann auf einfache Weise ein optimales Hubgesetz anwenden.

Dieselmotorkraftstoff-Einspritzpumpen

Um Einspritzpumpen untersuchen zu können, mußte erst der Bau von Pumpenprüfständen angeregt und deren Konstruktion unterstützt werden.

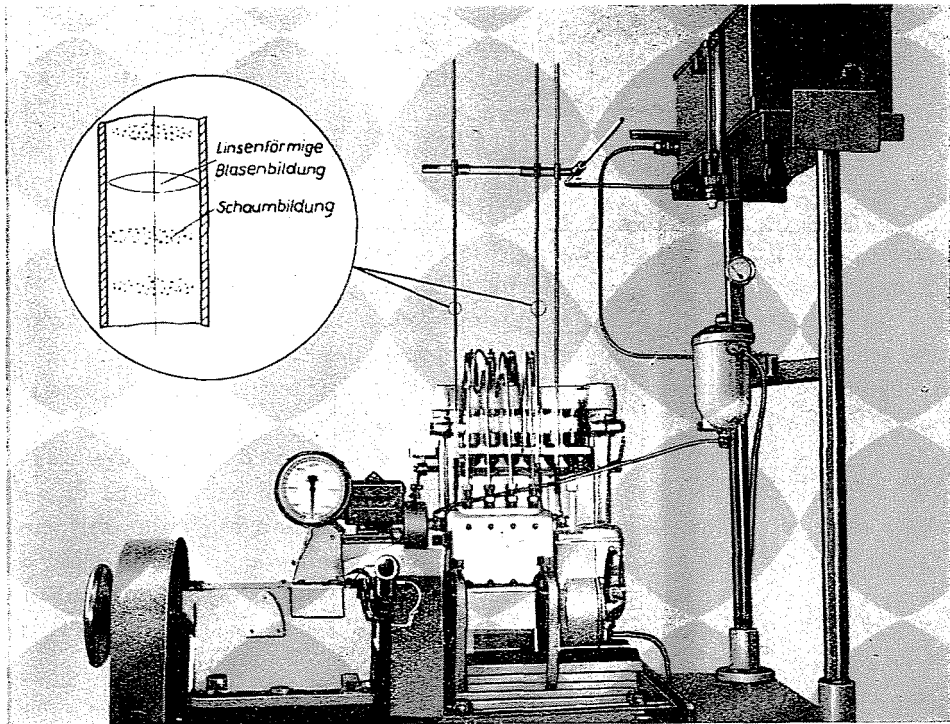


Bild 21

Bild 21 zeigt das Oberteil des Prüfstandes mit einer 4-Zylinder-B-Pumpe. Auf dem Bild wird die Pumpe mit Fallkraftstoff betrieben, die Entlüftungsschrauben sind entfernt und durch Glas-Steigrohre ersetzt. Hierin konnte

nun, wie links in dem Teilbild dargestellt, zunächst eine erhebliche Luftblasenbildung beobachtet werden. Es dürfte interessieren, daß zuerst auch der Pumpenprüfstand selbst diesen Vorgang begünstigte. Der aus den Meßgläsern abfließende Kraftstoff läuft unten in einen Sammel-tank und wurde von dort laufend durch eine Zahnradpumpe wieder in den Hochbehälter zurückgefördert. Um den unteren Sammel-tank nicht überlaufen zu lassen, ist die Rückförderpumpe natürlich in ihrer Förderleistung größer ausgelegt als die größte auf dem Prüfstand zu prüfende Einspritzpumpe. Dadurch saugt die Zahnradrückförderpumpe laufend auch Luft mit an, so daß der Kraftstoff immer mit Luft gesättigt und gut zerschäumt in den Hochbehälter gelangte. Wurde dagegen gut abgestandener Kraftstoff verwendet und die Rückförderpumpe abgeschaltet, so war auch die Luftblasenbildung erheblich reduziert. Ebenso konnte die Luftbildung und damit die Streuung der Meßwerte durch Umschaltung von Fallkraftstoff auf Kraftstoff-Förderpumpe, und dabei mit steigendem Vordruck, vermindert werden. Darüber hinaus konnte wieder gezeigt werden, daß kraftstoffdichte Stellen nicht auch luftdicht sein brauchten, und daß diesbezüglich die Rückströmwege besonders empfindlich sind. Durch Ausgleichen der Querschnitte des Rückströmweges, wobei auch der Fortfall der Rückströmbohrung im Pumpengehäuse mit dazugehört, konnte der Fördermengenverlauf der einzelnen Elemente weitgehend aneinander angepaßt werden. Für die Verschleiß-Unempfindlichkeit der Überströmsteuerkante der Pumpenstempel ist es wichtig, daß sie vor dem Öffnen mit ihrer Steuerfläche gut an der Büchse anliegen. Werden sie dagegen durch Ausführung nur einer Steuerfläche von der Anlage abgedrückt, so kann schon vor dem Öffnen durch den Spalt Kraftstoff mit hoher Geschwindigkeit abfließen, der die Steuerkanten zerstört. Man muß also hier mindestens zentrale Lage des Stempels in der Büchse durch symmetrische Anbringung von 2 Steuerkanten fordern. In letzter Konsequenz führt das zu Stempeln mit federnden Steuerlappen, die trotz Verschleiß immer wieder durch den Innendruck dicht an die Büchse angedrückt werden und so auch bei starkem Verschleiß immer noch dieselbe Funktion ermöglichen. Es zeigte sich ferner, daß man auch nur mit einer Bohrung für Ansaugen und Überströmen auskommen kann. Wird dabei der Stempel mit 2 symmetrischen Überströmkanten ausgerüstet, so kann nach Verschleiß der 1. Kante durch Verdrehen des Stempels um 180° die 2. Kante wirksam werden und so die Lebensdauer fast verdoppelt werden.

Die saugventillose Pumpe ergibt bei konstanter Stellung der Füllungsstange mit steigender Drehzahl auch ein Ansteigen der Fördermenge je Hub, weil durch die Drosselwirkungen vor Abdecken der Ansaugbohrung und nach dem ersten Öffnen der Rückströmbohrung mit der Drehzahl zunehmend ein Vor- und Nachfördern auftritt. Um dem Motor von der Pumpe her zu einer stabilen Charakteristik zu verhelfen, wurde der Einfluß der Pumpen-Druckventile verfolgt. Bild 22 zeigt den $\mu \cdot F$ -Wert über dem Ventilhub. Für das links

dargestellte Druckventil mit Entlastungskolben gilt die ausgezogene Kurve *a*, für das mittlere Angleichventil die gestrichelte Kurve *b* und für das rechts gezeigte Ventil mit zusätzlichen Drosselspitzen die strichpunktierte Kurve *c*. Die Auswirkung auf die Fördercharakteristik in mm^3/Hub über der Pumpendrehzahl zeigt Bild 23. Die obere Kurvenschar gilt für ein normales Angleich-

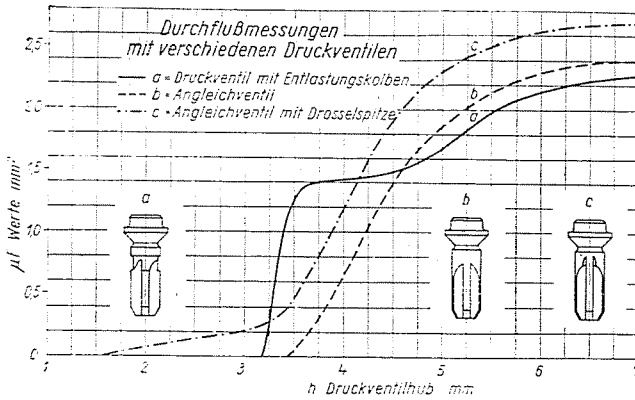


Bild 22

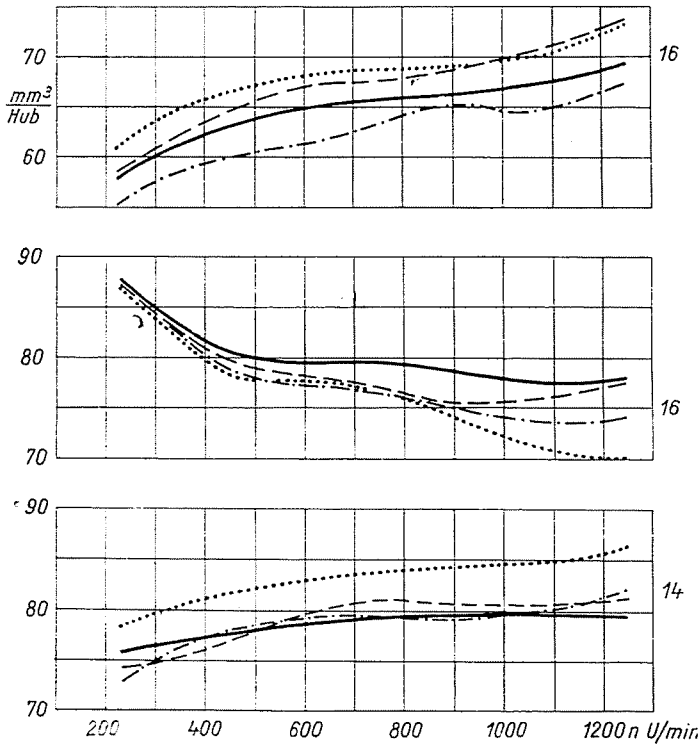


Bild 23

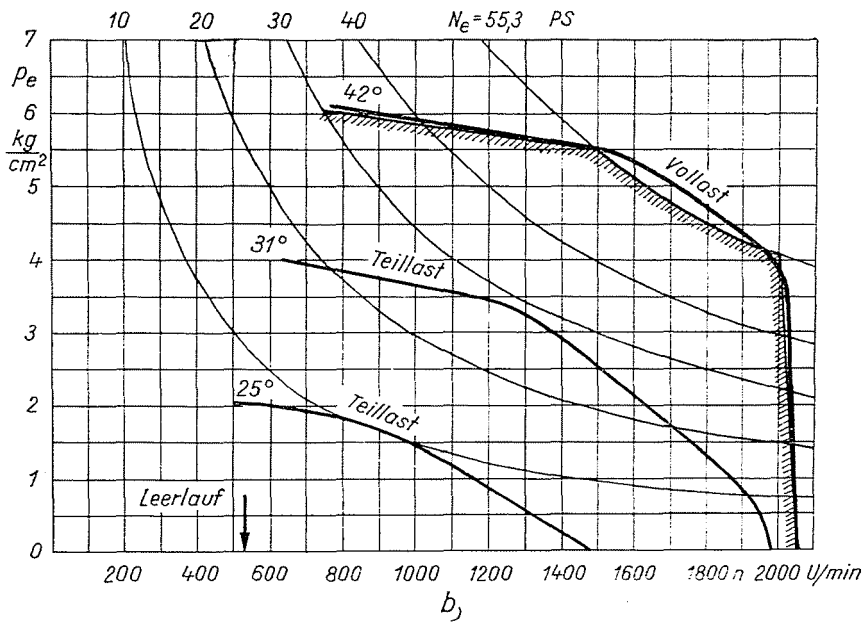
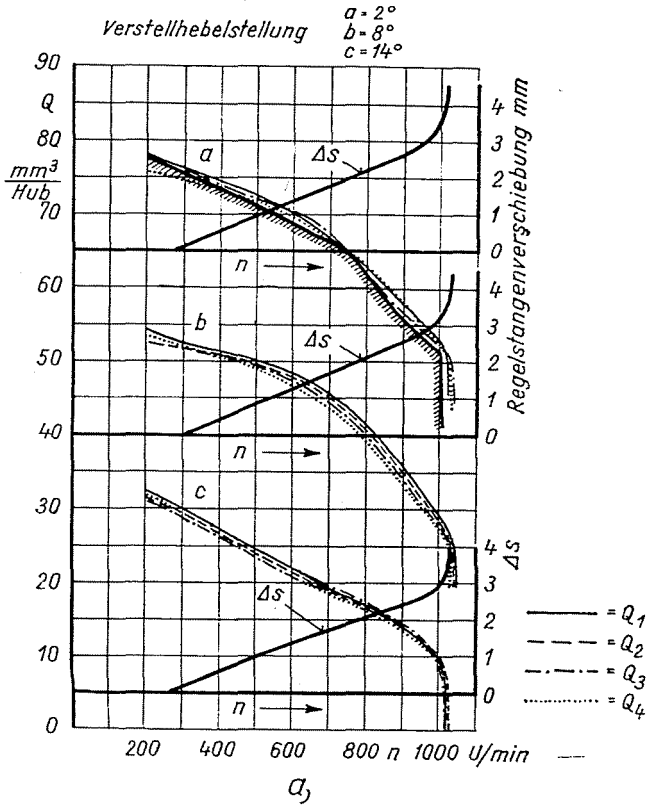


Bild 24

ventil, die mittlere für das Druckventil mit Drosselspitze, während die untere für ein normales Angleichventil geringerer Entlastung gilt. Also erst durch die Drosselspitze wurde die mit steigender Drehzahl abfallende Tendenz erreicht, die sich auch mit einfachen Druckventilen mit Entlastungskolben nach Anbringung von Drosselspitzen ergab. Man kann zwar auch durch Drosselung der Ansaugbohrung schließlich bei hohen Drehzahlen abfallende Fördermengen erreichen, ja in Verbindung mit Drosselspitzen im Druckventil sogar die Pumpe selbstregelnd wie einen Vergaser bekommen, so daß für den Fahrzeug-Dieselmotor der Regel entfallen könnte, ohne daß der Motor durchgehen kann. Infolge der damit verbundenen Selbstverstellung des Einspritz-

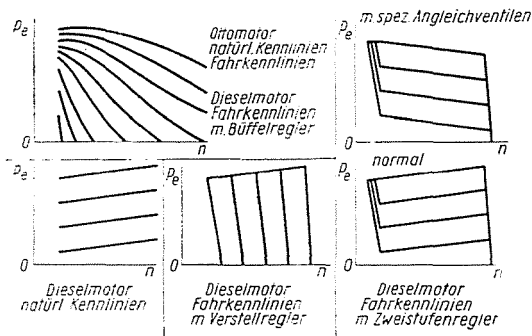


Bild 25

beginnes in falschem Sinne muß die richtige Einstellung durch einen Spritzversteller wiederhergestellt werden.

Es ist aber auch möglich, bei beliebiger Fördercharakteristik der Pumpe nur durch richtige Anpassung des Reglers jede beliebige stetige Regelkennlinie zu verwirklichen. So zeigt Bild 24 im Motorendiagramm rechts die vorgegebene anschraffierte Sollkurve und die erreichte Annäherung für Vollast und auch für 2 Teillaststellungen. Im linken Teil des Bildes sind die Fördermengen der Pumpe bei jeweils konstanter Reglereinstellung dargestellt. Dazu war es vor allen Dingen nötig, sich von den üblichen Begriffen des Kraftmaschinenreglers, besonders dem Ungleichförmigkeitsgrad, zu lösen. Ein erster Durchbruch in dieser Richtung war ja schon die sogen. Schnürle-Angleichfeder. Die konsequente Verfolgung der Anforderungen des Fahrzeugmotors führte dazu, den Federsatz im Regler selbst den Forderungen entsprechend abzustimmen. Wie das Bild zeigt, ist es damit möglich, beim Dieselmotor als Fahrkennlinien dieselben natürlichen Kennlinien des Ottomotors zu erreichen. Bild 25 soll dazu noch die erforderliche Klarheit geben. Beim Ottomotor heißen die Drehmomentkurven über der Drehzahl, die bei konstanter Drosselklappenstellung gefahren werden, bekanntlich natürliche Kenn-

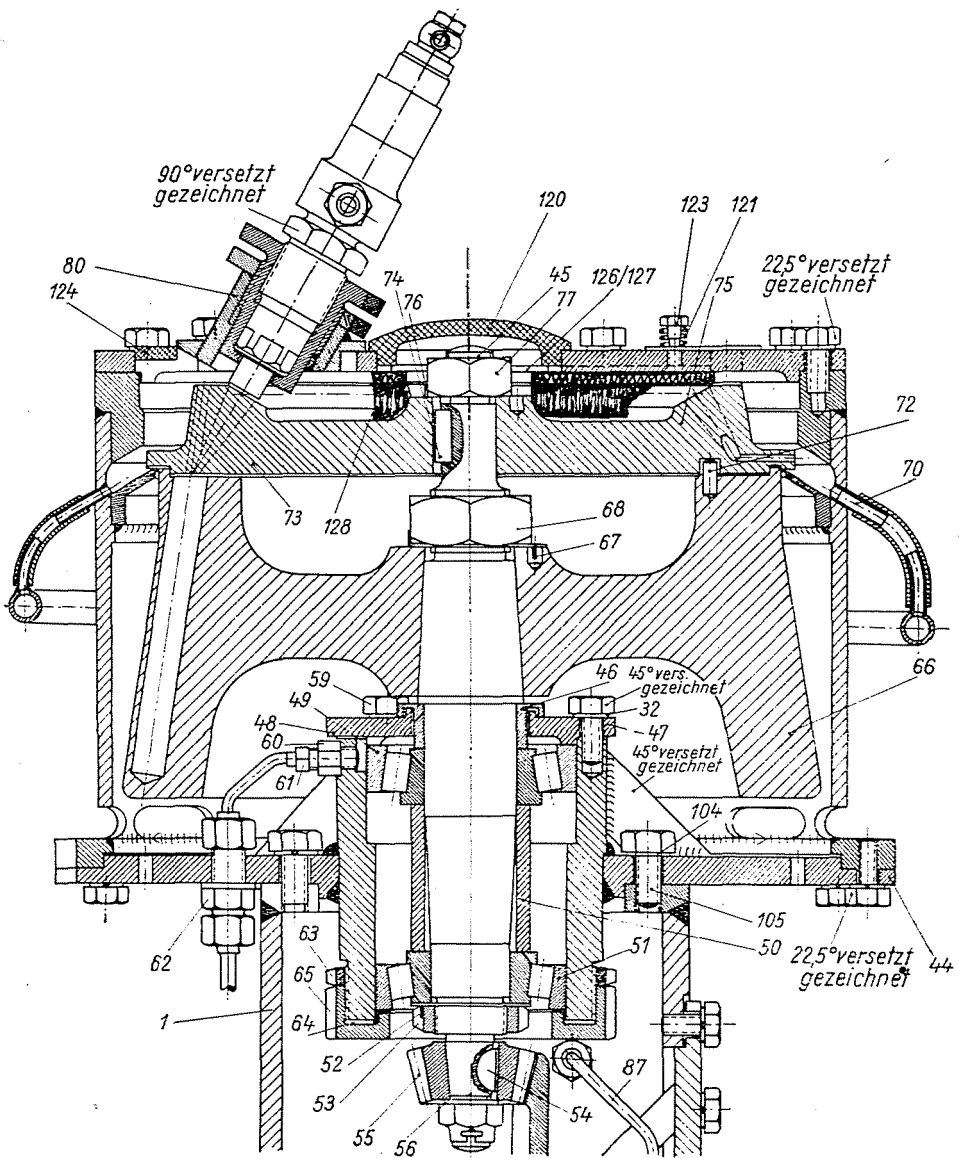


Bild 26

linien. Da Gashebel und Drosselklappe zwangsläufig verbunden sind, so sind beim Ottomotor die natürlichen Kennlinien auch gleichzeitig die Fahrkennlinien, oben links. Beim Dieselmotor unterscheiden sich beide Gruppen von Kennlinien grundsätzlich. Die natürlichen Kennlinien bei jeweils konstanter Füllungsstangenstellung zeigt das Bild links unten. Durch die Zusammen-

arbeit mit einem Verstellregler ergeben sich daraus die Fahrkennlinien in der Mitte, unten. In Verbindung mit einem Zweistufenregler das rechte Bild unten. Werden die natürlichen Dieselkennlinien z. B. durch Druckventile mit Drosselspitzen stabiler gelegt, dann können Fahrkennlinien nach dem oberen rechten

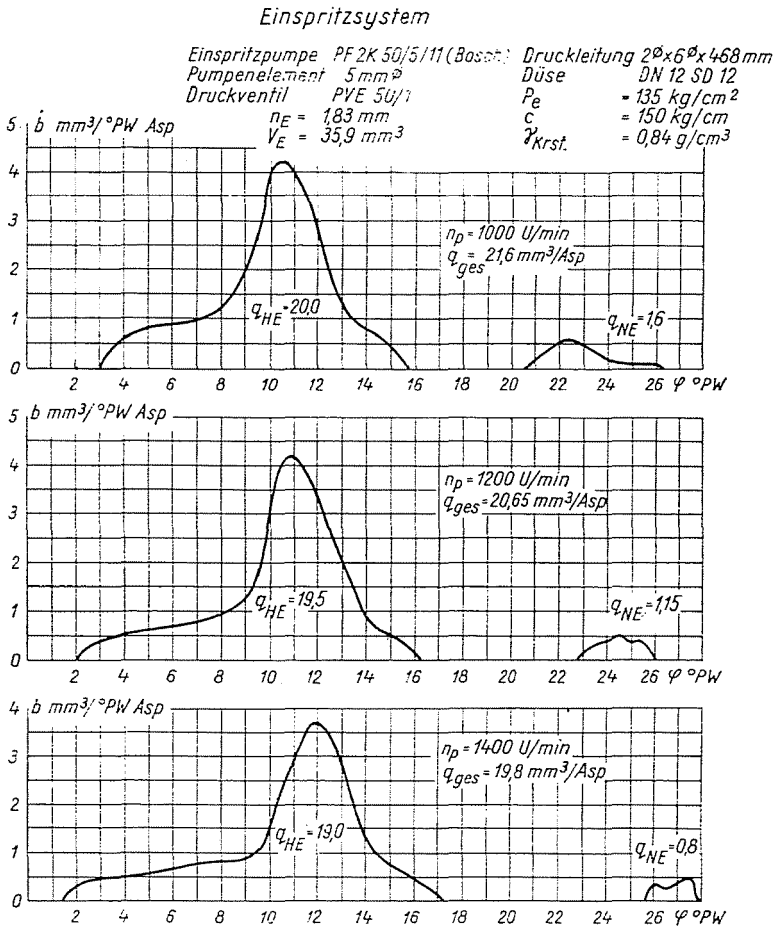


Bild 27

Bild erreicht werden. Durch den wirklichen Fahrzeugmotoren-Regler gelingt es dann auch, wie eben gezeigt, aus einem Dieselmotor mit beliebigen natürlichen Kennlinien ideale Fahrkennlinien nach dem Bild links oben zu erreichen.

Um auch das Einspritzgesetz, die Einspritzmengenverteilung über dem Nockenwinkel experimentell direkt erfassen zu können, bauten wir ein Zellenrad, das Bild 26 im Schnitt zeigt. In der Duraluminium-Trommel sind außen die Sammelbohrungen, im Deckel liegen die Auffangtrichter, von denen ab-

wechselnd einer in die Sammelbohrung führt, der nächste ins Freie. Durch die Übersetzung 4,5:1 zwischen Zellenrad und Pumpe wird so erreicht, daß das halbe Einspritzgesetz auf der einen Zellenradhälfte, die andere Hälfte gegenüber, aufgefangen wird. Dadurch wird das Entstehen von Unwuchten beim Auffangen des Kraftstoffes vermieden und doch eine Unterteilung auf 1° Nockenwinkel erreicht. Bild 27 zeigt als Beispiel einige mit unserem Zellenrad aufgenommene Einspritzgesetze.

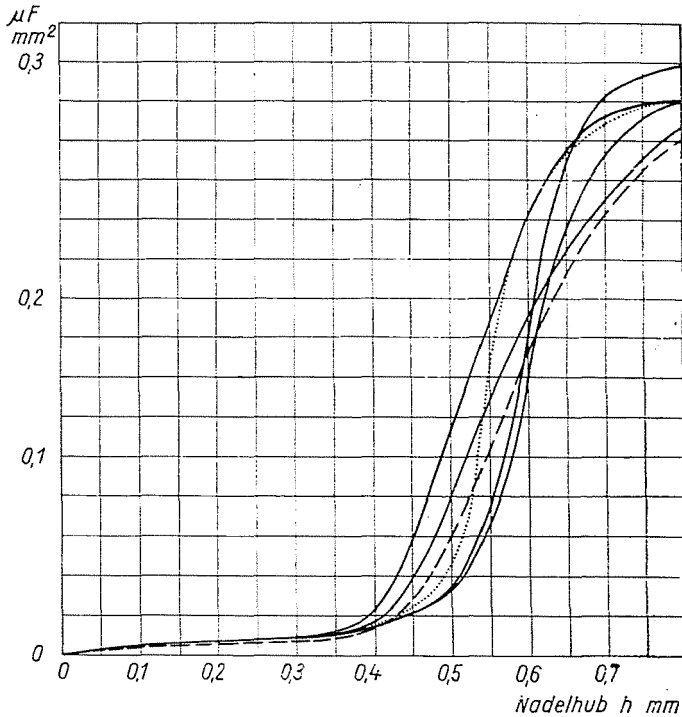


Bild 28

Aber auch die Einspritzdüsen, besonders die Drosselzapfendüsen, müssen auf das Fördergesetz der Pumpe abgestimmt werden, wozu auch die Aufnahme der Öffnungskennlinien der Düsen, Bild 28, erforderlich war. Das Diagramm zeigt die wirksamen Querschnitte über dem Nadelhub. Hierzu wurde auch der Einfluß verschiedener Druck- und Temperaturwerte des Kraftstoffes untersucht.

Diesel-Zweitakt

An 2-Takt-Dieselmotoren stand uns einmal ein Versuchsmotor, Bild 29, zur Verfügung. Der Motor war für 90 mm Bohrung, 125 mm Hub, Umkehr-

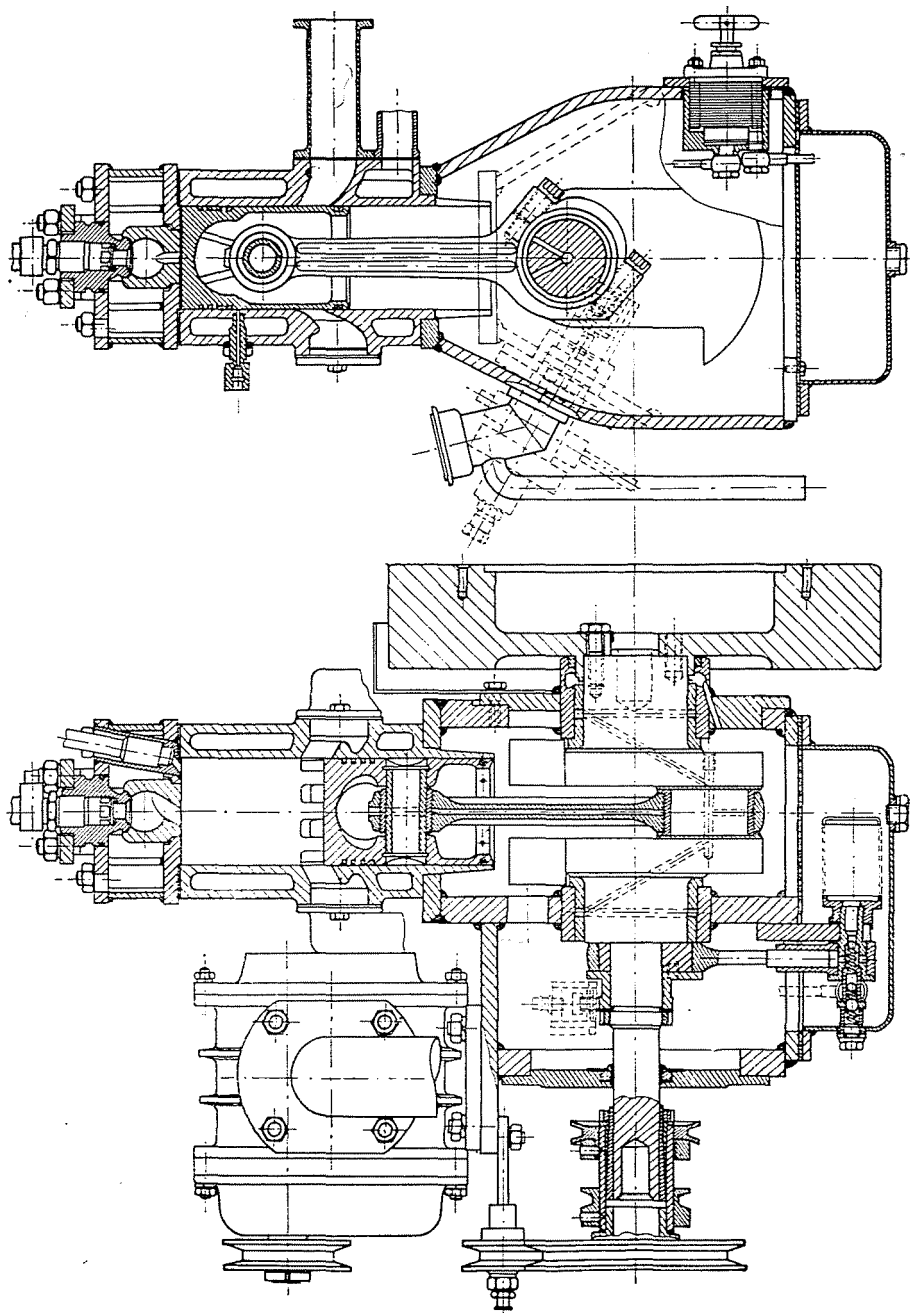


Bild 29

Spülung mit Rootsgebläse, Wirbelkammer für eine maximale Drehzahl von 2000 U/min ausgelegt. Die Spülschlitze, Bild 30, waren von uns entworfen und wurden am Holzmodell korrigiert. Dazu benutzten wir die von mir 1934 bei Deutz entwickelte Methode der Spülungskontrolle. Bei abgenommenem Zylinderkopf, Kolben im unteren Totpunkt wird durch einen Ventilator Luft von 100 mm Wassersäule durch die Spülschlitze geblasen und dann etwas über der obersten Zylinderebene die Geschwindigkeitsverteilung in Richtung

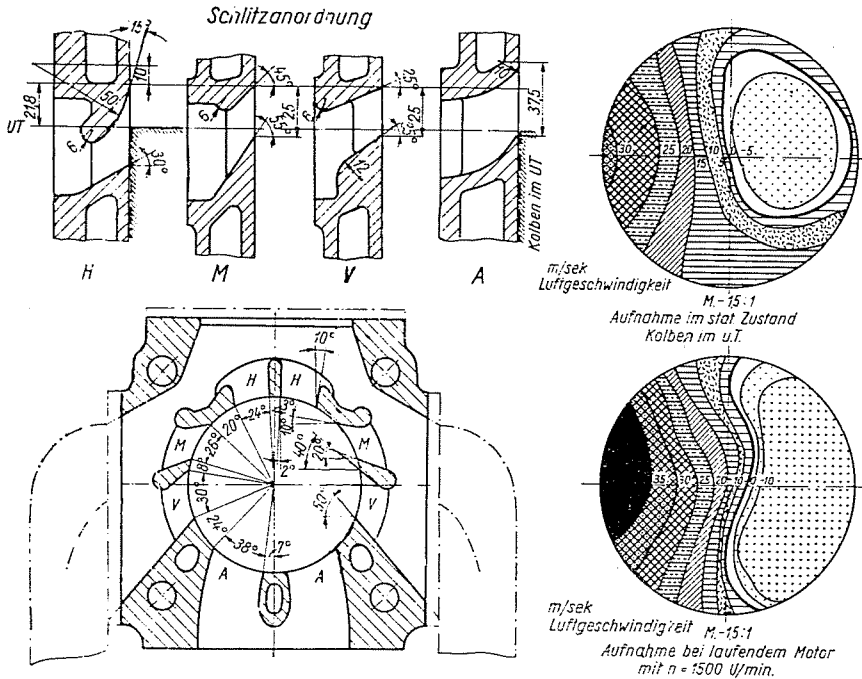


Bild 30

Zylinderachse über dem ganzen Zylinderquerschnitt aufgenommen. So ergab sich das Bild rechts oben. An der dem Auspuff gegenüberliegenden Zylinderwand, links, zeigen sich die höchsten Luftgeschwindigkeiten, die dann stetig zur senkrechten Mittellinie hin abnehmen, während sich in der rechten Hälfte sogar negative, also dem Spülstrom entgegengerichtete kleine Geschwindigkeitswerte ergeben. Interessanterweise kann man nun ähnliche Spülbilder auch aufnehmen, wenn man den Motor fremd antreibt, wenn also der Spülströmung die Kolbenbewegung überlagert ist, wie das Spülbild rechts unten zeigt. So primitiv diese Methode erscheint, hat sie doch bisher noch in keinem Falle versagt. An der Aufsatzpumpe, Bild 31, waren Änderungen erforderlich, da die Förderkennlinien, linkes Diagramm, starke Schwankungen zeigten, die auf Lufteinfluß hinwiesen. Das alte Gehäuse, Bild Mitte, hatte die Kraftstoffzu-

führung von unten, so daß während des Betriebes die Pumpe sich nicht entlüften konnte. Ein neues Gehäuse mit Kraftstoffzufluß schräg von oben, Bild rechts, brachte Abhilfe, wie auch die Förderkennlinien unten rechts beweisen. Um optimalen Verbrennungsablauf zu erreichen, wurden zahlreiche Versuchsreihen mit verschiedenen Einspritznocken, Einspritzdüsen und Wirbelkammerformen durchgeführt. Bild 32 zeigt den Zylinderkopf mit dem

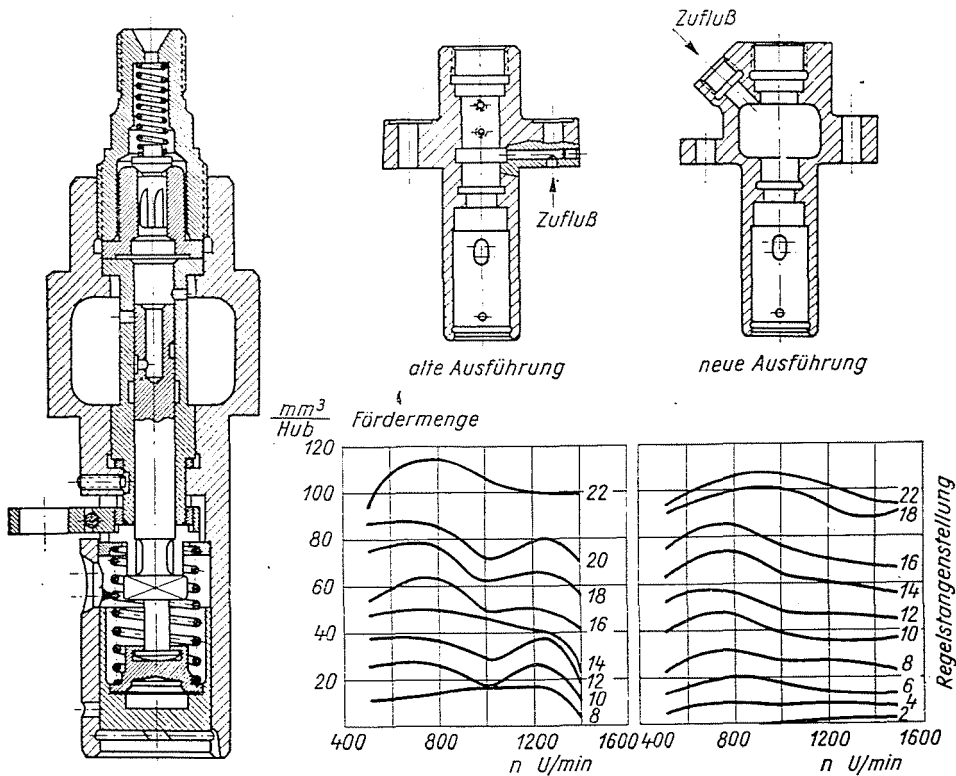


Bild 31

Einsatzt *A*, der durch die Einsätze *B* und *C* rechts im Bild ersetzt werden konnte. Durch Verdrehen dieser Einsätze war dabei auch noch eine Veränderung der Strahlrichtung möglich. Später wurde noch ein neuer geschweißter Zylinderkopf hergestellt, bei dem auch das Unterteil der Wirbelkammer auswechselbar war. Im Bestzustand ergab sich das Kennlinienfeld, Bild 33, das zur Ergänzung nach unten hin noch die Reibungswerte aus Schleppversuchen zeigt, die hier zwischen 2 und 3 kg/cm² liegen, während man normalerweise mit Werten zwischen 1 und 2 rechnet. Wird diese Differenz berücksichtigt, so sind die erreichten Betriebswerte ganz beachtlich.

Erprobte Düsenstellungen

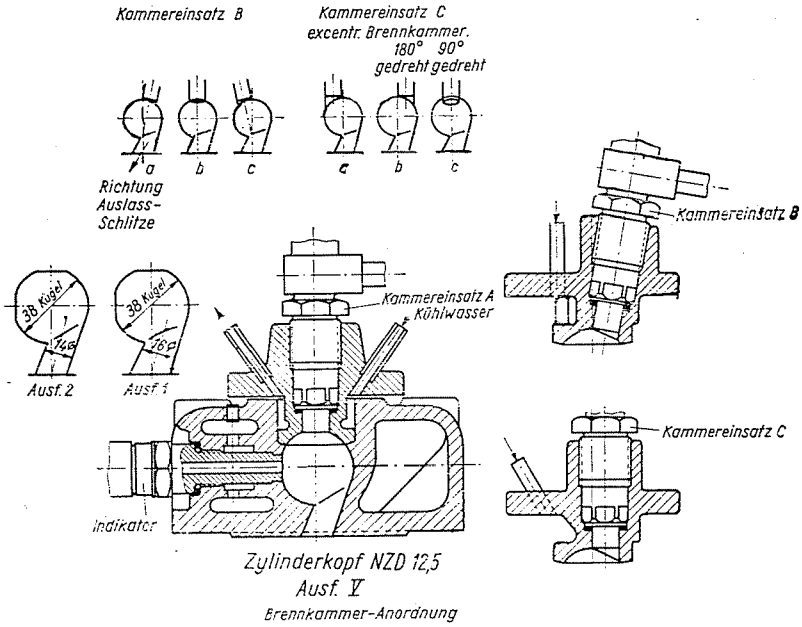
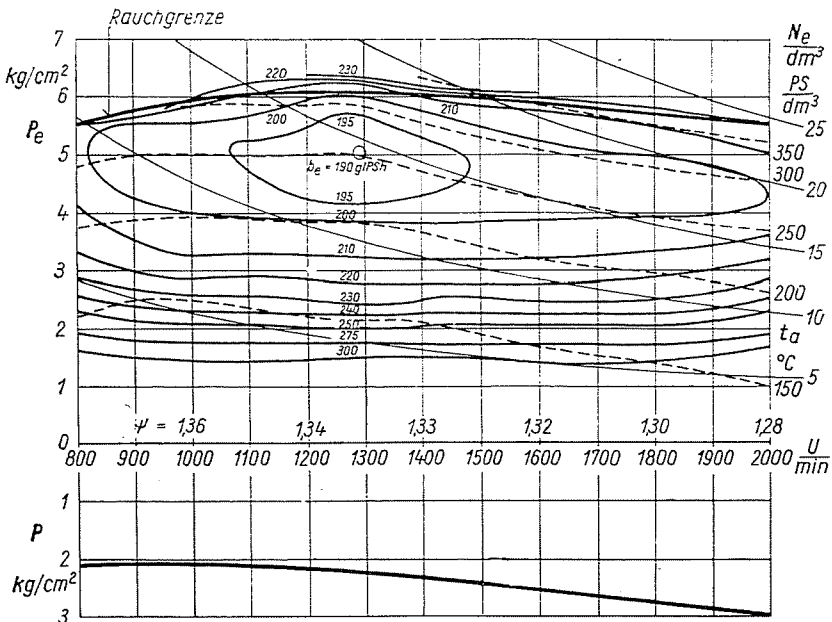


Bild 32



Kennlinienfeld des Einzylinder-Zweitakt-Versuchsdieselmotors NZD 12,5

Bild 33

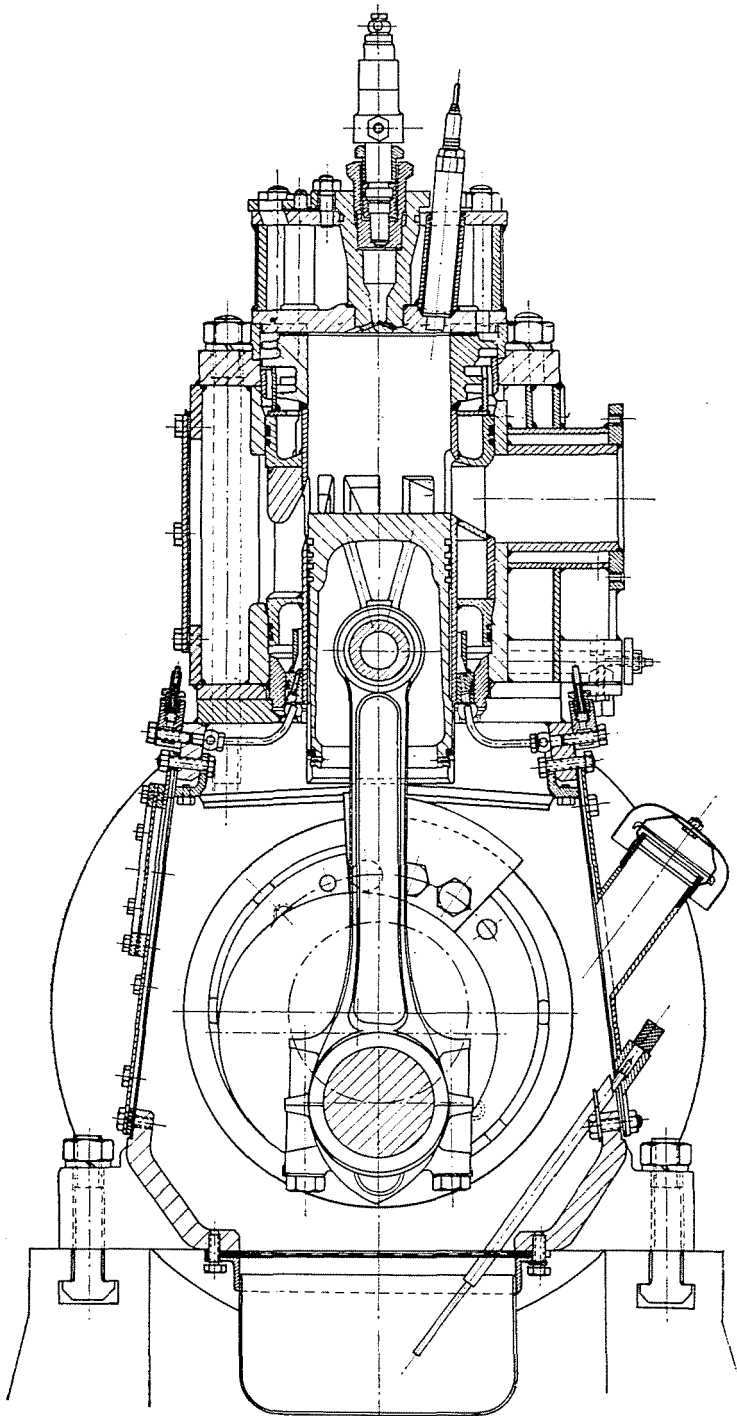


Bild 34

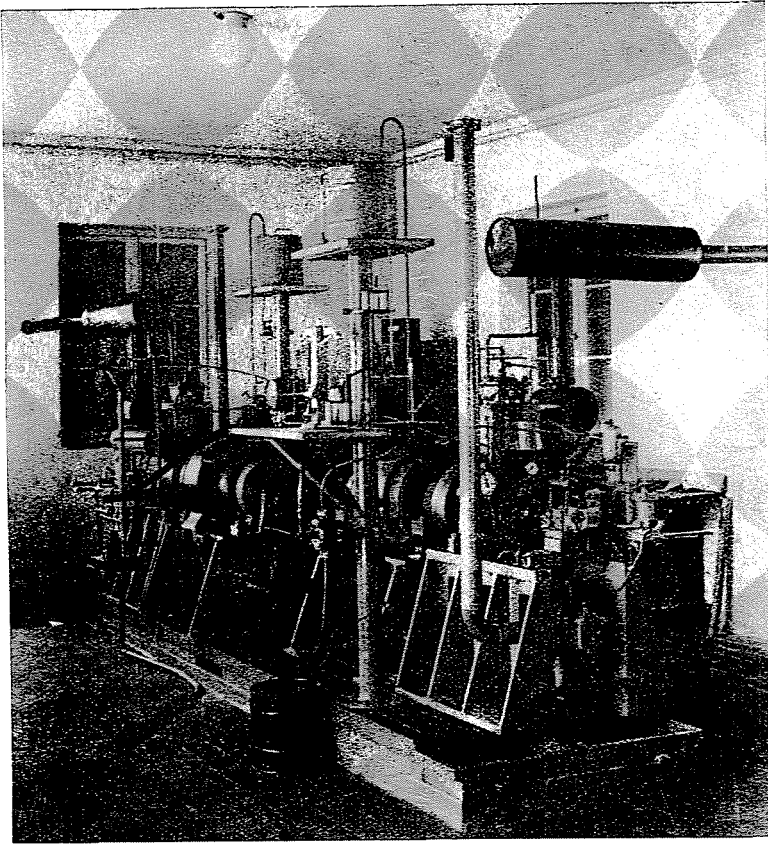


Bild 35

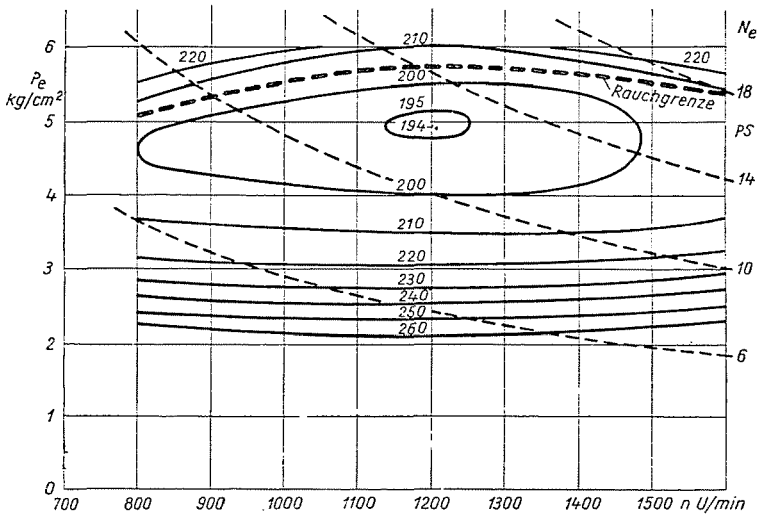


Bild 36

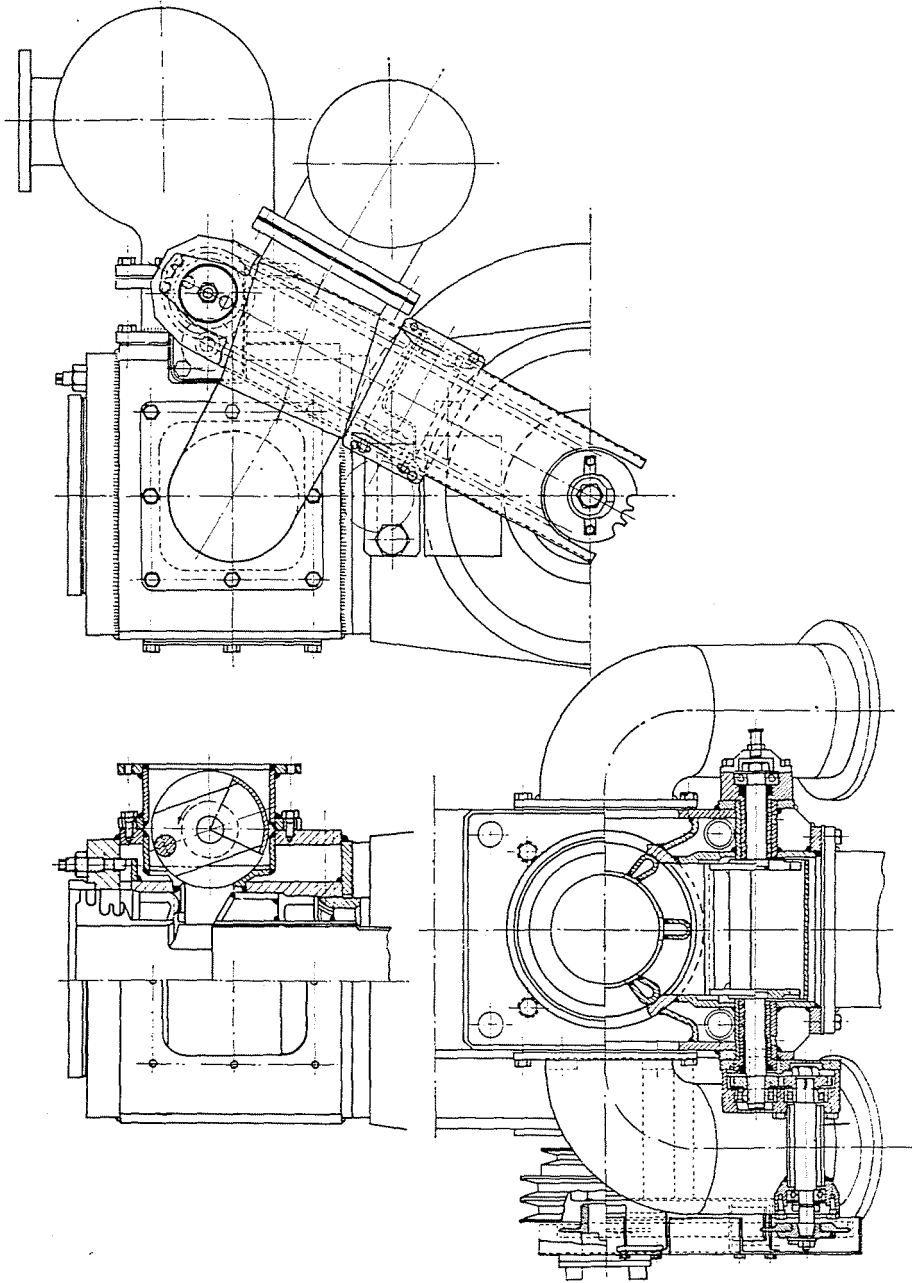


Bild 37

Weiterhin wurde im IVK ein 1-Zylinder 2-Takt-Dieselmotor, Bild 34, konstruiert. Alle Gehäuse, der Zylinder und Zylinderkopf sind Schweißkonstruktionen. Neben dem im Bild gezeigten Kopf mit Vorkammer wurde auch ein Motor mit Wirbelkammer ausgeführt. Bild 35 zeigt die beiden Prüf-

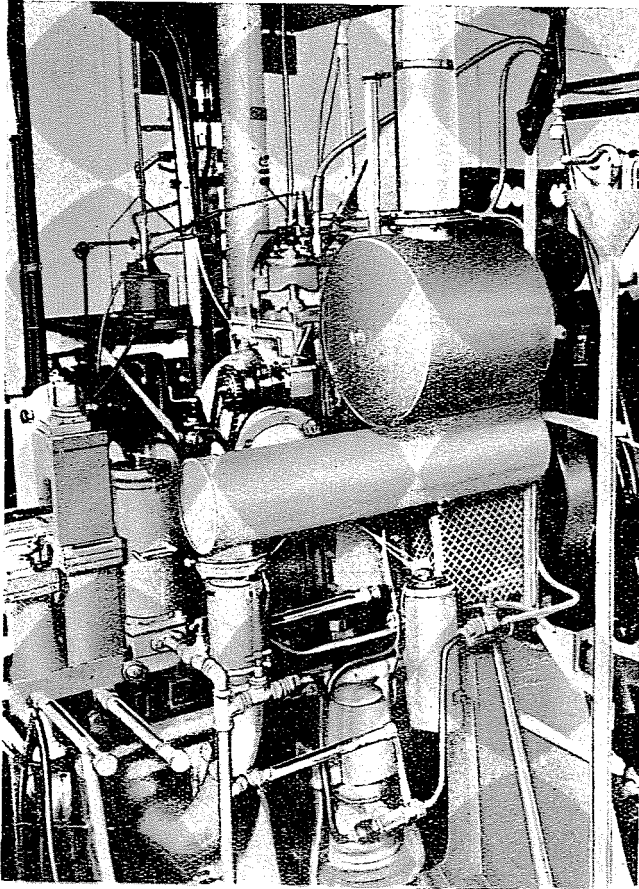


Bild 38

stände. An beiden Enden der Spannplatte stehen die Dieselmotoren, während die beiden Pendelgeneratoren nach der Mitte zu angeordnet sind. Die Achsen der beiden Prüfstände sind gegeneinander versetzt, so daß die freien Wellenenden bequem zu Meßzwecken zugänglich sind. Hier wurden die verschiedensten Vorkammerformen untersucht und schließlich das Kennlinienfeld, Bild 36, erzielt. Auch hier muß berücksichtigt werden, daß die Reibungsdrücke wieder zwischen 2 und 3 at, also ca. 1 at höher liegen als üblich.

Um den Nachteil des symmetrischen Steuerdiagrammes mit geringem Aufwand zu vermeiden, wurde ein Abgasschieber nach Bild 37 konstruiert. Der Schieber läuft mit Kurbelwellendrehzahl aber entgegengesetzt zur Kurbelwellendrehrichtung; er beginnt also von oben her abzuschließen. Der Antrieb erfolgt über eine Fahrradkette. Zwischen Schieber und den Dichtleisten am Gehäuse wurden 0,5 mm Spiel vorgesehen. Nach kurzer Betriebszeit schon war durch Rußansatz eine gute Abdichtung erreicht. Die Kugellager der Schie-

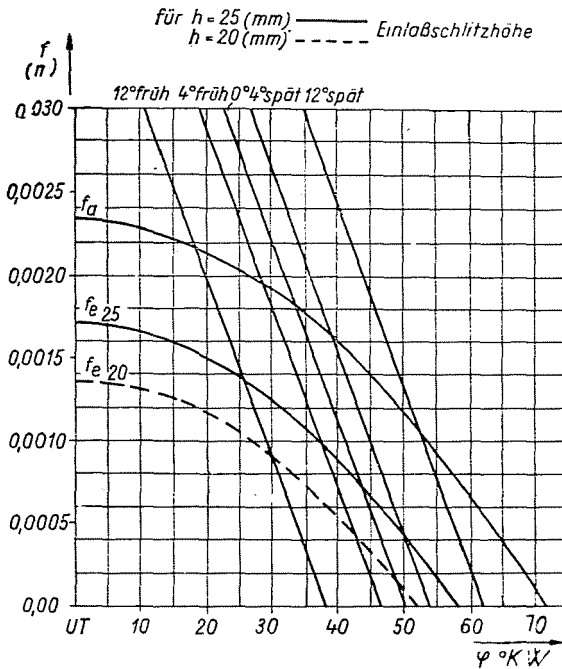


Bild 39

berwelle wurden weit nach außen gelegt, um sie dem Temperatureinfluß der Abgase zu entziehen (Bild 38). Während der gesamten Betriebszeit ergaben sich keine Schwierigkeiten mit dem Schieber und seinem Antrieb. Bei den ersten Versuchen zeigten sich starke Verschmutzungen der Einlaß-Schlitz durch Zurückschlagen der Abgase aus dem Zylinder, was auf zu geringen Vorauslaß-Zeitquerschnitt schließen ließ. Zu seiner Vergrößerung wurden die Einlaß-Schlitz in der Höhe verringert. Das war einfach möglich, da in dem geschweißten Zylinder die Schlitzprofile durch eingeschraubte Führungsstücke gebildet werden. Damit ergab sich ein Spülquerschnittsdiagramm nach Bild 39. Dort ist auch für verschiedene Schieberstellungen das Abschneiden des Auspuffquerschnittes durch den Drehschieber zu sehen. Zur Ermittlung der besten SchieberEinstellung wurden verschiedene Stellungen durchgeführt.

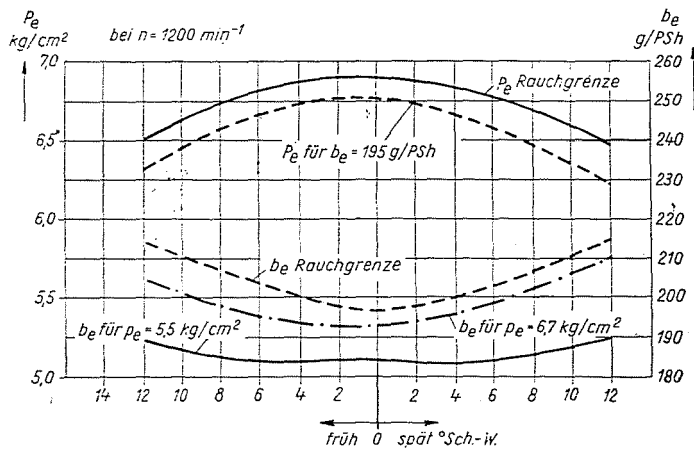


Bild 40

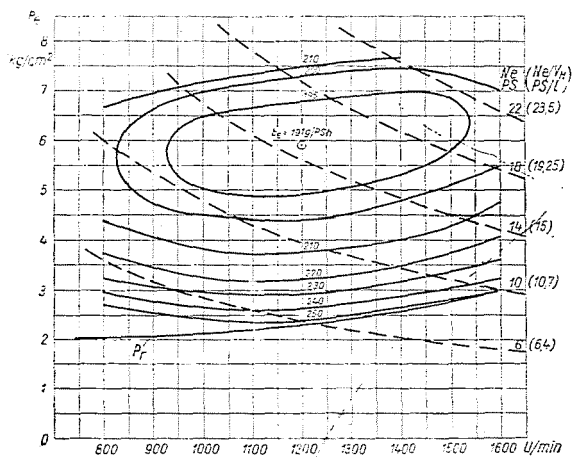


Bild 41

Bild 40 zeigt oben die erreichten effektiven Mitteldruckwerte, unten den spezifischen Kraftstoffverbrauch über der Schiebereinstellung. Es ist zu erkennen, daß die Einstellung in einem Bereich von $\pm 4^\circ$ unempfindlich ist, so daß also Spiel im Schieberantrieb unschädlich ist. Nach optimaler Anpassung von Vorkammer und Luftaufwand wurde dann das Kennlinienfeld Bild 41 mit einem Luftaufwand von 1,8 gefahren. Der Mitteldruck wurde von 6 auf 7,7 kg/cm² oder um 28% gesteigert. Es ergab sich damit eine effektive Leistung von 25 PS/Liter Hubvolumen. Auch hier wurde aus dem Schleppversuch der mittlere Reibungsdruck p_r wieder mit eingetragen. Um beim Vergleich mit

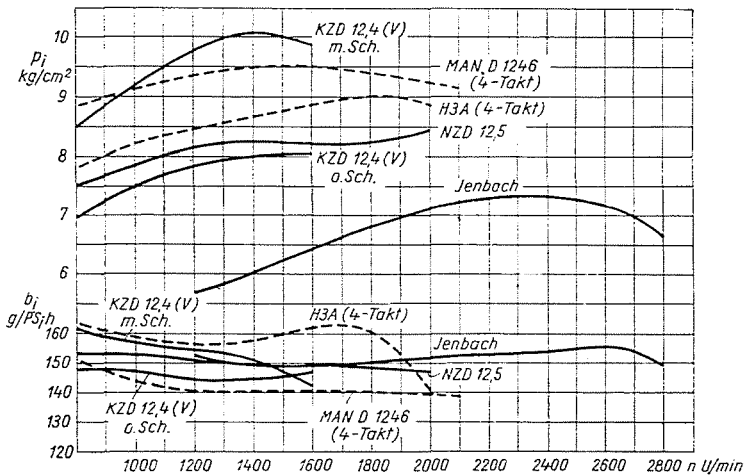


Bild 42

anderen Motoren den Einfluß des Reibungsdruckes auszuschalten, wurden im Bild 42 die Mitteldruck- und Verbrauchswerte auf die Innenleistung bezogen. Während sich die Werte des MAN-Motors auf die Blockierungslinie beziehen, gelten sie für alle anderen Motoren für die Rauchgrenze. Zusammenfassend glauben wir damit bewiesen zu haben, daß der Abgasdrehchieber sich auch für kleine schnellaufende Zweitakt-Fahrzeugdieselmotoren sehr wohl lohnt.

Fortsetzung folgt.