

## 6. Die Verluste bei der Gemischbildung und Verbrennung

### im Motor und Betrachtungen über die Schnellläufig-

#### keit der Motoren

Von Dr.-Ing. U l l m a n n

Aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden

#### 1. Allgemeines

Die folgenden Betrachtungen sind im wesentlichen auf die Probleme des schnelllaufenden Dieselmotors abgestimmt. Der größere Teil der behandelten Probleme tritt aber auch in mehr oder weniger starkem Umfange beim Ottomotor auf, so daß die Versuchsergebnisse auch auf den Ottomotor übertragen werden können, dies um so mehr, als ein beträchtlicher Teil der Versuchsergebnisse unmittelbar an Ottomotoren gewonnen wurde.

Mit einer Reihe verschiedener Arbeitsverfahren ist es gelungen, die Gemischbildung und den Verbrennungsablauf im schnelllaufenden Dieselmotor soweit zu beherrschen, daß sowohl der mittlere Nutzdruck  $p_e$  als auch der spezifische Brennstoffverbrauch  $b_e$  verhältnismäßig günstige Werte annimmt. Bei einigen Arbeitsverfahren, wie z.B. beim Vorkammerverfahren, wird hierbei der Hauptwert auf die Erreichung hoher Nutzdrücke  $p_e$  gelegt ( $p_e = 7,5 \text{ kg/cm}^2$ ), was zu sehr niedrigen Luftüberschußzahlen  $\lambda$  führt, während der spezifische Brennstoffverbrauch  $b_e$  nicht besonders günstig ist ( $b_e = 190 \text{ g/PSeh}$ ). Bei anderen Arbeitsverfahren, wie z.B. beim Strahleinspritzungsverfahren mit seinen Abarten, sind durchweg sehr gute spezifische Brennstoffverbräuche zu verzeichnen ( $b_e = 160 - 180 \text{ g/PSeh}$ ), wobei allerdings die Nutzdrücke  $p_e$  meist weniger hoch sind ( $p_e = 6,5 \text{ kg/cm}^2$ ).

Um sich über die Richtungen der Weiterentwicklung der verschiedenen Arbeitsverfahren Klarheit zu verschaffen, ist es von Bedeutung, die Verluste näher zu betrachten, die bei den einzelnen Arbeitsverfahren in mehr oder weniger großem Umfange auftreten. Der Begriff der Verluste ist hierbei in weitem Sinne aufzufassen, so daß sowohl die mechanischen als auch die hydraulischen und thermodynamischen Verluste für die Beurteilung eines motorischen Arbeitsverfahrens herangezogen werden müssen. Auf Anregung von Prof. Nägel wurde am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden der Untersuchung dieser in weiterem Sinne aufgefaßten Verluste seit längerer Zeit erhebliche Aufmerksamkeit geschenkt, wobei besonders das Gebiet der hohen Drehzahlen eingehend betrachtet wurde. Ein Teil der Verluste (mechanische Reibungsverluste, hydraulische Überschiebverluste) ist weitgehend aufgeklärt worden, während den anderen Verlustquellen wenigstens mit Teilerfolgen näher getreten werden konnte. Die für die Ermittlung der einzelnen Verluste geeigneten Versuchsmethoden wurden aufgefunden und die erforderlichen Meßinstrumente zu hoher

Reife entwickelt. Es hat sich als günstig erwiesen, die einzelnen Verluste so auszudrücken, daß sie genau wie der mittlere Nutzdruck  $p_e$  auf den  $\text{cm}^2$  der Kolbenfläche und auf einen Hub bezogen werden. Man kann dann die einzelnen Verluste unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck  $p_e$  in  $\text{kg}/\text{cm}^2$  vergleichen. Sind z. B. die mechanischen Reibungsverluste bei Vollastbetrieb als  $(P_r)_{\text{mech}}$  bekannt, und ist außerdem der mittlere Nutzdruck  $p_e$  und der effektive spezifische Brennstoffverbrauch  $b_e$  gegeben, so erhält man bei Wegdenkung (Reibung = 0) der mechanischen Reibung einen günstigeren spezifischen Brennstoffverbrauch  $b_e^*$ , der sich aus der Beziehung errechnet

$$(1) \quad b_e^* = \frac{p_e}{p_e + (P_r)_{\text{mech}}} \cdot b_e \quad \text{g/PSH}$$

Die Triebwerkreibung ergibt daher eine Zunahme des spezifischen Brennstoffverbrauches um

$$(2) \quad (\Delta b_e)_{\text{mech}} = b_e - b_e^* \quad \text{g/PSH}$$

In der gleichen Weise läßt sich auch der Einfluß der übrigen Verluste auf den spezifischen Brennstoffverbrauch errechnen, wenn jeweils der mittlere Nutzdruck  $p_e$  bekannt ist.

Die einzelnen Verluste sind in der Hauptsache folgende:

1. Die mechanischen Reibungsverluste in Abhängigkeit vom Verbrennungsablauf im Motor.
2. Die hydraulischen Überschiebverluste, die bei Maschinen mit zerklüftetem Brennraum vorhanden sind.
3. Die Wärmeübergangsverluste vom arbeitenden Gas an die Wand.
4. Die Verluste bei zu großer Durchbrennzeit.

### 2. Die mechanischen Reibungsverluste und ihre Beeinflussung durch den Verbrennungsablauf im Motor

Bei den verschiedenen Arbeitsverfahren des hoch verdichteten Dieselmotors werden allgemein beim Verdichtungshub Verdichtungsdrücke von 40 bis 50 atü erreicht. Ganz wesentlich unterscheiden sich aber die verschiedenen Arbeitsverfahren in bezug auf die Spitzendrücke, die bei Vollastbetrieb erreicht werden. Hierbei ist festzustellen, daß diejenigen Arbeitsverfahren, die die niedrigsten Gasspitzendrücke über dem Kolben aufweisen, eine Brennraumzerklüftung mit geringem Maulquerschnitt besitzen (z.B. Vorkammer-, Wirbel-, Luftspeicher-Verfahren), während das Strahl- einspritzungsverfahren mit seinen Abarten sehr hohe Gasspitzendrücke von 70 bis 95 atü zeigt (Junkers, Saurer, MAN). Für die Beurteilung der verschiedenen Arbeitsverfahren ist daher die Frage von nicht geringer Bedeutung, ob bei hohen Gasspitzendrücken die mechanischen Reibungsverluste wesentlich höher sind als bei niedrigen Gasdrücken.

Wenn auch am Maschinenlaboratorium in Dresden bisher fast ausschließlich die Gemischbildung und der Verbrennungsablauf im

Diéselmotor bearbeitet worden sind, so zeigte sich doch die Notwendigkeit, das Problem der mechanischen Reibungsverluste (Triebwerkreibung) aufzurollen, da auf diesem Gebiet noch viele Fragen zu beantworten waren. Die an Dieselmotoren erprobten Versuchsmethoden wurden anschließend auf Ottomotoren übertragen. Es wurden daher auf dem Gebiete der Triebwerkreibung sehr umfangreiche Versuche angestellt, um festzustellen, welchen Einfluß pulsierende Gasdrücke von hohem Spitzendruck bzw. hohe mittlere auf den Kolbenhub bezogene Gasdrücke auf die mechanischen Reibungsverluste besitzen. Es wurden die Versuche an einer Reihe von verschiedenen Diesel- und Ottomotoren durchgeführt, deren Zylinderhubvolumen möglichst unterschiedlich war.

Um festzustellen, ob pulsierende Gasdrücke von hohem Spitzendruck ( $p_{\max}$  bis zu 95 atü) die Triebwerkreibung des Motors wesentlich erhöhen, wurde die Versuchsanlage nach Bild 1 verwendet. Der zu untersuchende Kurbeltrieb erhält eine Laufbuchse mit Schlitzen in der Nähe des unteren Totpunktes. Durch diese Schlitze wird das Zylinderinnere mit der Atmosphäre verbunden, wenn sich der Kolben in der Nähe des unteren Totpunktes befindet. Wird weiter ein Zylinderdeckel ohne Ventile aufgesetzt, so erhält man über dem Kolben im Zweitakt pulsierende Gasdrücke, wenn mittels eines elektrischen Pendelmotors Schleppversuche durchgeführt werden. Zu Beginn der Verdichtung ist der Gasdruck im Zylinder gleich dem äußeren Luftdruck, während der Spitzendruck bei der Kolbenlage im oberen Totpunkt von dem eingestellten Verdichtungsverhältnis abhängt. Hierbei ist zu betonen, daß kein Gaswechsellvorgang auftritt, so daß durch die Schlitze in der Laufbuchse lediglich die an den Kolbenringen entweichende Gasmenge von außen ersetzt wird. Steigert man das Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 2$  auf  $\epsilon = 3,3$ , so erhöht sich hierbei der Gasspitzendruck über dem Kolben von 1,5 atü auf etwa 95 atü. Aus den am elektrischen Pendelmotor gemessenen Drehmomenten kann der mittlere Reibungsdruck  $p_r$  in  $\text{kg/cm}^2$  errechnet werden, der unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruk  $p_e$  verglichen werden kann. Aus Kühlwasserwärmebilanzen können Rückschlüsse auf den Anteil der Kolbenreibung an der Gesamtreibung gezogen werden. Besonders ist darauf hinzuweisen, daß der am elektrischen Pendelmotor gemessene mittlere Reibungsdruck  $p_r$  alle Triebwerkverluste gemeinsam enthält, da die Luftwiderstandsverluste der Kurbelwelle, der Pleuelstange und des Schwungrades mit gemessen werden. Die an anderen Instituten angestellten Schleppversuche wurden mit einer Laufbuchse ohne Schlitze und mit arbeitenden Ventilen durchgeführt. In diesem Fall werden jedoch die Pumpverluste mit gemessen, da während des Ansaug- und Auspuffhubes ein Gaswechsel vorgenommen wird. Aus dem Meßergebnis dieses in üblicher Weise mit arbeitenden Ventilen durchgeführten Schleppversuches kann daher auf die rein mechanischen Reibungsverluste nicht geschlossen werden. Insbesondere hängt der Betrag der mitgemessenen Pumpverluste vom eingestellten Verdichtungsverhältnis ab. Erhöht man nun das Verdichtungsverhältnis, um den Einfluß hoher pulsierender Gasdrücke festzustellen, so kann aus der Erhöhung des am elektrischen Pendelmotor gemessenen  $p_r$ -Wertes noch nicht auf die Zunahme der Triebwerkreibung geschlossen werden, da sich auch die Pumpverluste geändert haben.

Bild 2 zeigt die Versuchsergebnisse eines der untersuchten Motoren. (Es handelte sich hierbei um einen Einzylinderdieselmotor von  $650 \text{ cm}^3$  Hubvolumen mit einer Bohrung von 80 mm und

einem Hub von 130 mm, wobei Drehzahlen bis 3100 U/min und eine mittlere Kolbengeschwindigkeit von  $c_m = 13$  m/s erreichbar waren.) Hierbei wurden die für das Zweitaktverfahren aus der Drehmomentenmessung errechneten Reibungsdrücke  $p_r$  über der Drehzahl  $n$  und über der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  aufgetragen. Wird kein Zylinderdeckel aufgesetzt, so wirkt auch kein Gasdruck auf den Kolben, so daß aus dem Schleppversuch mittels Fremdantrieb die durch die Massenkräfte verursachte Kurbeltriebreibung ermittelt wird. Außerdem werden in diesem Falle die Luftwiderstandsverluste von Kurbelwelle, Pleuelstange und Schwungrad mitgemessen, ebenso die Ölpumpenarbeit.

Bild 2 zeigt, daß der Einfluß des Gasdruckes auf die Triebwerkreibung um so geringer wird, je höher die Kolbengeschwindigkeit ist. Dies ist verständlich, wenn man bedenkt, daß die Massenkräfte mit wachsender Kolbengeschwindigkeit rasch zunehmen, und daß Massenkräfte und Gasdruckkräfte an den Haupttreibungsstellen des Motors sich fast stets entgegenwirken, so daß der Gasdruck teilweise geradezu entlastend wirkt. Da bei niedrigen Kolbengeschwindigkeiten die Massenkräfte sehr gering sind, so erhöhen die Gasdruckkräfte die Triebwerkreibung bei niedrigen Kolbengeschwindigkeiten erheblich. Aus den Versuchsergebnissen ist zu erkennen, daß insbesondere eine Steigerung des Gasspitzendruckes von 41 atü auf 91,5 atü eine verhältnismäßig nur sehr geringe Zunahme der mechanischen Reibung zur Folge hat. Hierbei ist zu bedenken, daß bei einer Steigerung des Verdichtungsverhältnisses nicht nur der Gasspitzendruck, sondern auch der auf den Kolben bezogene mittlere Gasdruck erheblich erhöht wird. Die Kurven von Bild 2 enthalten also die Reibungssteigerung durch die Erhöhung des Gasspitzendruckes und durch die Erhöhung des mittleren auf den Kolbenhub bezogenen Gasdruckes gemeinsam. Bei den gewählten hohen Verdichtungsverhältnissen treten hohe Gasdrücke und Gastemperaturen auf, die während des Verdichtungs Vorganges nicht unerhebliche Wärmeverluste des Gases an die Wand ergeben. Es ist daher verständlich, daß beim Schleppversuch infolge dieser Wärmeverluste die Expansionslinie unter der Verdichtungslinie liegen muß, wie das p-V-Diagramm von Bild 1 in übertriebenem Maße darstellt. Es entsteht eine negative Arbeitsfläche im p-V-Diagramm, die am elektrischen Pendelmotor mitgemessen wird. Da dieser "Wärmeverlustdruckabfall" mit wachsender Verdichtung zunimmt, so folgt hieraus, daß die durch die Gasspitzendrücke verursachte Zunahme der mechanischen Reibung in Wirklichkeit noch kleiner ist, als aus dem Bild 2 zu entnehmen ist.

Aus Bild 2 ist daher die wichtige Tatsache zu entnehmen, daß dieselmotorische Arbeitsverfahren mit hohen Druckspitzen mit dem Hinweis auf höhere mechanische Reibungsverluste nicht abgelehnt werden dürfen. Der Einfluß des Gasdruckes auf die mechanische Reibung ist dabei um so geringer, je höher die Kolbengeschwindigkeit ist. Auf Bild 3 wurden die für das Viertaktverfahren geltenden Reibungsdrücke  $p_r$  aufgezeichnet. Der Einfluß des Gasdruckes auf die Triebwerkreibung ist hier verhältnismäßig noch geringer, da je Arbeitsspiel die durch die Massenkräfte verursachte Reibungsarbeit von zwei Kurbelwellenumdrehungen vorhanden ist.

Ein Vergleich der Bilder 2 und 3 zeigt, daß in bezug auf die mechanischen Reibungsverluste das Zweitaktverfahren gegenüber dem Viertaktverfahren insbesondere bei hohen Kolbengeschwindig-

keiten erhebliche Vorteile mit sich bringt. Weiterhin nimmt die Triebwerkreibung beim Zweitaktverfahren mit der Kolbengeschwindigkeit sogar etwas ab.

Bei den bisher geschilderten Versuchen wirkten pulsierende Gasdrücke auf den Kolben, wobei hohe Gasspitzendrücke, aber verhältnismäßig geringe mittlere (auf den Kolbenhub bezogen) Gasdrücke den Kolben belasten. Da bei Vollastbetrieb, außer hohen Gasspitzendrücken auch beträchtliche mittlere Gasdrücke auftreten, so mußten Versuche angestellt werden, um den Einfluß von hohen mittleren Gasdrücken auf die Triebwerkreibung festzustellen.

Bild 4 zeigt die hierbei verwendete Versuchsanordnung. Bei Einzylindermaschinen wird hierbei der Zylinderdeckel entfernt und ein großer Druckbehälter aufgesetzt, dessen Volumen etwa 100 mal so groß ist wie das Hubvolumen des Motors. Der kurze Verbindungsstutzen zwischen Motor und Druckbehälter muß dabei einen lichten Durchmesser besitzen, der mindestens ebenso groß ist, wie die Bohrung des Motorzylinders. Stellt man nun Schleppversuche an, so wird der Kolben stets nur durch den Gasdruck der Atmosphäre belastet, da die bei der Kolbenbewegung auftretende Volumenänderung des Gases im Verhältnis zum Gesamtvolumen klein ist. Wird nun mittels einer Preßluftflasche und eines Reduzierventiles ein bestimmter Gasdruck im Druckbehälter eingestellt, so wirkt dieser Gasdruck auch während der Kolbenbewegung in fast konstanter Größe auf den Kolben, da trotz der Kolbenbewegung das Gesamtvolumen des Gases sich nur unerheblich ändert. Es wirkt daher ununterbrochen während aller Kolbenhübe ein konstanter Gasdruck auf den Kolben. Das p-V-Diagramm auf Bild 4 zeigt schematisch den über den gesamten Kolbenweg konstanten Gasdruck. Da sich in dem kurzen Verbindungsstutzen zwischen dem Druckbehälter und dem Motor keine Drosselstelle befindet, so treten während des Schleppversuches auch keine nennenswerten Pumpverluste auf. Weiterhin ergibt die Kolbenbewegung nur sehr geringfügige Temperaturänderungen des Gases im Druckbehälter, so daß der bereits weiter oben gekennzeichnete "Wärmeverlustdruckabfall" ebenfalls in Wegfall kommt, da der Druckverlauf während des Ausdehnungshubes sich mit den Drücken während des Verdichtungshubes deckt. Damit ist erreicht worden, daß bei der Versuchsanlage nach Bild 4 aus dem am elektrischen Pendelmotor gewonnenen Meßergebnis ohne Verfälschung auf die durch die mechanischen Reibungsverluste verursachten Verluste geschlossen werden kann. Es kann daher ermittelt werden, inwieweit hohe mittlere Gasdrücke die Triebwerkreibung erhöhen.

Die Anwendung dieser Untersuchungsmethode ist für Mehrzylindermotoren besonders einfach, da in diesem Falle ein weitgehender Volumenausgleich der sich bewegenden Kolben eintritt. Aus diesem Grunde braucht bei Mehrzylindermotoren kein übermäßig großer Druckbehälter verwendet zu werden. Es genügt eine kleine über alle Zylinder gehende Haube.

Aus der Versuchsanlage nach Bild 4 kann die Kolbenreibung verhältnismäßig leicht entnommen werden. Aus Wärmebilanzen an der Laufbuchse kann die Kolbenreibungswärme ermittelt werden, woraus sich der der Kolbenreibung zuzuschreibende mittlere Reibungsdruck  $p_r$  leicht errechnen läßt. Von Bedeutung sind diese Kühlwasserwärmebilanzen besonders dann, wenn der Kolben mit einem hohen konstanten Gasdruck belastet wird, da in diesem Falle die durch die

vermehrten Kolbenquerkräfte verursachte Steigerung der Kolbenreibung leicht ermittelt werden kann.

Mit der Versuchsanlage nach Bild 4 kann auch mit großer Leichtigkeit die durch die Kolbenringe verursachte Reibung ermittelt werden. Da über dem Kolben hohe konstante Gasdrücke aufrecht erhalten werden, so stellen sich in den Kolbenringnuten ebenfalls entsprechend hohe mittlere Gasdrücke ein, durch die die Kolbenringe kräftig an die Laufbuchse gepreßt werden. Werden nun verschiedene Kolbenringzahlen und verschiedene Kolbenringformen verwendet, so kann aus den gemessenen Reibungswerten  $p_r$  auf die Kolbenringreibung geschlossen werden, wobei die Kolbenringreibung auch bei hohem Gasdruck in den Ringnuten ermittelt wird. Die in dieser Richtung vorgenommenen umfangreichen Untersuchungen ergaben das wichtige Ergebnis, daß durch die Kolbenringzahl und durch die Kolbenringform die Gas- und Öllässigkeit weitgehend beeinflusst wird, daß aber die Triebwerkreibung weder durch die Kolbenringzahl noch durch die Kolbenringform nennenswert beeinflusst wird. Man kann daher die Kolbenringzahl und die Kolbenringform nach Maßgabe der Öl- und Gaslässigkeit und der vom Kolben an die Zylinderwand abzugebenden Wärme bemessen, ohne befürchten zu müssen, daß durch eine große Anzahl von Kolbenringen eine nennenswerte Zunahme der mechanischen Reibung auch unter Berücksichtigung hoher Gasdrücke zu erwarten ist.

Wird in dem Druckbehälter Atmosphärendruck eingestellt, so werden die durch die Massenkräfte verursachten Triebwerkverluste festgestellt. Auf Bild 5 zeigt Kurve 1 für das Viertaktverfahren den gemessenen mittleren Reibungsdruck  $p_r$  in  $\text{kg/cm}^2$ . Es handelt sich hierbei um einen Einzylinder-Dieselmotor von  $650 \text{ cm}^3$  Hubvolumen, dessen Daten bereits weiter oben angegeben worden sind. Werden anschließend konstante Gasdrücke im Druckbehälter eingestellt, so kann aus der am elektrischen Pendelmotor ermittelten Drehmomenterhöhung die durch einen mittleren Gasdruck verursachte Reibungszunahme  $\Delta p_r$  errechnet werden. Die Kurvenschar auf Bild 5 zeigt die Reibungszunahmen, die durch konstant eingestellte Gasdrücke von 0 bis 18 atü verursacht werden. Aus bereits erläuterten Gründen ist der Einfluß des Gasdruckes auf die mechanische Reibung um so geringer, je höher die Kolbengeschwindigkeit und damit die Massenkräfte sind. Bild 6 zeigt dieselben Versuchsergebnisse, jedoch für das Zweitaktverfahren.

Bei Betrachtung der Bilder 5 und 6 ist zu bedenken, daß bei Vollastbetrieb eines Dieselmotors während des Verdichtungshubes ein mittlerer auf den Kolbenhub bezogener Gasdruck von nur etwa 4 atü herrscht, während beim Ausdehnungshub bei einem mittleren indizierten Druck von  $p_i = 10 \text{ kg/cm}^2$  dementsprechend ein mittlerer Gasdruck von  $14 \text{ kg/cm}^2$  auftritt. Demgegenüber zeigen die Kurven D auf den Bildern 5 und 6 die mechanische Reibung bei einem konstanten Gasdruck von 12 atü, wobei der Gasdruck sowohl während des Verdichtungs- als auch während des Ausdehnungshubes diesen hohen Wert einhält.

Aus den Versuchen über die Triebwerkreibung bei pulsierenden Gasdrücken mit hoher Druckspitze und bei über dem Kolbenhub konstanten Gasdrücken kann daher die bei Vollastbetrieb auftretende Triebwerksreibung gut abgeschätzt werden. Auf Bild 7 zeigt die Kurve 1 die Triebwerkreibung beim Viertaktverfahren, wenn kein

Gasdruck den Kolben belastet (Massenkraftreibung). Kurve 2 von Bild 7 gibt die Reibungsverluste des Triebwerkes bei Vollastbetrieb, jedoch ohne Überlagerung, wieder, wobei der Abstand der Kurven 1 und 2 die durch den Gasdruck bei Vollastbetrieb verursachte Reibungszunahme darstellt. Für Vollastbetrieb mit Überlagerung ( $p_u = 0,250 \text{ atü}$ ) gibt die Kurve 3 auf Bild 7 die zu erwartende Reibung wieder. Auf Bild 8 wurde die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb mit und ohne Überlagerung sinngemäß für das Zweitaktverfahren aufgezeichnet.

Es mag noch erwähnt werden, daß die Reibungsverluste der Ventilsteuerung und ihres Antriebes sowohl bei seiten- als auch bei kopfgesteuerten Motoren sehr gering sind. Ferner ergeben die bei Vollastbetrieb heißen Kolben keine Reibungszunahme, wenn das Kolbenspiel normal, also nicht zu klein gewählt wird.

Wie schon erwähnt, wurden die vorstehenden Versuchsergebnisse an einem Einzylinderdieselmotor von  $V_h = 650 \text{ cm}^3$  ( $D = 80 \text{ mm}$ ,  $s = 130 \text{ mm}$ ) gewonnen. Die Versuche wurden aber außerdem an weiteren Ein- und Mehrzylindermotoren durchgeführt, deren Zylinderhubvolumen zwischen  $268 \text{ cm}^3$  und  $1600 \text{ cm}^3$  lag. Hierbei zeigte es sich, daß, bezogen auf die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit, alle Maschinen, soweit sie Gleitlager besaßen, annähernd das gleiche Verhalten und die gleichen Reibungsdrücke  $p_r$  zeigten, die auf Bild 2 bis 8 eingezeichnet sind. Mit verhältnismäßig geringen Abweichungen gelten daher die Bilder 7 und 8 für die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb ganz allgemein für Otto- und Dieselmotoren mit einem Zylinderhubvolumen von  $268 \text{ cm}^3$  bis  $1600 \text{ cm}^3$ . Es ist daher das wichtige Ergebnis festzustellen, daß ein Motor von hoher Drehzahl und von geringem Zylinderhubvolumen im Hinblick auf die mechanischen Reibungsverluste keineswegs wesentlich ungünstiger ist, als eine Maschine von niedriger Drehzahl und entsprechend großem Zylinderhubraum. Dies gilt auch unter Berücksichtigung hoher pulsierender Gasdrücke und hoher auf den Kolbenhub bezogener mittlerer Gasdrücke, so daß der Entwicklung des kleinen rasch laufenden Dieselmotors mit einem Zylinderhubvolumen von nur  $350 \text{ cm}^3$  bis  $650 \text{ cm}^3$  von seiten der mechanischen Reibung nichts entgegensteht.

Interessant ist weiterhin, daß Versuche an Motoren mit Rollenlagern bei gleicher Kolbengeschwindigkeit wesentlich geringere Reibungsverluste ergeben haben, als an Gleitlagermaschinen festgestellt wurde. Bild 9 zeigt für das Viertaktverfahren die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb eines Einzylinder-Ottomotors mit Rollenlagern von  $V_h = 590 \text{ cm}^3$  ( $D = 80 \text{ mm}$ ,  $s = 117,5 \text{ mm}$ ), wobei die mechanischen Reibungsverluste bei Spitzendrücken bis zu  $45 \text{ atü}$  gemessen wurden, die bei einem mittleren Nutzdruck von  $p_e = 7,5 \text{ kg/cm}^2$  festgestellt wurden. Bild 10 zeigt die Triebwerksreibung bei Vollastbetrieb, jedoch für das Zweitaktverfahren. Aus einem Vergleich der Bilder 7 und 8 mit den Bildern 9 und 10 ist zu entnehmen, daß bei der Verwendung von Rollenlagern erhebliche Einsparungen an Triebwerksreibung gemacht werden können. Bei Verwendung von Wälzlagern können daher mittlere Kolbengeschwindigkeiten von  $16 \text{ m/s}$  und mehr ohne übermäßig hohe mechanische Reibungsverluste verwendet werden.

Betrachtet man z. B. ein Indikatordiagramm (Bild 11), welches bei der Versuchsanordnung von Bild 1 gemacht worden ist,

so erkennt man die erheblichen Druckänderungen in  $\text{at}/^\circ\text{KW}$ ; die bei einem Spitzendruck von 95 atü auftreten. Druckanstiege von  $3 \text{ at}/^\circ\text{KW}$  werden dabei leicht erreicht. Auch andere Versuche ergaben, daß erst bei ausgesprochen hartem Gang mit zusätzlichen Reibungsverlusten zu rechnen ist. Alle obigen Versuchsergebnisse gelten daher auch für verhältnismäßig starke Druckanstiege je  $^\circ\text{KW}$ .

### 3. Die hydraulischen Überschiebverluste bei Brennraumzerklüftung

Wird bei Dieselmotoren zum Zwecke der Gemischbildung eine Brennraumzerklüftung angewendet (Vorkammer, Wirbelkammer, Luftspeicher), so ist ein gewisser Arbeitsaufwand notwendig, um während des Verdichtungshubes die Luft zum Überströmen in diesen Brennraumteil zu veranlassen. Ebenso treten beim Ausdehnungshub beim Ausströmen der Gase aus dem Teilraum des Brennraumes weitere hydraulische Verluste auf.

Um diese Verluste näher zu untersuchen, wurden am Maschinenlaboratorium Versuche mit der schon auf Bild 1 gezeigten Versuchsanlage durchgeführt. Werden bei stets gleichem Verdichtungsverhältnis Schleppversuche mit glatttem zylindrischem Brennraum und im Vergleich hierzu mit verschiedenen Brennraumzerklüftungen angestellt, so kann aus den Unterschieden der am elektrischen Pendelmotor gemessenen Drehmomente auf die durch die Brennraumzerklüftung verursachten Verluste geschlossen werden. Da die Kühlwasserwärmebilanz für die Laibuchse und für den Zylinderdeckel getrennt aufgestellt wird, so kann der Energieumsatz in der Brennraumzerklüftung auch mit der Kühlwasserwärmebilanz verfolgt werden. Es ist noch darauf hinzuweisen, daß bei dieser Versuchsführung bereits der Energierückgewinn von den Verlusten abgezogen wird. Ein Teil der hydraulischen Verluste des Verdichtungshubes wird in Wärme umgesetzt, von der ein bestimmter Prozentsatz während des Ausdehnungshubes in Form mechanischer Arbeit zurückgewonnen wird. Mit einer Versuchsanordnung nach Bild 1 können daher besonders schnell und einfach die hydraulischen Verluste bei verschiedenen Teilkammerformen und bei verschiedenen Überströmquerschnitten ermittelt werden.

Die Versuche wurden durchgeführt an dem schon mehrfach erwähnten Einzylinder-Dieselmotor von einem Hubvolumen von  $V_h = 650 \text{ cm}^3$  ( $D = 80 \text{ mm}$ ,  $s = 130 \text{ mm}$ ). Auf Bild 12 wurden die für das Vorkammerverfahren gemessenen Reibungsdrücke  $p_r$  über der Kolbengeschwindigkeit aufgetragen. Die Werte gelten für ein Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 18$  und für eine Vorkammer, die nur 30 % des gesamten Verdichtungsraumes einnimmt. Die Vorkammerkonstante  $K$  wurde errechnet nach der Formel (Annahme:  $\mu = 1$ ):

$$(3) \quad K = \frac{\mu \cdot f \cdot \sqrt{T_0}}{n \cdot V_h}$$

die von Prof. Fischinger angegeben wurde. In die Formel ist einzusetzen der Maulquerschnitt  $f$  in  $\text{cm}^2$ , die Gastemperatur  $T_0$  zu Beginn der Kompression in  $^\circ\text{C}$ , die Drehzahl  $n$  in U/min und das Zylinderhubvolumen  $V_h$  in l. Die Versuche wurden mit verschieden großen Vorkammern angestellt, wobei die Vorkammerkonstante, bezogen auf  $n = 2800 \text{ U/min}$ , von  $14,6 \cdot 10^{-3}$  bis



$0,585 \cdot 10^{-3}$  variiert wurde. Es ist zu ersehen, daß die Verluste mit kleiner werdendem Maulquerschnitt beträchtlich zunehmen. Bei zur Zeit gebauten Vorkammermotoren ist bei höchster Drehzahl eine Vorkammerkonstante von  $K = 1,60$  bis  $1,90 \cdot 10^{-3}$  üblich. Bild 12 zeigt, daß bei Vorkammerkonstanten dieser Größe beträchtliche hydraulische Verluste auftreten, da die für diese Vorkammerkonstante geltenden Reibungsdrücke  $p_r$  wesentlich höher liegen als die bei glattem zylindrischen Brennraum gemessenen  $p_r$ -Werte. In der oben angegebenen Formel tritt der Überströmquerschnitt und das Zylinderhubvolumen auf. Naturgemäß muß aber außerdem bekannt sein, wie groß der Anteil des abgeschnürten Volumens vom gesamten Kompressionsvolumen ist, da bei gleichem Wert der Vorkammerkonstanten  $K$  die hydraulischen Verluste um so beträchtlicher sind, je größer der Anteil des abgeschnürten Volumens am gesamten Kompressionsvolumen ist. Die auf Bild 12 eingezeichneten Versuchsergebnisse beziehen sich auf eine Vorkammer, die nur 30 % des gesamten Verdichtungsraumes besitzt. Bei Verwendung einer auf den gesamten Verdichtungsraum bezogenen größeren Vorkammer (z. B.  $0,5 \cdot V_0$ ) ist daher mit entsprechend größeren Verlusten zu rechnen, als auf Bild 12 angegeben worden ist. Da mit der Versuchsanlage nach Bild 1 auf jede Kurbelwellenumdrehung ein Verdichtungs- und ein Ausdehnungshub erfolgt, so gelten die Bilder 12 und 13 für das Zweitaktverfahren. Da die hydraulischen Verluste der Brennraumzerklüftung durch den Abstand gekennzeichnet sind, der für einen bestimmten Maulquerschnitt geltenden Kurve von der Kurve für glatten zylindrischen Brennraum, so stellt dieser Abstand auch die hydraulischen Verluste des Viertaktverfahrens dar.

Bild 13 zeigt die für das Wirbelkammerverfahren gemessenen Verluste. Untersucht wurde eine Wirbelkammer, deren Volumen 75 % des gesamten Kompressionsraumes einnimmt. Es ist zu erkennen, daß beim Wirbelkammerverfahren gegenüber dem Vorkammerverfahren geringere hydraulische Verluste vorhanden sind, da der Querschnitt des Wirbelkammermaules im Verhältnis zum abgeschnürten Volumen üblicherweise wesentlich größer als bei der normalen Vorkammer ist. Ein bei handelsüblichen Motoren auftretender Wert der Wirbelkammerkonstanten beträgt  $K = 8 - 10 \cdot 10^{-3}$ , wobei gegenüber einem glatten zylindrischen Brennraum ein nicht übermäßig größerer Verlustdruck  $p_r$  zu verzeichnen ist.

Bei dem Lanova-Luftspeicherverfahren beträgt die Vorkammerkonstante etwa  $K = 0,8 \cdot 10^{-3}$ . Es sind also noch geringere Überströmquerschnitte als beim Vorkammerverfahren vorhanden. Da der Anteil des abgeschnürten Raumes jedoch nur etwa 10 % des gesamten Verdichtungsraumes beträgt, so ist beim Lanova-Verfahren trotz des geringen Strömungsquerschnittes nur mit hydraulischen Verlusten zu rechnen, die zwischen den Verlusten des Wirbelkammer- und Vorkammer-Verfahrens liegen.

Bei der Betrachtung der auf Bild 12 und 13 verzeichneten Versuchsergebnisse ist noch folgendes zu bedenken. Bei der Anbringung einer Brennraumzerklüftung wird die Oberfläche des Brennraumes vergrößert, so daß durch diese Oberflächenvergrößerung eine Zunahme der Wärmeverluste des arbeitenden Gases an die Wand auftritt. Weiterhin haben Brennraumzerklüftungen meist nennenswerte Gasgeschwindigkeiten zur Folge, so daß hierdurch eine beträchtliche Zunahme der Wärmeübergangszahlen entsteht. Die Folge der Zunahme von Brennraumoberfläche und Wärmeübergangszahlen ist ein

Anwachsen der Wärmeverluste bei Brennraumzerklüftung. Die auf Bild 12 und 13 gezeigten Versuchsergebnisse enthalten außer den hydraulischen Verlusten auch die Arbeitsverluste, die verursacht werden durch die Wärmeverluste infolge der Oberflächenvergrößerung des Brennraumes und die Zunahme der Wärmeverluste infolge der Erhöhung der Wärmeübergangszahlen durch die Gasgeschwindigkeit.

Natürgemäß können mit Versuchen an der Anlage nach Bild 1 lediglich diejenigen Arbeitsverluste infolge des Wärmeüberganges ermittelt werden, die bei Gasspitztemperaturen von etwa  $600^{\circ}\text{C}$  auftreten, da die Versuche mit Brennraumzerklüftungen bei einem Verdichtungsverhältnis von  $\varepsilon = 18$  angestellt wurden. Da bei Vollastbetrieb viel höheren Gastemperaturen vorhanden sind, so ist daher bei Vollastbetrieb gegenüber den gezeigten Versuchsergebnissen infolge der hohen Gastemperaturen mit beträchtlich höheren Arbeitsverlusten durch erhöhte Wärmeverluste beim Vorkammer- und Wirbelkammerverfahren zu rechnen. Das Auftreten hoher Luftgeschwindigkeiten ist daher sowohl mit nennenswerten hydraulischen Arbeitsverlusten als auch mit beträchtlichen Verlusten infolge erhöhtem Wärmeübergang (Oberflächenvergrößerung des Brennraumes, durch Gasgeschwindigkeit erhöhte Wärmeübergangszahlen) verknüpft.

#### 4. Die Verluste infolge des Wärmeüberganges

Ein Teil der unter dieser Überschrift zu behandelnden Probleme ist bereits im letzten Abschnitt besprochen worden. Es ist daher lediglich nochmals darauf hinzuweisen, daß der Betrag der Wärmeverluste im Motor auf das engste mit der Gemischbildung und mit dem Verbrennungsablauf verbunden ist. Insbesondere werden Verluste an Nutzarbeit durch diejenigen Wärmemengen verursacht, die in der Nähe des oberen Totpunktes vom arbeitenden Gas an die Wände abgegeben werden. Diese übergehende Wärme hängt daher ab von der Oberfläche des Brennraumes, von der Gastemperatur und von der Wärmeübergangszahl, wobei die Wärmeübergangszahl wiederum hauptsächlich von der Gasgeschwindigkeit und vom Gasdruck beeinflußt wird. Es ist bis heute noch ungeklärt, inwieweit hohe Gasdrücke (Strahleinspritzungsverfahren) und hohe Gasgeschwindigkeiten (z. B. Wirbelkammerverfahren) die Arbeitsverluste infolge erhöhten Wärmeüberganges beeinflussen. Hierbei muß darauf hingewiesen werden, daß die bei Motoruntersuchungen allgemein gebräuchliche Wärmeübergangsformel von Nusselt für Motoren mit hohen Kolbengeschwindigkeiten nicht mit genügender Genauigkeit gilt.

Es ist daher festzustellen, daß genaue Untersuchungen über den Einfluß des Gasdruckes, der Gasgeschwindigkeit und der Kolbengeschwindigkeit auf den Wärmeübergang bei Verbrennungsmotoren noch ausstehen. Am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden sind zur Zeit umfangreiche Versuche in Vorbereitung, die die Klärung der Wärmeübergangsfragen einschließlich des Wärmeüberganges durch Strahlung im rasch laufenden Motor zum Ziel haben. Zur Zeit können daher genauere Angaben über die Wärmeübergangsverluste bei den verschiedenen Arbeitsverfahren noch nicht gemacht werden. Festgestellt werden kann jedoch heute schon, daß im Gegensatz zur Nusseltschen Formel die Verwendung hoher Kolbengeschwindigkeiten die Wärmeverluste je Arbeitsspiel senkt, so daß der spezifische Brennstoffverbrauch bei hohen Kolbengeschwindigkeiten durch die Wärmeverluste weniger erhöht wird, als bei niedrigen

71

Kolbengeschwindigkeiten. Von besonderer Bedeutung ist die eingehende Prüfung, ob Motoren von geringem Zylinderhubvolumen bei gleicher Kolbengeschwindigkeit (also höherer Drehzahl) höhere Wärmeverluste aufweisen als Motoren von größerem Zylinderhubvolumen.

Weiterhin ist der Einfluß heißer Wandteile im Brennraum in Richtung auf eine Verringerung der Wärmeverluste noch zu klären.

### 5. Die Verluste infolge zu großer Durchbrennzeit

Alle Untersuchungen an Dieselmotoren hoher Drehzahl ( $n = 3400$  U/min) haben ergeben, daß der Zündverzögerung hier noch ausreichend kurz ist, so daß von der Seite des Zündverzuges auch bei sehr hohen Drehzahlen keine erheblichen Schwierigkeiten zu erwarten sind. Demgegenüber hat eine genauere Untersuchung der verschiedenen Arbeitsverfahren gezeigt, daß bei hohen Drehzahlen die Durchbrennzeit des Gemisches für höchste Drehzahlen zu groß ist. Hierdurch wird der spezifische Brennstoffverbrauch erhöht, da die Umsetzung von Wärme in mechanische Arbeit um so unvollkommener ist, je kleiner das Ausdehnungsverhältnis im Augenblick der Verbrennung ist. Bekanntlich verbrennt der Brennstoff mit einem um so besseren thermodynamischen Wirkungsgrad, je mehr die Verbrennung sich in der Nähe des oberen Totpunktes abspielt.

Weiterhin ist zu beobachten, daß eine ausreichend kurze Durchbrennzeit im allgemeinen schon dann vorhanden ist, wenn eine gute Makrogemischbildung vorhanden ist, dies bedeutet, daß der Brennstoff an allen Stellen eine für die Verbrennung ausreichende Sauerstoffmenge findet. Da auch beim Strahleinspritzungsverfahren mit Spezialdüsen eine ausreichende Makrogemischbildung ( $\lambda = 1$  bis 1,4) zur Zeit noch nicht erreicht wird, so ist auch bei Verwendung von Spezialdüsen eine bestimmte, wenn auch geringe Luftbewegung notwendig, um den nötigen Sauerstoff an den Brennstoff heranzutragen. Es ist von großer Bedeutung, den bei Verwendung von Einspritzdüsen verschiedener Bauart für eine ausreichende Gemischbildung unbedingt notwendigen Aufwand an Luftbewegung (für Längsstrom, Querstrom, Gegenstrom) der Größe und Richtung nach zu untersuchen, da jede größere Luftbewegung erhöhte hydraulische und Wärmeübergangsverluste zur Folge hat. Am Maschinenlaboratorium laufen daher zur Zeit Versuche an, die der genaueren Erforschung des Einflusses der Luftbewegung auf Gemischbildung und Durchbrennzeit gewidmet sind.

Obige Ausführungen über die zu große Durchbrennzeit bei rasch laufenden Dieselmotoren lassen erkennen, daß zur Zeit eine Steuerung des Brenngesetzes bei hohen Drehzahlen noch nicht möglich ist. Es ist leider fast immer zu beobachten, daß dieselmotorische Arbeitsverfahren mit verhältnismäßig kurzen Durchbrennzeiten auch zu Beginn der Verbrennung eine rasche Energieumsetzung aufweisen, so daß sehr hohe Gasspitzen drücke und beträchtliche Druckanstiege erreicht werden. Demgegenüber leiden die dieselmotorischen Arbeitsverfahren meist an einer zu großen Durchbrennzeit, wenn zur Erreichung eines weichen Druckanstieges zu Beginn der Verbrennung eine langsame Energieumsetzung angestrebt wird.

Die experimentelle Untersuchung der Durchbrennzeit ist nicht einfach. Wird die Energieumsetzung während der Verbrennung aus genauen Indikatordiagrammen ermittelt, so sei darauf hingewiesen, daß diese Diagramme außerordentlich genau sein müssen. Das Oszillogramm von Bild 14 wurde an einem rasch laufenden Dieselmotor genommen, dessen Verbrennungsablauf an zu großer Durchbrennzeit litt, obgleich dem Diagramm dieser Fehler augenscheinlich nicht anzusehen ist. Das Diagramm zeigt einen kräftigen Druckanstieg im oberen Totpunkt und ist in der Nähe des Druckmaximums gut füllig. Nur eine genaue Polytropenbetrachtung im Gebiet von 30 bis 100° KW nach oberem Totpunkt bringt die Verluste infolge zu großer Durchbrennzeit zutage. Da hierbei schon geringfügige Fehler in der Druckanzeige die auf dem Druckdiagramm aufgebauten thermodynamischen Untersuchungen entwerten, so muß nachdrücklich darauf hingewiesen werden, daß auf der Druckmessung aufbauende thermodynamische Rechnungen nur dann zulässig sind, wenn mittels dynamischer Eichung des gesamten Druckmeßgerätes der Nachweis geführt worden ist, daß die Druckmessung richtig ist. Aus diesem Grunde wurde am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden bei der Entwicklung des piezoelektrischen Druckmeßverfahrens der Hauptwert auf die Entwicklung von Methoden der dynamischen Eichung von Geber, Verstärker und auf Zeichengerät gelegt. Es war daher möglich, Druckmeßgeräte zu entwickeln, die auch bei sehr hohen Drehzahlen nachweislich richtig anzeigen, so daß solche Diagramme der thermodynamischen Auswertung zugänglich gemacht werden können. Hierdurch ist eine eingehende Untersuchung der Energieumsetzungen während der Verbrennung möglich geworden!

## 6. Betrachtungen über die Schnellläufigkeit der Motoren

Um die Literleistung der Verbrennungsmotoren zu erhöhen bzw. um das Leistungsgewicht zu senken, wird insbesondere bei nicht zu hohen Leistungen ein geringes Zylinderhubvolumen bei hoher Drehzahl angestrebt. Da bei den handelsüblichen Dieselmotoren für Lastkraftwagen nur in wenigen Fällen das Zylinderhubvolumen weniger als 1 l beträgt, so sind für die Entwicklung von Dieselmotoren kleinerer Leistung (z. B. Personenwagendiesel) bei einem Zylinderhubvolumen von 400 cm<sup>3</sup> bis 700 cm<sup>3</sup> in dieser Richtung durchgeführte Versuche wertvoll.

Ein weiterer Weg für die Erreichung hoher Literleistungen ist durch eine Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit gegeben. Sowohl eine Verringerung des Zylinderhubvolumens bei einer entsprechenden Erhöhung der Drehzahl (wobei die Kolbengeschwindigkeit in üblichen Grenzen bleibt) als auch eine Erhöhung der Drehzahl bei üblichem Zylinderhubvolumen (Kolbengeschwindigkeit höher als normal) führt zu einer Veränderung der einzelnen Verluste. Die zu erwartenden Veränderungen sollen im folgenden kurz besprochen werden.

### I. Erhöhung der Drehzahl und der mittleren Kolbengeschwindigkeit bei üblichem Zylinderhubvolumen

a) Die mechanischen Reibungsverluste nehmen bei einer Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit nur unwesentlich zu. Bild 7 zeigt für das Viertaktverfahren, daß bei einer Steigerung der mittleren Kolbengeschwindigkeit von 9 m/s auf 13 m/s die

Reibungsverluste bei Vollastbetrieb von  $P_{r1} = 1,64 \text{ kg/cm}^2$  auf  $P_{r2} = 1,85 \text{ kg/cm}^2$  anwachsen. Diese Reibungszunahme von  $\Delta P_r = 0,21 \text{ kg/cm}^2$  ist unerheblich, wenn man bedenkt, daß hierbei die Drehzahl von  $n = 2040 \text{ U/min}$  auf  $n = 3020 \text{ U/min}$ , also um fast 45 % erhöht wurde. Für das Zweitaktverfahren zeigt Bild 8, daß hierbei der Einfluß der Kolbengeschwindigkeit auf die mechanische Reibung nicht vorhanden ist, da die mechanische Reibung bei mittleren und hohen Kolbengeschwindigkeiten annähernd konstant verbleibt. Zahlenmäßig fast das gleiche Verhalten haben Motoren von einem Zylinderhubraum von  $270 \text{ cm}^3$  bis  $1600 \text{ cm}^3$  gezeigt, so daß für Maschinen innerhalb dieser Grenzen des Zylinderhubraumes ausgesagt werden kann, daß die mechanischen Reibungsverluste keinen Hinderungsgrund für eine Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit auf annähernd  $13 \text{ m/s}$  darstellen.

b) Die Pumpverluste beim Ansaug- und Auspuffhub wachsen bei einer Steigerung der mittleren Kolbengeschwindigkeit von  $9 \text{ m/s}$  auf  $13 \text{ m/s}$  von  $(P_r)_{\text{Pumpverluste}} = 0,30 \text{ kg/cm}^2$  auf  $(P_r)_{\text{Pumpverluste}} = 0,52 \text{ kg/cm}^2$ , wie Bild 15 zeigt, wobei bei  $c_m = 13 \text{ m/s}$  noch ein Liefergrad von  $\eta_L = 80 \%$  erreicht wurde. Bei einer Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit ist daher den Pumpverlusten eine gesteigerte Aufmerksamkeit zu schenken.

c) Die Wärmeübergangsverluste nehmen auf das Arbeitsspiel bezogen ab. Nur dadurch ist es z. B. möglich, daß bei einer Erhöhung der Drehzahl (mittlere Kolbengeschwindigkeit erhöht von  $c_m = 4,0 \text{ m/s}$  auf  $9 \text{ m/s}$ ) der spezifische Brennstoffverbrauch sich fast gar nicht ändert, obwohl bei dieser Drehzahlerhöhung sowohl die mechanischen Reibungsverluste in geringfügigem Maße als auch die Pumpverluste in stärkerem Maße zugenommen haben. Da der Einfluß der Wärmeverluste erheblich ist, so wirkt daher eine Drehzahlerhöhung entsprechend kräftig in günstigem Sinne.

d) Die Verluste durch zu große Durchbrennzeit wachsen bei zunehmender Drehzahl bei schnelllaufenden Dieselmotoren rasch auf solche Beträge an, daß eine eingehende Untersuchung des Arbeitsverfahrens mit dem Ziel einer raschen Durchbrennzeit notwendig wird. Hierbei ist zu bedenken, daß eine rasche Durchbrennzeit mit einem möglichst geringen Aufwand an Luftbewegung erreicht werden muß, da jede stärkere Luftbewegung zusätzliche hydraulische und thermodynamische Verluste zur Folge hat.

Zusammenfassend kann ausgesagt werden, daß bei üblichem Zylinderhubvolumen die mittlere Kolbengeschwindigkeit bei Gleitlagermaschinen mittels Drehzahlerhöhung auf etwa  $13 \text{ m/s}$  gesteigert werden kann, ohne daß eine übermäßige Erhöhung des spezifischen Brennstoffverbrauches zu erwarten ist. Vorausgesetzt ist hierbei eine ausreichend kurze Durchbrennzeit beim Dieselfahren. Bei Motoren mit Wälzlagern kann die mittlere Kolbengeschwindigkeit sogar bis auf etwa  $15 \text{ m/s}$  gesteigert werden, da an mechanischer Reibung so viel eingespart wird, daß etwas höhere Pumpverluste in Kauf genommen werden können. Auch dies Ziel ist nur erreichbar, wenn beim Dieselfahren genügend kurze Durchbrennzeiten erreicht werden.

Es sei noch darauf hingewiesen, daß bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von  $c_m = 10$  m/s das Zweitaktverfahren gegenüber dem Viertaktverfahren nennenswerte Ersparnisse an Triebwerkreibung und Pumpverlusten bringt (Vergleich der Bilder 8 mit 7, 10 mit 9, dazu Bild 15), so daß ein erheblicher Teil der Spülarbeit des Zweitaktverfahrens hierdurch wieder wettgemacht wird. Beläßt man es bei heute üblichen Kolbengeschwindigkeiten von  $c_m = 9$  bis  $11$  m/s, so kann die Schnellläufigkeit der Motoren dadurch gesteigert werden, daß Maschinen von kleinen Zylinderhubvolumen bei entsprechend hoher Drehzahl entwickelt werden. Wir kommen daher zum nächsten Abschnitt.

## II. Erhöhung der Drehzahl bei Konstanthaltung der mittleren Kolbengeschwindigkeit und Verringerung des Zylinderhubvolumens

Von seiten der zu erwartenden Verluste kann folgendes ausgesagt werden:

- a) Die mechanischen Reibungsverluste sind bei gleichen mittleren Kolbengeschwindigkeiten weitgehend unabhängig vom Zylinderhubvolumen. Die Bilder 7, 8, 9 und 10 zeigen die Triebwerkreibung bei Vollast für Motoren von  $270$  cm<sup>3</sup> bis  $1600$  cm<sup>3</sup> Zylinderhubvolumen, wobei die Versuchsergebnisse der einzelnen Motortypen bei gleicher mittlerer Kolbengeschwindigkeit verhältnismäßig nur wenig voneinander abweichen, und zwar auch dann, wenn hohe Gasdrücke den Kolben belasten. Unter Berücksichtigung der Triebwerkreibung können daher Bestrebungen nicht abgelehnt werden, die die Entwicklung von rasch laufenden Dieselmotoren bei einem Zylinderhubvolumen von nur  $400$  cm<sup>3</sup> bis  $800$  cm<sup>3</sup> zum Ziel haben.
- b) Die Pumpverluste dürften bei gleicher mittlerer Kolbengeschwindigkeit eigentlich bei Motoren von geringem Zylinderhubvolumen und hoher Drehzahl nicht größer sein, als bei Motoren von größerem Zylinderhubvolumen und entsprechend geringerer Drehzahl, da die Gasgeschwindigkeiten im Ventilquerschnitt die gleichen sind. Da aber bei hohen Drehzahlen je Minute eine große Anzahl von Gaswechsell stattfinden, so müssen die Strömungsvorgänge im Ventilquerschnitt mehr dynamisch als statisch betrachtet werden. Es hat den Anschein, daß die Gaswechsellarbeit insbesondere beim Auspuffhub bei Motoren von geringem Zylinderhubvolumen und hoher Drehzahl größer ist als bei langsamer laufenden Maschinen mit entsprechend größerem Zylinderhubvolumen, selbst wenn in beiden Fällen die mittlere Kolbengeschwindigkeit die gleiche ist. Die Frage der Abhängigkeit der Pumpverluste von der Größe des Zylinderhubraumes bedarf noch der Antwort. Zur Zeit werden am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden eingehende Untersuchungen mittels Schwachfederindizierung durchgeführt, wobei die Angabe des piezoelektrischen Druckmeßgerätes mittels dynamischer Eichung sichergestellt ist.
- c) Die Wärmeübergangsverluste können beim Schnellläufer von geringem Zylinderhubvolumen nur unwesentlich höher sein als beim Langsamläufer. Werden alle Abmessungen eines Motors auf den a-ten Teil verringert, so nehmen die für den Wärmeübergang maß-

gebenden Flächen auf den  $a^2$ -ten Teil ab, während das Gewicht des arbeitenden Gases auf den  $a^3$ -ten Teil sinkt. Da für die Wärmeverluste das Verhältnis von Wärmeübergangsfläche zu dem arbeitenden Gasgewicht eine Rolle spielt, so ergibt sich, daß beim kleineren Motor gilt

$$\frac{\text{Wärmeübergangsfläche}}{\text{Gewicht des arbeitenden Gases}} = 1/a^2 : 1/a^3 = a.$$

Hieraus folgt, daß beim kleineren Motor verhältnismäßig größere Wärmeübergangsflächen auftreten. Haben beide Motoren die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit, so besitzt der kleinere Motor eine  $a$ -mal größere Drehzahl als der größere Motor. Die Folge ist, daß die je Arbeitsspiel zur Verfügung stehende Zeit beim kleineren Motor nur den  $a$ -ten Teil beträgt. Obgleich daher beim kleinen Schnellläufer, bezogen auf das Gewicht des arbeitenden Gases, größere Wärmeübergangsflächen vorhanden sind, so wird dieser ungünstige Einfluß wieder dadurch ausgeglichen, daß bei einer bestimmten mittleren Kolbengeschwindigkeit die für ein Arbeitsspiel zur Verfügung stehende Zeit entsprechend der höheren Drehzahl kürzer ist. Diese Feststellung gilt aber nur dann, wenn bei den Motoren verschiedener Größe die Wärmeübergangszahlen den gleichen Wert besitzen. Rechnungen und Versuche zeigen jedoch, daß der kleinere Motor etwas höhere Wärmeübergangszahlen aufweist. Abschließend kann daher ausgesagt werden, daß der kleine schnelllaufende Motor gegenüber einem größeren langsam laufenden Motor keine wesentlich größeren Wärmeverluste zeigt, da der Unterschied der Wärmeverluste, bezogen auf ein Arbeitsspiel und 1 kg arbeitendes Gas, nur etwa 5 bis 20 % beträgt. Die Wärmeverluste werden daher beim kleinen Schnellläufer gegenüber einer größeren entsprechend langsamer laufenden Maschine sowohl den spezifischen Brennstoffverbrauch in  $g/PSeh$  als auch den erreichbaren mittleren Nutzdruck  $p_e$  in  $kg/cm^2$  nur unwesentlich verschlechtern, wenn der Betrachtung die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit zugrunde gelegt wird.

d) Die zu große Durchbrennzeit ist beim kleinen Dieselschnellläufer mit die wesentlichste Verlustquelle, während beim Ottoverfahren ausreichend kurze Durchbrennzeiten auch bei sehr hohen Drehzahlen verhältnismäßig leicht zu erreichen sind. Da die für ein Arbeitsspiel zur Verfügung stehende Zeit beim kleinen Schnellläufer entsprechend der höheren Drehzahl wesentlich kürzer ist als bei einer größeren langsam laufenden Maschine, so verbrennt ein nicht unbeträchtlicher Teil des Brennstoffes so schleppend, daß hierdurch eine erhebliche Verminderung des Wirkungsgrades eintritt. Ein Weg für die Verkürzung der Durchbrennzeit beim Dieselverfahren ist dadurch gegeben, daß der Einspritzdüse ein wesentlicher Teil der Gemischbildungsarbeit übertragen wird, so daß die zusätzlich erforderliche Luftbewegung mit verhältnismäßig geringen Luftgeschwindigkeiten auskommt.

e) Beim schnelllaufenden Ottomotor von geringem Zylinderhubvolumen wird beobachtet, daß der spezifische Brennstoffverbrauch nicht unerheblich höher ist als bei einer größeren langsam laufenden Maschine. Es hat den Anschein, daß hierbei eine bisher verhältnismäßig wenig beachtete Verlustquelle eine wichtige Rolle spielt. Schon Ricardo wies darauf hin, daß die in unmittelbarer Nähe der Zylinderdeckelflächen befindlichen Teile des Brennstoffluftgemisches nur sehr schleppend verbrennen, da der Einfluß der Wand sehr

stark ist. Dieser schleppend verbrennende Brennstoffanteil senkt naturgemäß den thermodynamischen Wirkungsgrad. Die einzigen Gegenmittel sind gegeben durch eine geringe Brennraumoberfläche (annähernd halbkugeliger Brennraum) und durch eine lebhaftere Turbulenz der Ladung, da hierdurch die Bildung langsam reagierender Ladungsschichten in der Nähe kalter Wandteile wesentlich vermindert wird.

Es ist weiter oben gezeigt worden, daß beim kleinen Schnellläufer das Verhältnis der Brennraumoberfläche zum arbeitenden Gasgewicht wesentlich höher ist als bei einer Maschine von großem Zylinderhubraum. Diese Wandwirkung wird daher bei kleinen schnelllaufenden Ottomotoren verhältnismäßig größere zusätzliche Verluste verursachen als bei größeren Motoren, da verhältnismäßig mehr Brennstoff in Wandnähe langsam verbrennt. Am Maschinenlaboratorium laufen zur Zeit Versuche an rasch laufenden Motoren, die diese Verlustquelle in Abhängigkeit vom Zylinderhubvolumen näher erforschen sollen.

f) Obige Ausführungen zeigen, daß die nach Möglichkeit getrennte Ermittlung der einzelnen Verlustquellen bei schnelllaufenden Motoren wichtig ist. Im allgemeinen wurden bisher in der Praxis die Motorverluste der Ottomotoren mit dem Schleppversuch bestimmt, wobei der fahrfertige Motor mit einem elektrischen Pendelmotor angetrieben wurde. Hierbei ist aber zu bedenken, daß kurzzeitig wirkende Gasspitzendrücke von nur etwa 10 atü auftreten, so daß die mechanischen Reibungsverluste nicht voll erfaßt werden, da der Einfluß des Gasdruckes nicht mit ermittelt wird. Aber auch die Pumpverluste sind beim Schleppversuch besonders während des Auspuffhubes wesentlich verschieden von denen bei Lastbetrieb. Da außerdem die Triebwerkreibung und die Pumpverluste gemeinsam gemessen werden, so ist eine Trennung nicht möglich, wodurch das Meßergebnis noch mehr an Wert verliert. Es sind daher diejenigen Versuchsmethoden vorzuziehen, die weitgehend die getrennte Ermittlung der einzelnen Verlustquellen ermöglichen.

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Es ist festzustellen, daß von seiten der mechanischen Reibungsverluste dem Verbrennungsablauf bzw. dem gewählten Arbeitsverfahren nur geringe Beschränkungen auferlegt werden, da selbst sehr hohe Gasdruckspitzen fast keine Reibungszunahme ergeben. Auch der Entwicklung sehr rasch laufender Motoren von geringem Zylinderhubvolumen wird durch die mechanischen Reibungsverluste kein Abbruch getan. Hingegen ergeben die an Dieselmotoren zum Zwecke der Gemischbildung angebrachten Brennraumzerklüftungen mit engem Maulquerschnitt beträchtliche hydraulische und zusätzliche Wärmeübergangsverluste, die den spezifischen Brennstoffverbrauch vermehren und die mögliche Leistungsausbeute herabsetzen. Notwendig sind genauere Untersuchungen der die Wärmeverluste im Motor beeinflussenden Größen wie Gasdruck, Gasgeschwindigkeit und Kolbengeschwindigkeit, da die Nusselt'sche Wärmeübergangsformel für hohe Kolbengeschwindigkeiten als nicht genügend genau angesehen werden muß und keine Antwort auf den Einfluß der Gasgeschwindigkeit auf den Wärmeübergang gibt. An Dieselmotoren ist ein ausreichend kurzer Zündverzögerung auch bei sehr hohen Drehzahlen zu verzeichnen, während der Durchbrennzeit erhöhte Aufmerksamkeit ge-



schenkt werden muß. Zur Zeit ist die zu große Durchbrennzeit ein Haupthindernis für die wirtschaftliche Erreichung hoher Drehzahlen bei Dieselmotoren.

Einer der möglichen Wege, um die bei der Gemischbildung und Verbrennung auftretenden hydraulischen und Wärmeübergangsverluste zu beschränken, ist dadurch gegeben, daß der Düse in größerem Umfange die Gemischbildungsarbeit übertragen wird. Dies führt zur Entwicklung von Sonderdüsen, mit denen dann in Zusammenarbeit mit einem angepaßten Brennraum günstige spezifische Brennstoffverbräuche erzielbar sind (z. B. Sauer-Verfahren). Im allgemeinen werden hierbei gleichzeitig kurze Durchbrennzeiten erreicht, die diese Arbeitsverfahren für den Schnellauf geeignet machen. Die gesamte Gemischbildungsarbeit kann jedoch auch von Sonderdüsen allein kaum geleistet werden, so daß eine gewisse, wenn auch geringe Luftbewegung notwendig erscheint, um den Sauerstoff an den Brennstoff heranzutragen. Solche Arbeitsverfahren geben günstige Brennstoffverbräuche, während die Erreichung sehr hoher Nutzdrücke und entsprechend geringer Luftüberschuszahlen gewisse Schwierigkeiten macht.

Am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden sind seit längerem Versuche in Gang, deren Ziel es ist, die einzelnen mechanischen, hydraulischen und thermodynamischen Verluste der schnelllaufenden Otto- und Diesel-Motoren mit besonderen Versuchsmethoden möglichst getrennt zu ermitteln.

Außerdem soll für das Diesilverfahren festgestellt werden, inwieweit durch Verwendung von Spezialdüsen mit guten Gemischbildungseigenschaften die bei den einzelnen Arbeitsverfahren notwendige Luftbewegung auf ein Minimum gesenkt werden kann. Allgemein soll hierbei der Einfluß der Luftbewegung auf die Gemischbildung und den Verbrennungsablauf im Dieselmotor untersucht werden. Diese grundsätzlichen Untersuchungen haben unmittelbare Bedeutung für das Strahleinspritzungsverfahren mit seinen Abarten, für das Wirbelkammerverfahren und für das Luftspeicherverfahren, während die Arbeitsergebnisse für das Vorkammerverfahren nur mittelbar übertragen werden können. Bei diesen Arbeiten wird der Erforschung der Durchbrennzeit besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden, wobei insbesondere der Zusammenhang zwischen Durchbrennzeit und Luftgeschwindigkeit zu klären ist.

Für diese Untersuchungen hat sich als Hilfsmittel das piezoelektrische Druckmeßverfahren als besonders geeignet erwiesen, da hiermit die Energieumsetzung beim Verbrennungsablauf verfolgt werden kann. Am Maschinenlaboratorium ist daher in letzter Zeit mittels dynamischer Eichung von Geber, Verstärker und Aufzeichngerät das piezoelektrische Druckmeßverfahren so durchgebildet worden, daß auch bei den höchsten Drehzahlen quantitativ genaue, auswertbare Diagramme erhalten werden. Dadurch ist die Möglichkeit gegeben, mittels genauer Indizierung die Energieumsetzung beim Verbrennungsablauf zu verfolgen, wodurch ein weiterer Maßstab für die Güte der Gemischbildung erhalten wird. Insbesondere kann mit der jetzt durchentwickelten Druckdifferenzmessung das Zusammenwirken von Hauptbrennraum und abgeschnürtem Teilraum in bezug auf die hierbei auftretenden Verluste näher verfolgt werden.

Eine für Ottomotoren wesentliche Verlustquelle ist darin zu suchen, daß die in der Nähe der Brennraumoberflächen befindlichen Gemischteile infolge der Wandnähe nur schleppend verbrennen, so daß der thermische Wirkungsgrad absinkt. Diese Verlustquelle ist um so einflußreicher, je kleiner das Zylinderhubvolumen des Motors ist. Nähere Untersuchungen in dieser Hinsicht sind im Gange.

Es ist zu hoffen, daß durch die eingehende Untersuchung der oben angedeuteten grundsätzlichen Probleme den Entwicklungsabteilungen der Industrie Unterlagen verschafft werden, die diese für die Weiterentwicklung der motorischen Arbeitsverfahren benötigen.

## Versuchsanlage III.

Im Zweitakt pulsierende Gasdrücke bei beliebigem Spitzendruck.  
Die Pumpverluste sind ausgeschaltet u. der Wärmeverlustdruckabfall ist gering.

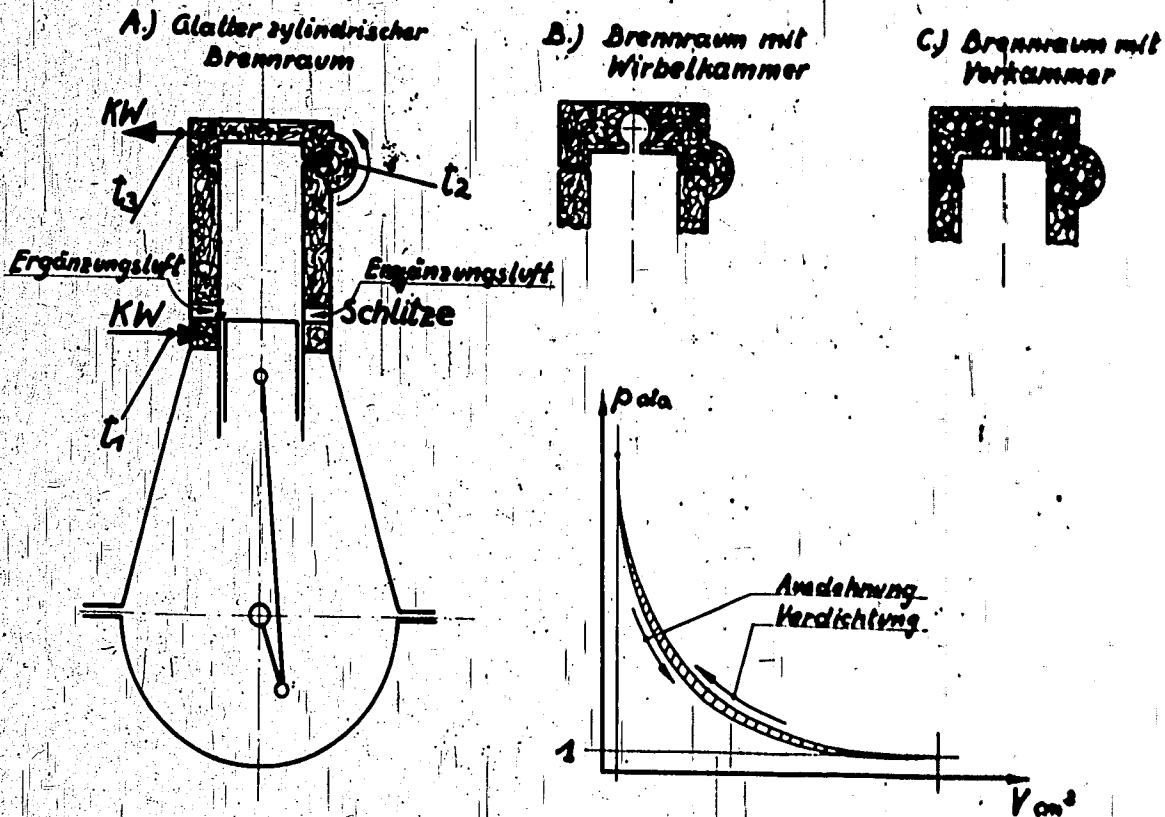


Bild 1

Versuchsanlage für die Erzeugung hoher, im Zweitakt pulsierender Gasdrücke über dem Kolben, wenn der Motor mittels Fremdantrieb angetrieben wird. Schlitze in der Laibuchse ergeben bei Kolbenlage im unteren Totpunkt stets den Gasdruck der äußeren Atmosphäre im Zylinderinneren. Der Gasspitzenruck hängt vom eingestellten Verdichtungsverhältnis ab und ist daher frei wählbar. ( $p_{\max}$  wurde bis auf 92 atü gesteigert.) Pumpverluste treten nicht auf. Die Schlitze in der Laibuchse dienen lediglich der Ergänzung der Gaslässigkeitsverluste der Pleurenringe, es erfolgt also keine Zylinder-spülung durch die Schlitze. Infolge der Wärmeverluste des Gases an die Wand sind die Gasdrücke während des Ausdehnungshubes etwas geringer als während des Verdichtungshubes, wie das gezeichnete p-V-Diagramm zeigt. Versuche mit Zylinderdeckeln mit und ohne Brennraumzerklüftungen ergeben beim Schleppversuch die hydraulischen Überschiebverluste.

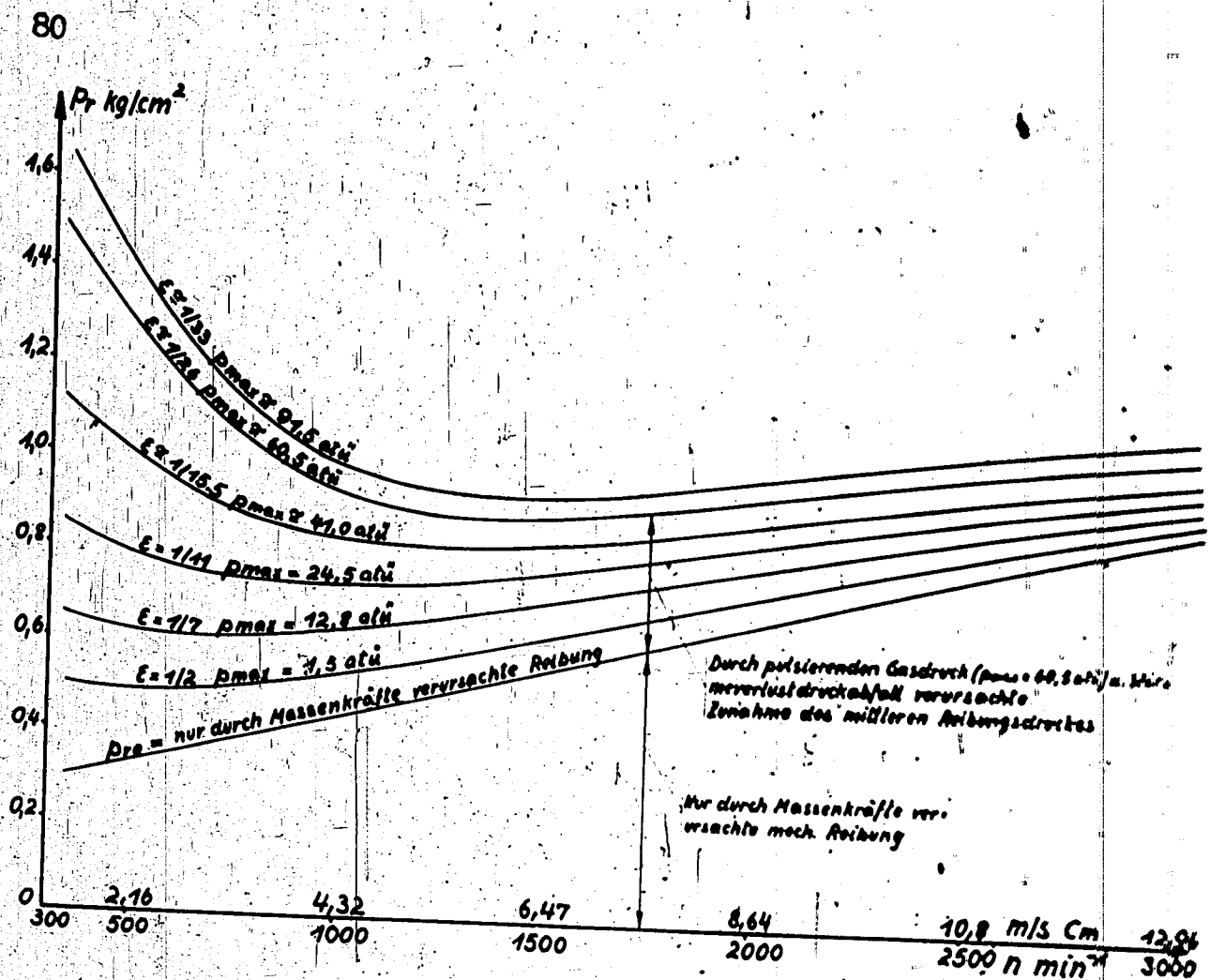


Bild 2

Abhängigkeit der Triebwerkreibung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck  $p_r$  vom Gasspitzenndruck und von der Drehzahl  $n$  bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ . Der mittlere Reibungsdruck  $p_r$  ist unmittelbar vergleichbar mit dem mittleren Nutzdruck  $p_e$ . Die Kurven gelten für das Zweitaktverfahren. Die Kurve  $P_{r0}$  gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenem Zylinderdeckel, also ohne Gasdruckbelastung des Kolbens wieder, so daß lediglich die Massenkräfte den Kurbeltrieb belasten. Die übrigen Kurven geben die Triebwerkreibung bei wachsendem Gasspitzenndruck wieder.

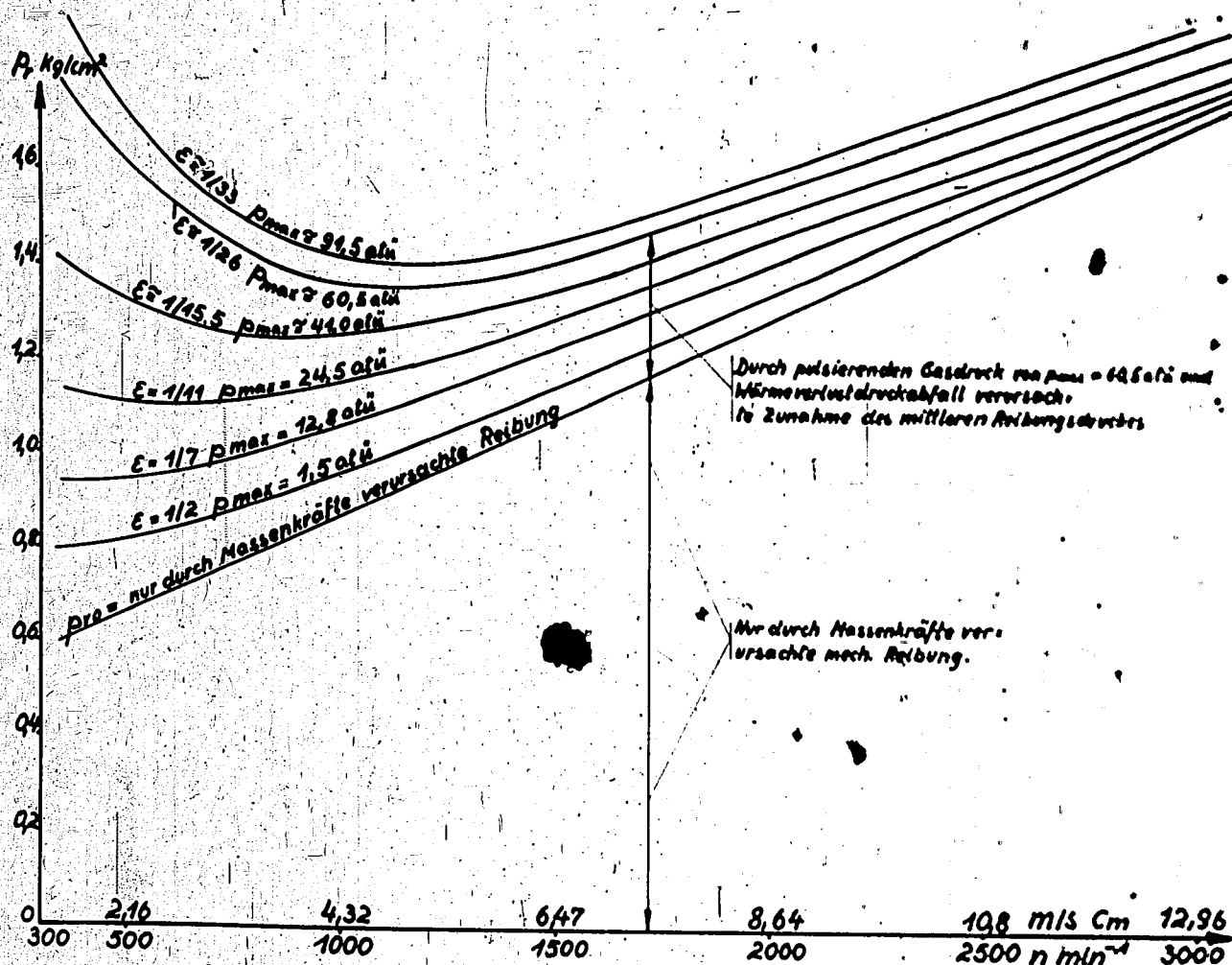


Bild 3

Abhängigkeit der Triebwerkreibung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck  $p_r$  vom Gasspitzen- und von der Drehzahl  $n$  bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ . Der mittlere Reibungsdruck  $p_r$  ist unmittelbar vergleichbar mit dem mittleren Nutzdruck  $p_e$ . Die Kurven gelten für das Viertaktverfahren. Die Kurve  $p_{r0}$  gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenem Zylinderdeckel, also ohne Gasdruckbelastung des Kolbens wieder, so daß lediglich die Massenkräfte den Kurbeltrieb belasten. Die übrigen Kurven geben die Triebwerkreibung bei wachsendem Gasspitzen- und von der Drehzahl  $n$  bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ .

Versuchsanlage I

Pumpverluste verschwindend klein  
 Kolben u. Kolbenringe mit konstantem Gasdruck belastet

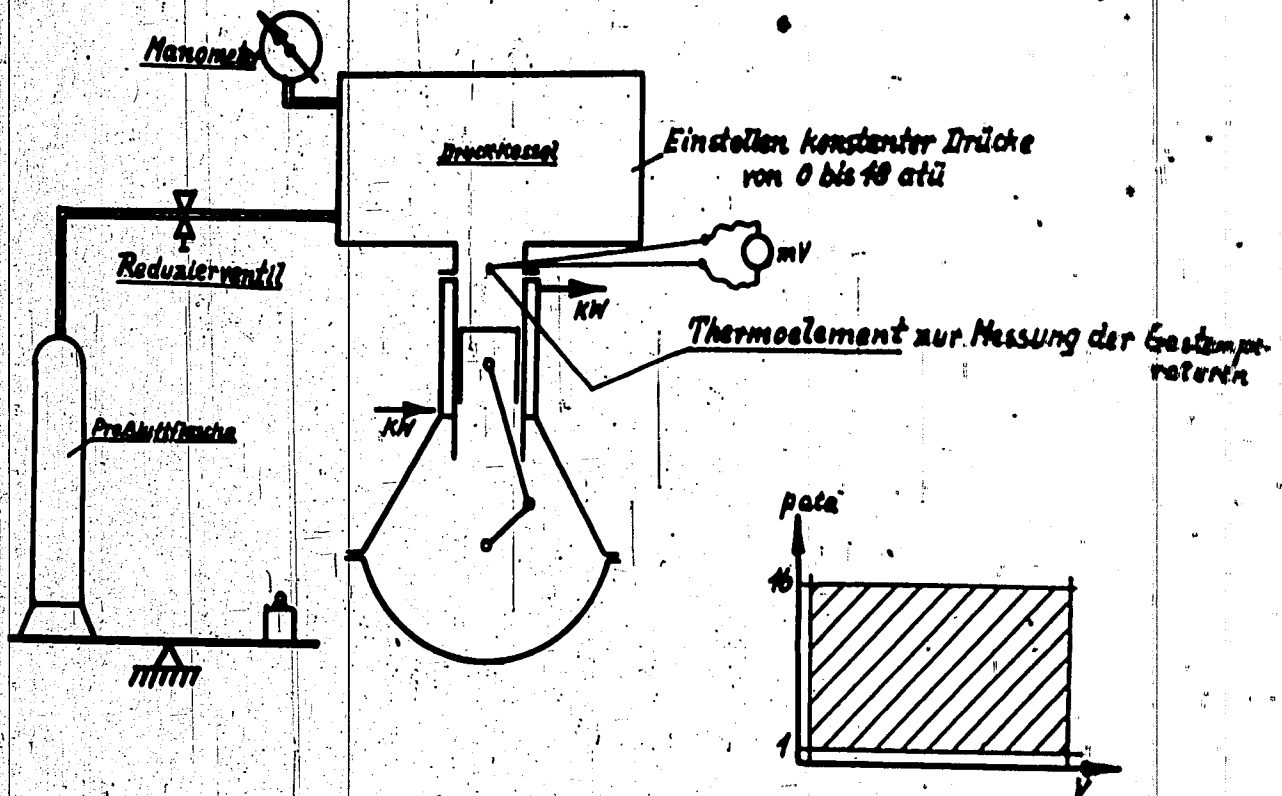


Bild 4

Versuchsanlage für die Erzeugung hoher konstanter Gasdrücke über dem Kolben, wenn der Motor mittels Fremdantrieb angetrieben wird. Ein im Verhältnis zum Hubvolumen großer Druckbehälter wird mit einer kurzen drossellosen Leitung mit dem Arbeitszylinder verbunden. Bei der Kolbenbewegung wird ein p-V-Diagramm von weitgehend konstantem Gasdruck erhalten. Für den Ersatz der Kolbenringlässigkeitsverluste wird von einer Preßluftflasche über ein Reduzierventil Ergänzungsluft zugeführt.

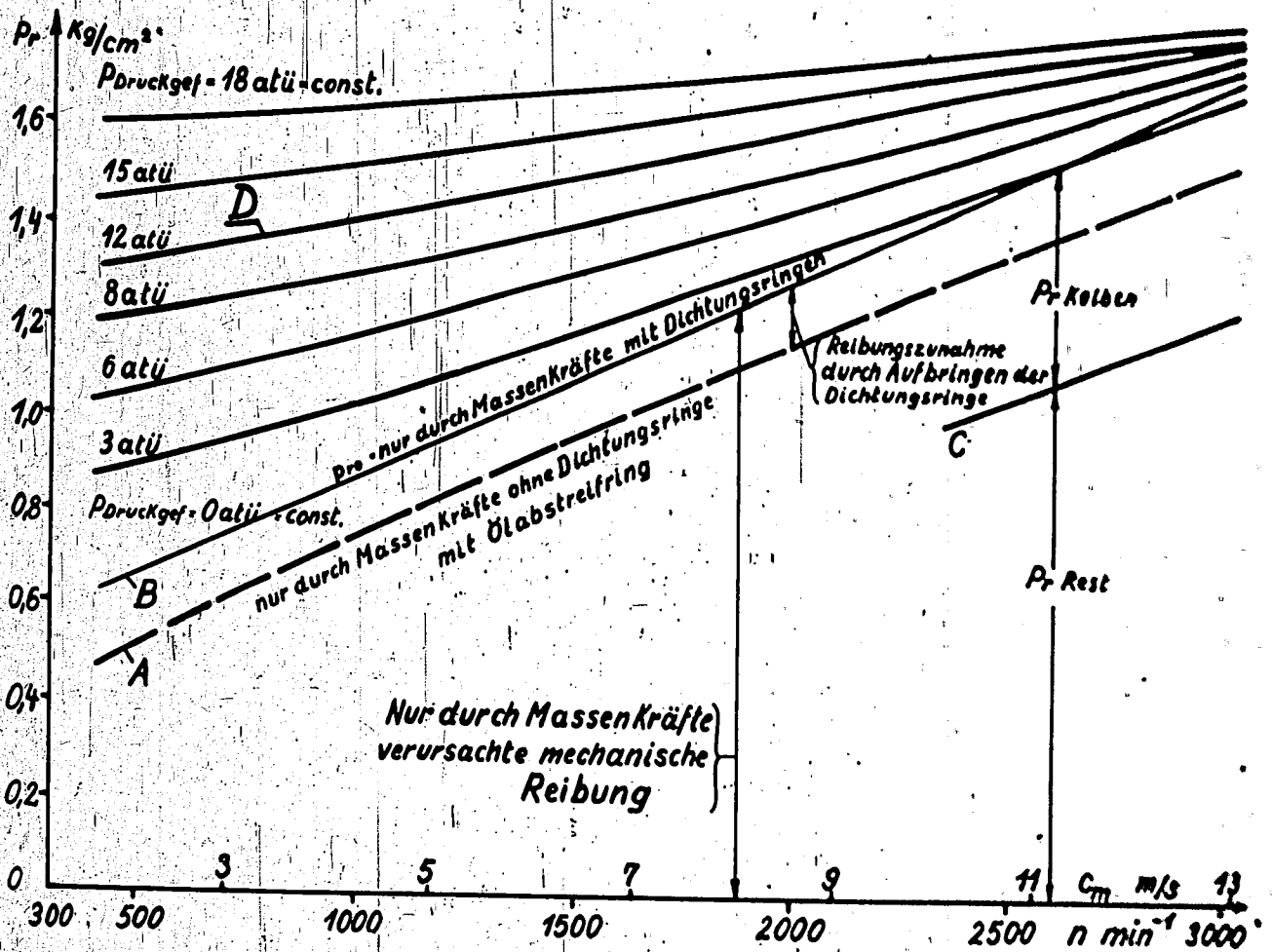


Bild 5

Abhängigkeit der Triebwerkreibung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck  $p_r$  von der Drehzahl  $n$  bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  und von einem konstant den Kolben belastenden Gasdruck von 0 bis 18 atü. Die Kurven gelten für das Viertaktverfahren. Kurve A zeigt die durch die Massenkräfte verursachten Reibungsverluste, wobei keinerlei Gasdruck den Kolben belastet und außerdem die Dichtungsringe entfernt sind. Kurve B gibt die Triebwerkreibung ohne Gasdruck, aber bei aufgebrauchten Kolbenringen wieder. Der Abstand der Kurve B von der Kurve C stellt die Kolbenreibung dar. Die übrigen Kurven gelten für einen den Kolben belastenden konstanten Gasdruck von 3 atü bis 18 atü. Kurve D gibt die gesamte Triebwerkreibung einschließlich der durch einen konstanten Gasdruck von 12 atü erzeugten Reibung wieder, wobei der konstante Gasdruck von 4 Hübten als während zweier Kolbenhübe wirkend gedacht ist.

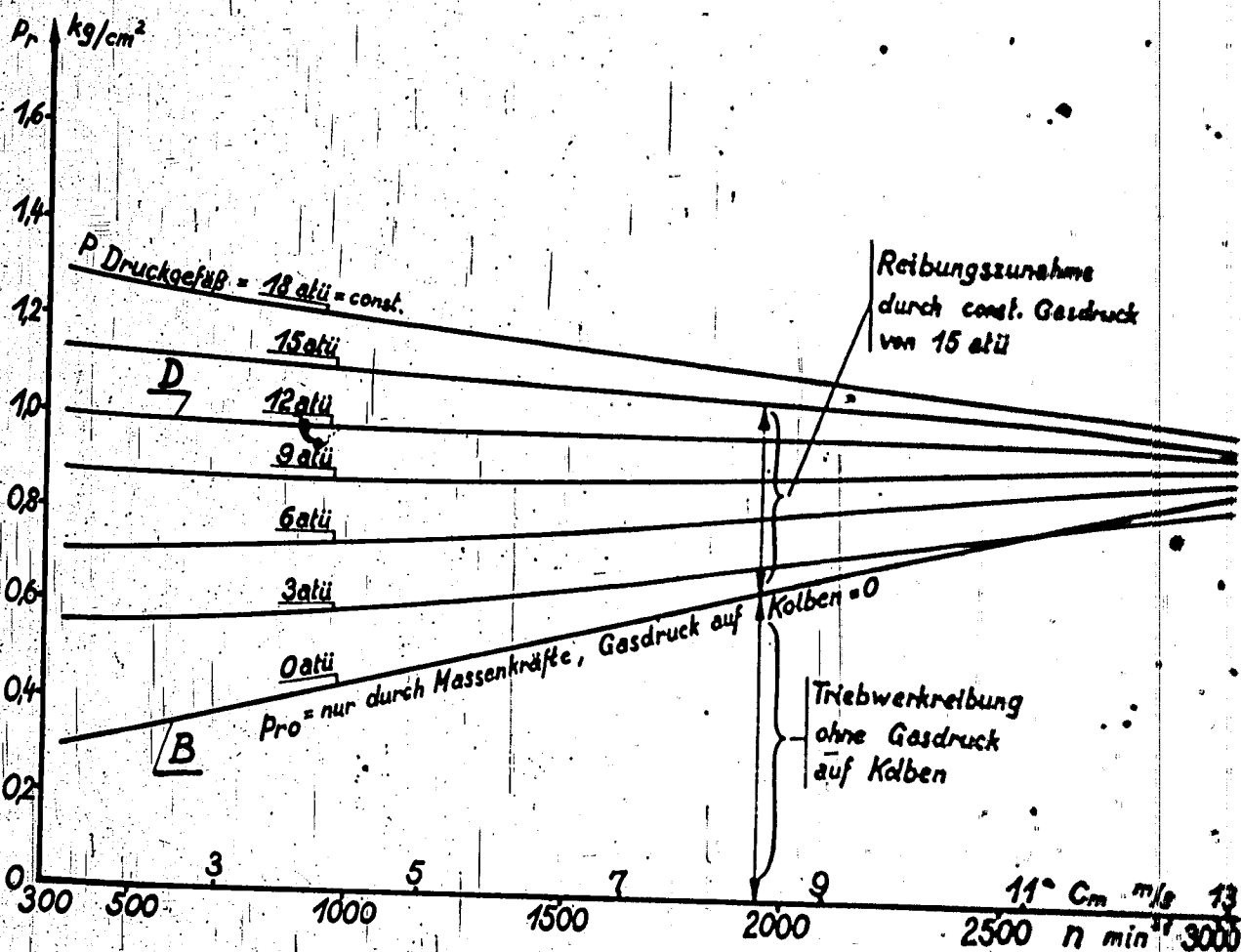


Bild 6

Abhängigkeit der Triebwerkreibung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck  $p_r$  von der Drehzahl  $n$  bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  und von einem konstant den Kolben belastenden Gasdruck von 0 bis 18 atü. Die Kurven gelten für das Zweitaktverfahren. Kurve B gibt die Triebwerkreibung ohne den Kolben belastenden Gasdruck wieder, so daß am Kurbeltrieb lediglich die Massenkräfte wirksam sind. Die übrigen Kurven gelten für einen den Kolben belastenden konstanten Gasdruck von 3 bis 18 atü. Kurve D gibt die gesamte Triebwerkreibung einschließlich der durch einen konstanten Gasdruck von 12 atü erzeugten Reibung, wobei der konstante Gasdruck sowohl während des Verdichtungs- als auch während des Ausdehnungshübes wirkt.



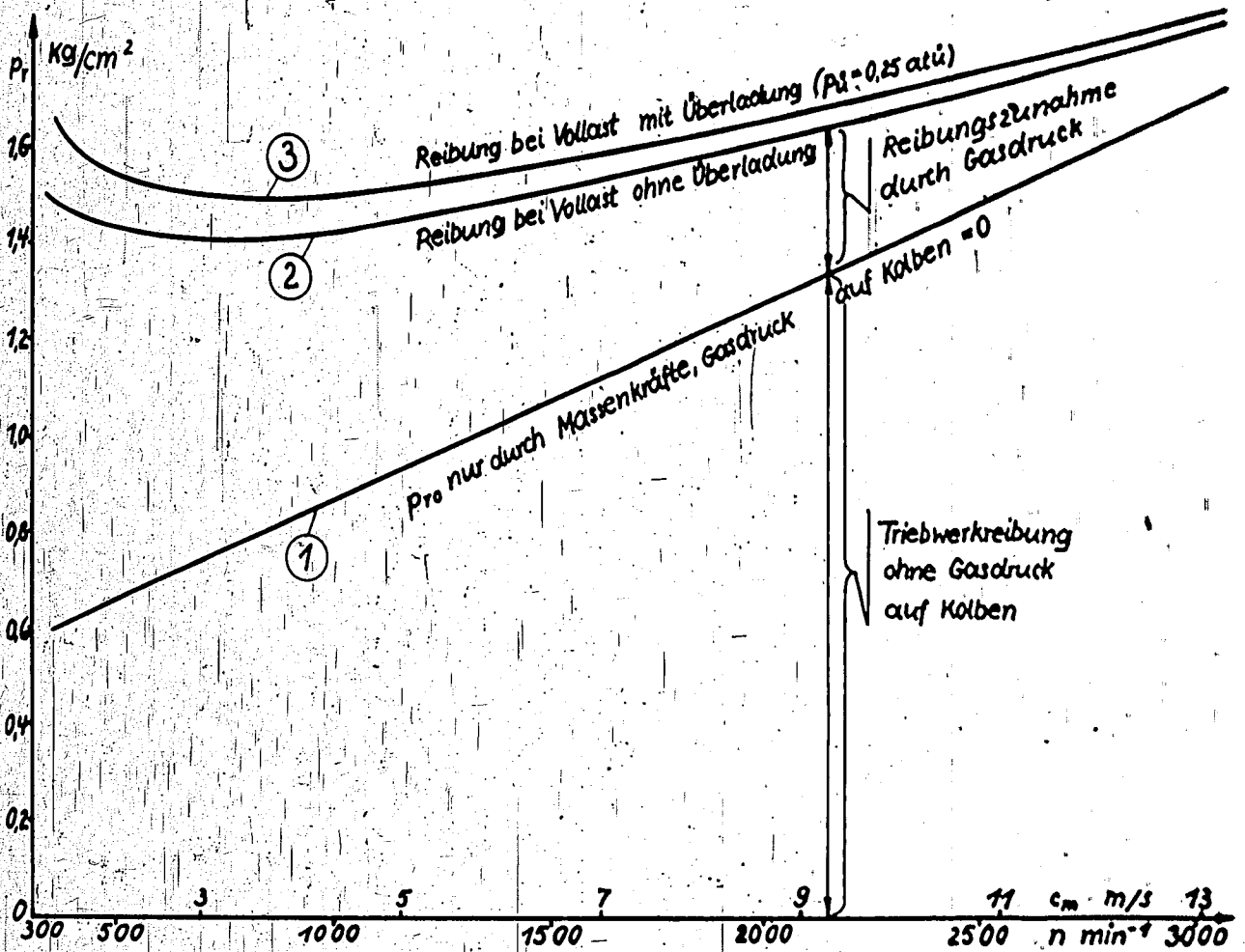


Bild 7

Die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb und bei Überladung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck  $p_f$  und aufgetragen über der Drehzahl  $n$  bzw. über der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ . Die Kurven beziehen sich auf das Vier-taktverfahren und auf Maschinen mit Gleitlagern.

Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung wieder, wenn kein Gasdruck den Kolben belastet, so daß lediglich die Massenkräfte wirken.

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb, also einschließlich des Einflusses des den Kolben belastenden Gasdruckes.

Kurve 3 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb mit Überladung von  $p_u = 0,25 \text{ atü}$  wieder.

Die Kurven gelten mit geringen Abweichungen für Otto- und Dieselmotoren mit einem Zylinderhubvolumen von  $270 \text{ cm}^3$  bis  $1600 \text{ cm}^3$ , wenn der Betrachtung die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  zugrunde gelegt wird.

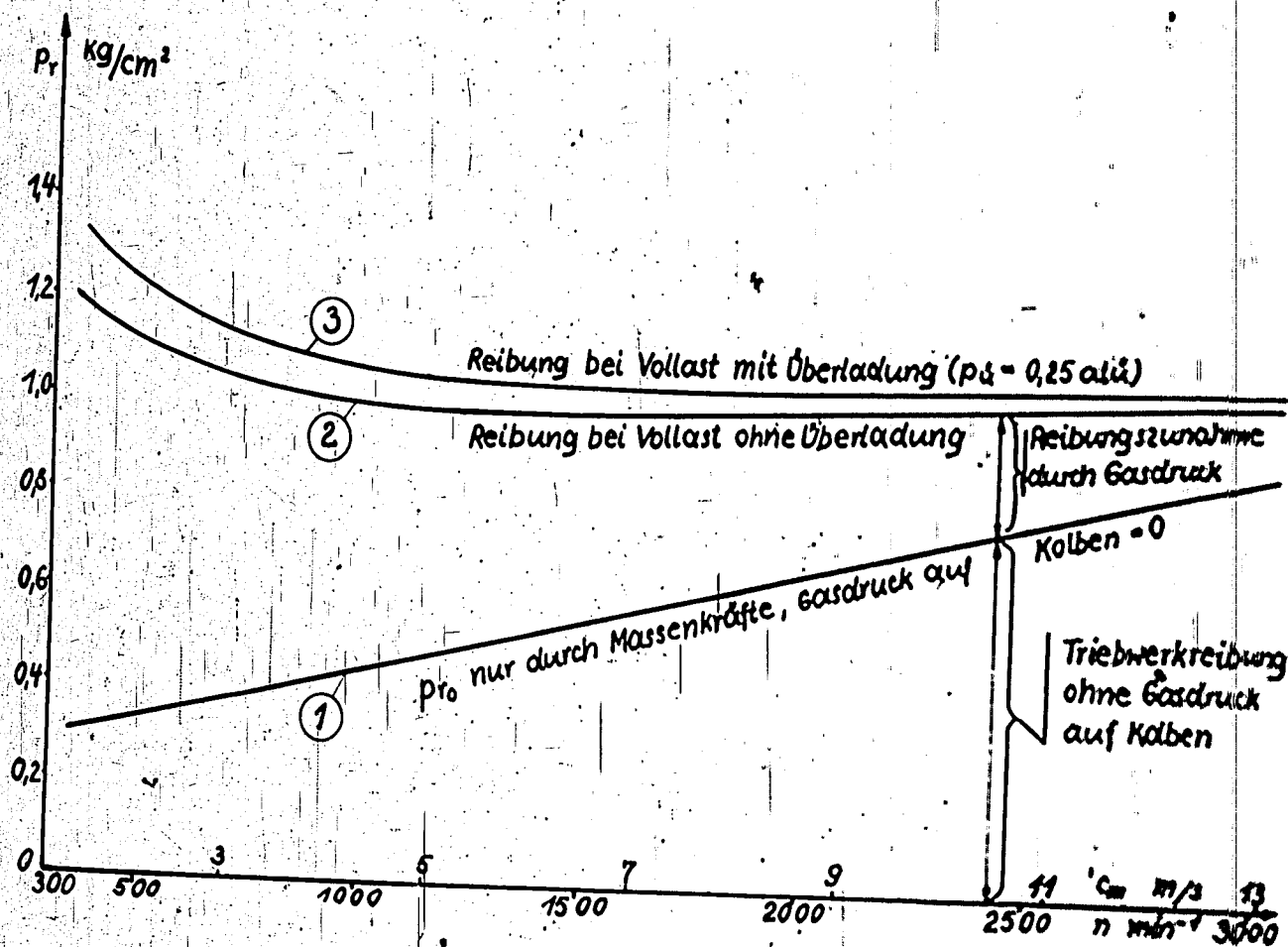


Bild 8

Die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb und bei Überladung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck  $p_r$  und aufgetragen über der Drehzahl  $n$  bzw. über der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ . Die Kurven beziehen sich auf das Zweitaktverfahren und auf Maschinen mit Gleitlagern.

Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung wieder, wenn kein Gasdruck den Kolben belastet, so daß lediglich die Massenkräfte wirken.

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb, also einschließlich des Einflusses des den Kolben belastenden Gasdruckes.

Kurve 3 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb mit Überladung von  $p_{\text{ü}} = 0,25 \text{ atü}$  wieder.

Die Kurven gelten mit geringen Abweichungen für Otto- und Dieselmotoren mit einem Zylinderhubvolumen von  $270 \text{ cm}^3$  bis  $1600 \text{ cm}^3$ , wenn der Betrachtung die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  zugrunde gelegt wird.

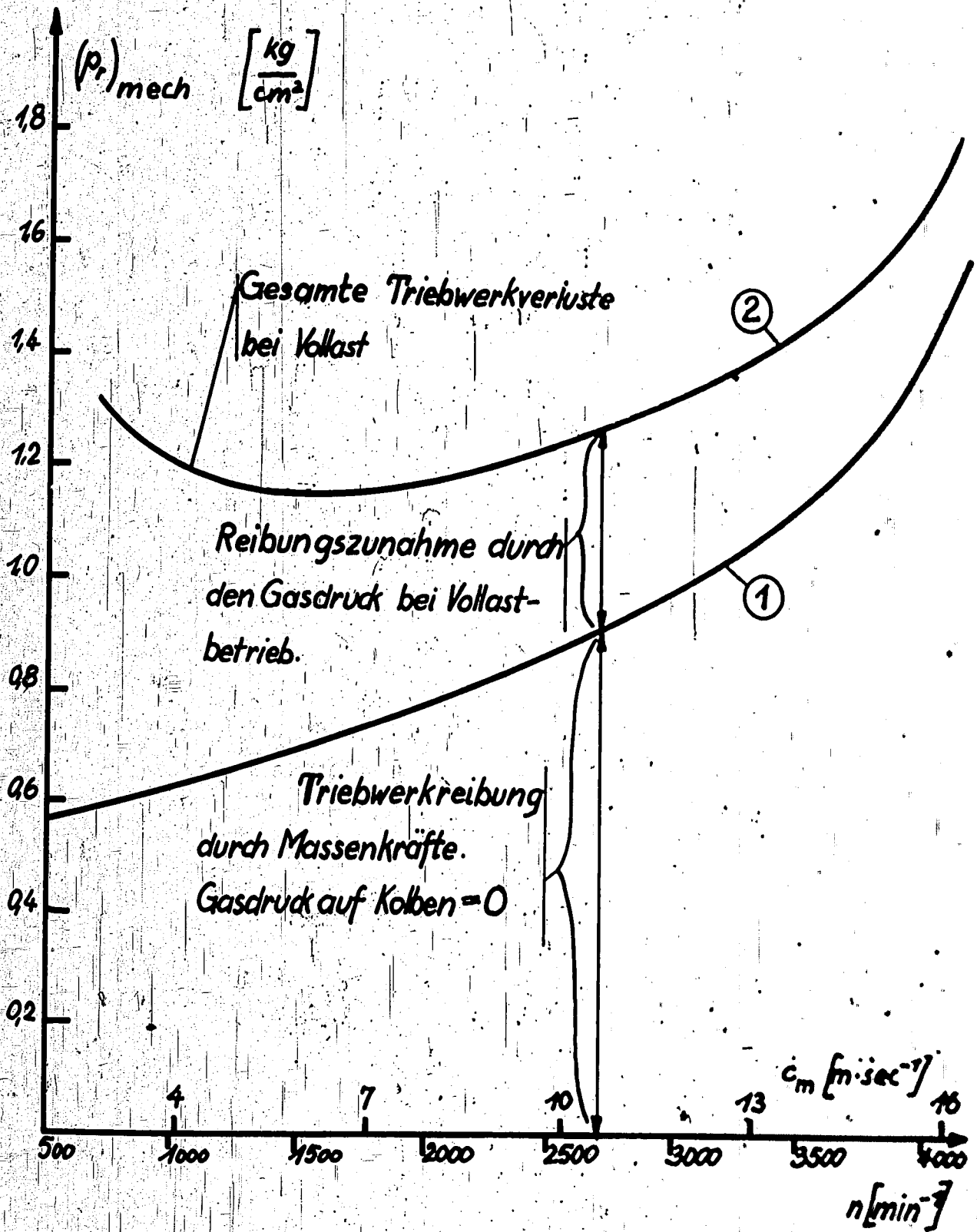


Bild 9

Die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck  $p_r$  und aufgetragen über der Drehzahl  $n$  bzw. über der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ . Die Kurven beziehen sich auf das Viertaktverfahren und auf eine Maschine mit Rollenlagern. (Bohrung  $D = 80 \text{ mm}$ , Hub  $s = 117,5 \text{ mm}$ , Zylinderhubvolumen  $V_h = 590 \text{ cm}^3$ ) Die mittleren Reibungsdrücke  $p_r$  sind unmittelbar vergleichbar mit dem mittleren Nutzdruck  $p_e$ .

Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung wieder, wenn kein Gasdruck den Kolben belastet, so daß lediglich die Massenkräfte wirken.

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb, also einschließlich des Einflusses des den Kolben belastenden Gasdruckes wieder.

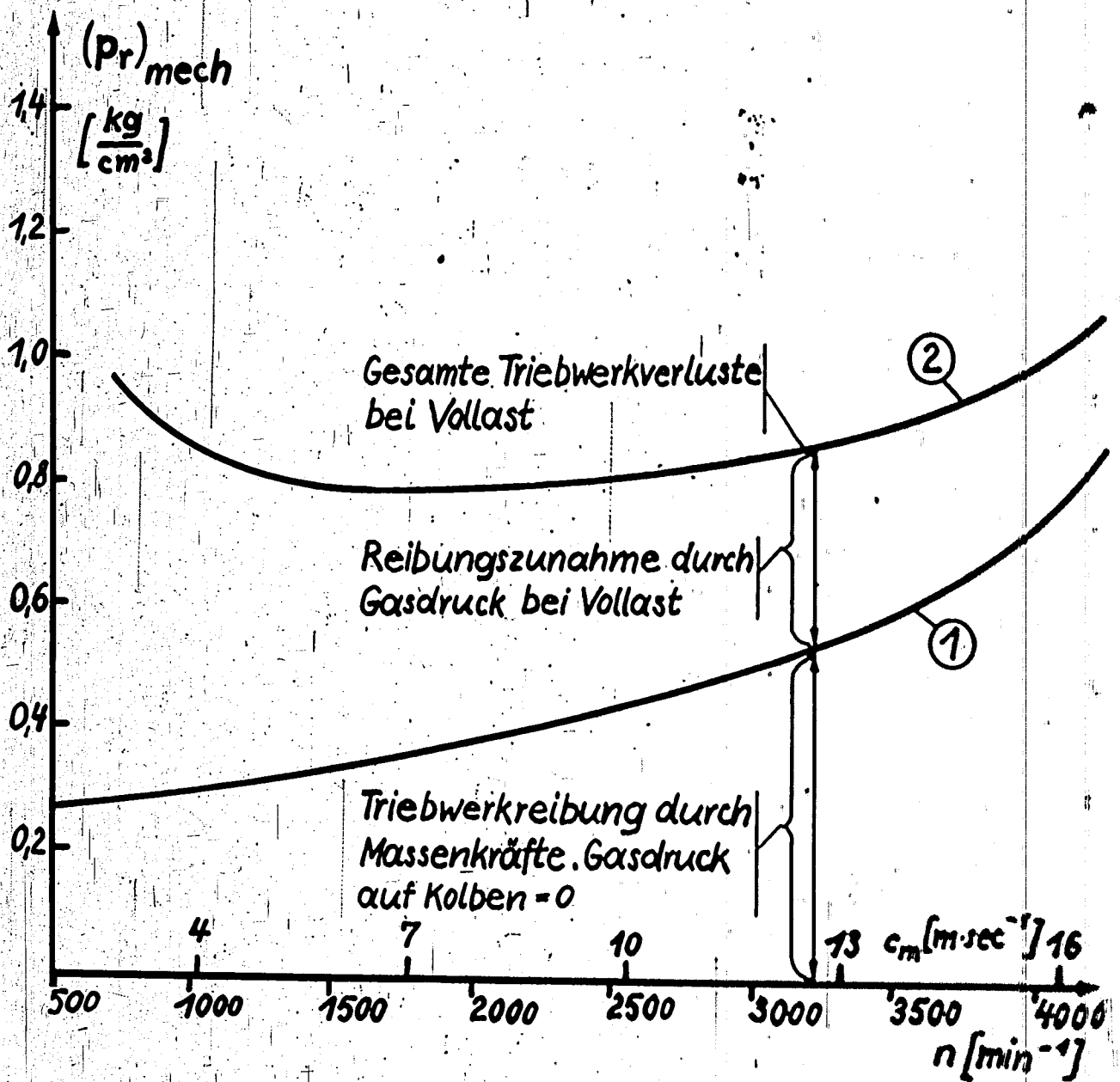


Bild 10

Die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck  $p_r$  und aufgetragen über der Drehzahl  $n$  bzw. über der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ . Die Kurven beziehen sich auf das Zweitaktverfahren und auf eine Maschine mit Rollenlagern. (Bohrung  $B = 80$  mm, Hub  $s = 117,5$  mm, Zylinderhubvolumen  $V_h = 590$   $cm^3$ ) Die mittleren Reibungsdrücke  $p_r$  sind unmittelbar vergleichbar mit dem mittleren Nutzdruck  $p_e$ .

Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung wieder, wenn kein Gasdruck den Kolben belastet, so daß lediglich die Massenkräfte wirken.

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb wieder, also einschließlich des Einflusses der den Kolben belastenden Gasdrücke.

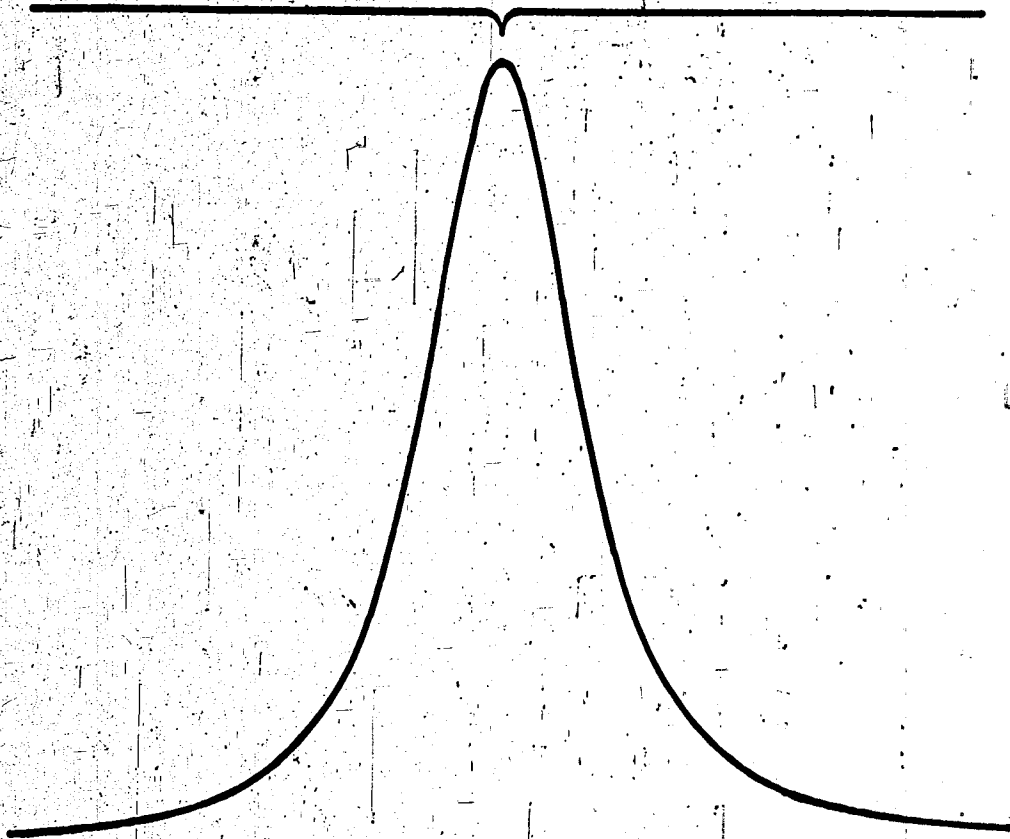


Bild 11

Ausschnitt aus einem beim Schleppversuch mit dem piezoelektrischen Druckmeßverfahren gewonnenen Druck-Zeit-Diagramm. Das Diagramm wurde an der Versuchsanlage nach Bild 1 gewonnen. Die starken Druckanstiege sind deutlich zu erkennen.

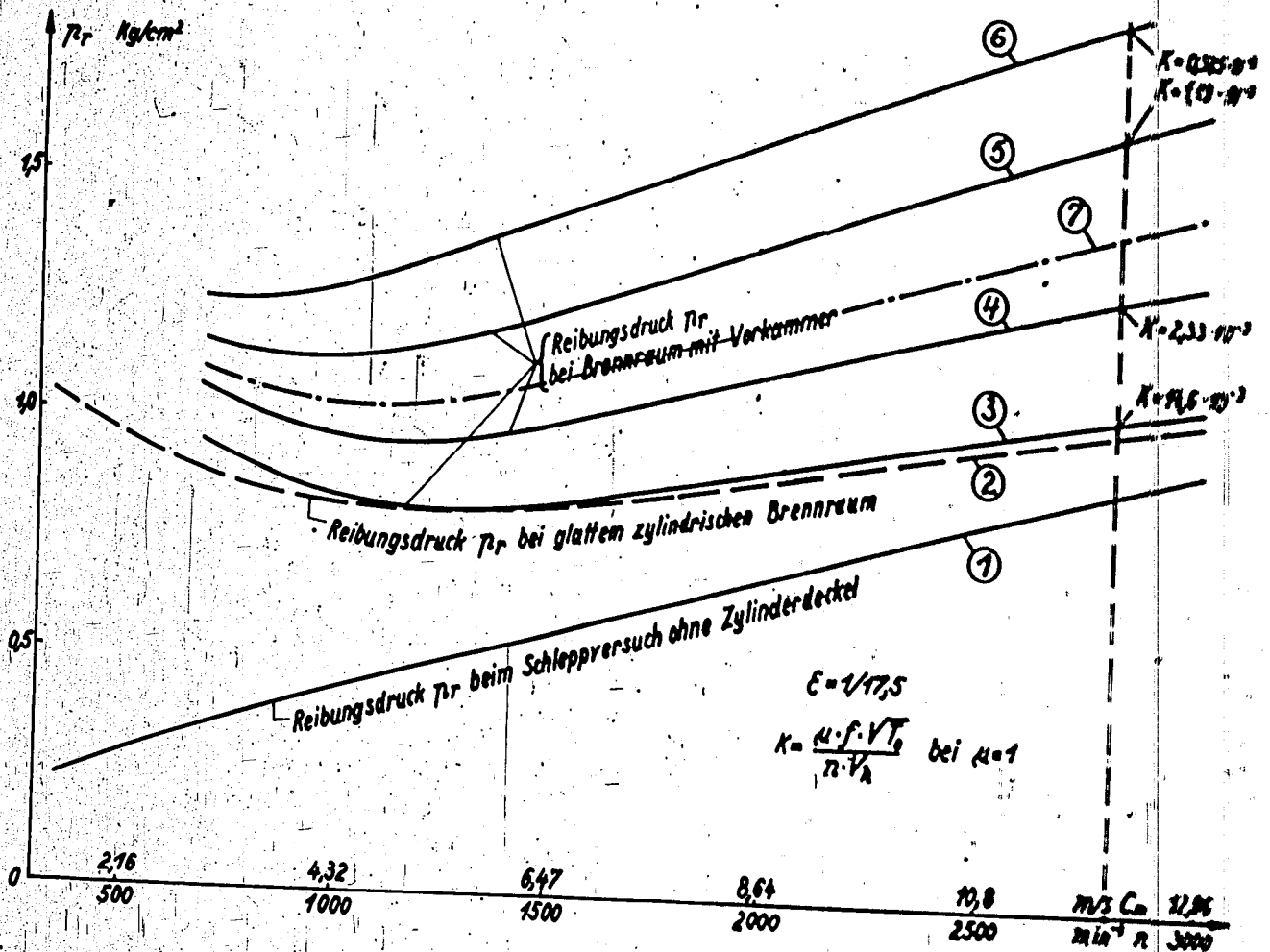


Bild 12

Abhängigkeit der durch die Vorkammer verursachten hydraulischen Überschiebverluste vom Maulquerschnitt der Vorkammer und von der Drehzahl bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ .

Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenem Zylinderdeckel wieder (Massenkraftreibung).

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei glattem zylindrischem Brennraum an (Verdichtungsverhältnis  $\epsilon = 17,5$ ).

Kurven 3, 4, 5, 6 geben die durch eine Vorkammer mit vier verschiedenen Maulquerschnitten verursachten hydraulischen Verluste an. Das Vorkammervolumen beträgt 30 % des gesamten Verdichtungsraumes. Die Überschiebverluste sind dargestellt durch den Abstand der Kurven 3, 4, 5, 6 von Kurve 2.

Kurve 7 stellt die bei handelsüblichen Motoren mit  $V_{vor} = 0,3 \cdot V_C$  zu erwartenden hydraulischen Verluste dar, da bei diesen Motoren üblicherweise eine Vorkammerkonstante von  $K = 1,60$  bis  $1,90 \cdot 10^{-3}$  verwendet wird. Die zugehörigen Überschiebverluste sind dargestellt durch den Abstand der Kurve 7 von Kurve 2, wobei der abgelesene  $\Delta p_r$ -Wert unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck  $p_e$  verglichen werden kann.

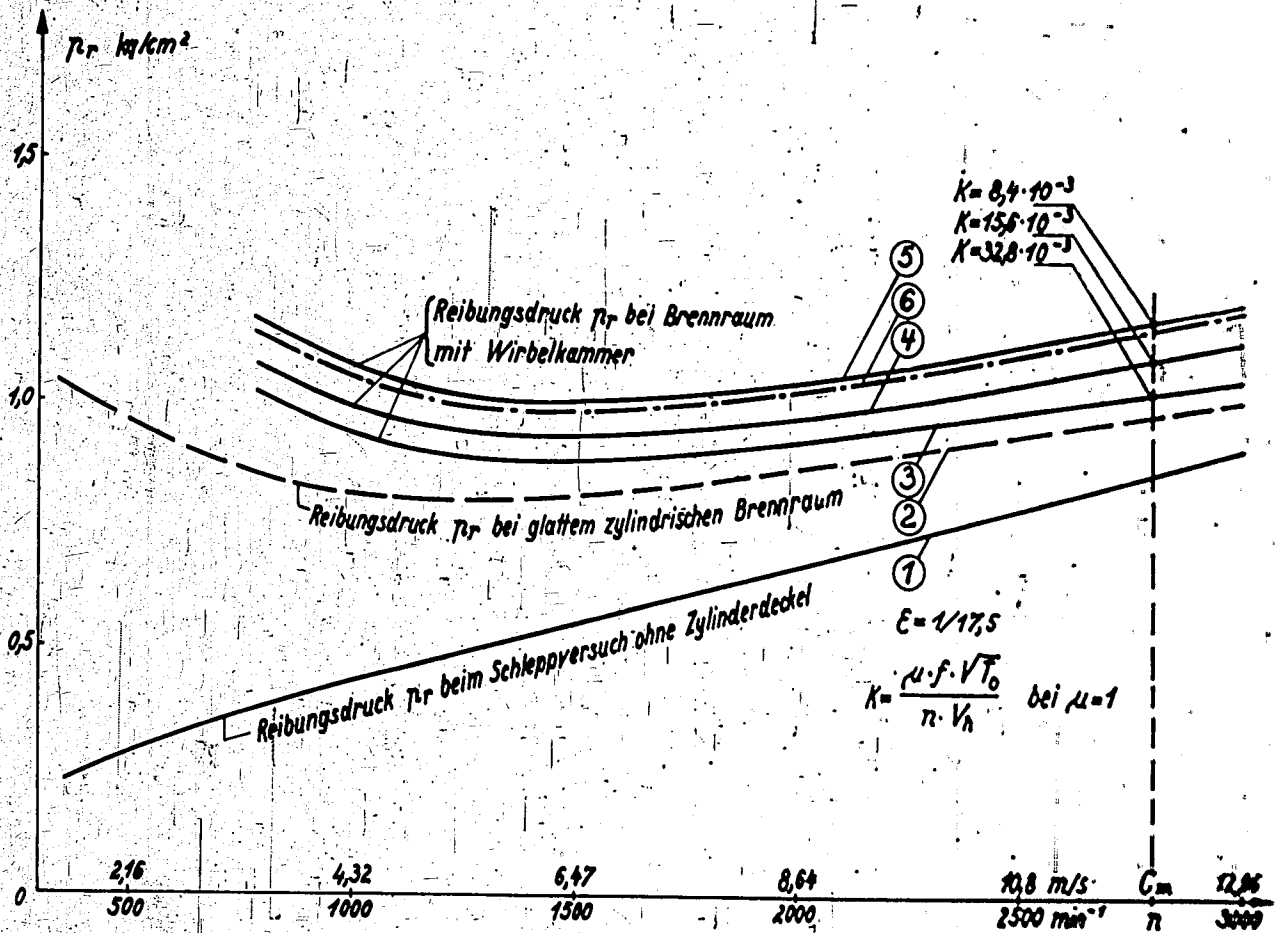


Bild 13

Abhängigkeit der durch die Wirbelkammer verursachten hydraulischen Überschiebverluste vom Maulquerschnitt der Wirbelkammer und von der Drehzahl bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$ .  
Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenem Zylinderdeckel wieder (Massenkraftreibung).

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei glattem zylindrischem Brennraum an (Verdichtungsverhältnis  $\epsilon = 17,5$ ).

Kurven 3, 4, 5 geben die durch eine Wirbelkammer mit drei verschiedenen Maulquerschnitten verursachten hydraulischen Verluste an. Das Wirbelkammervolumen beträgt 75 % des gesamten Verdichtungsraumes. Die Überschiebverluste sind dargestellt durch den Abstand der Kurven 3, 4, 5 von Kurve 2.

Kurve 6 stellt die bei handelsüblichen Motoren mit  $V_{Wir} = 0,75 \cdot V_C$  zu erwartenden hydraulischen Verluste dar, da bei diesen Motoren üblicherweise eine Wirbelkammerkonstante von  $K = 8 - 10 \cdot 10^{-3}$  verwendet wird. Die zugehörigen Überschiebverluste sind dargestellt durch den Abstand der Kurve 6 von Kurve 2, wobei der abgelesene  $\Delta p_r$ -Wert unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck  $p_e$  verglichen werden kann.

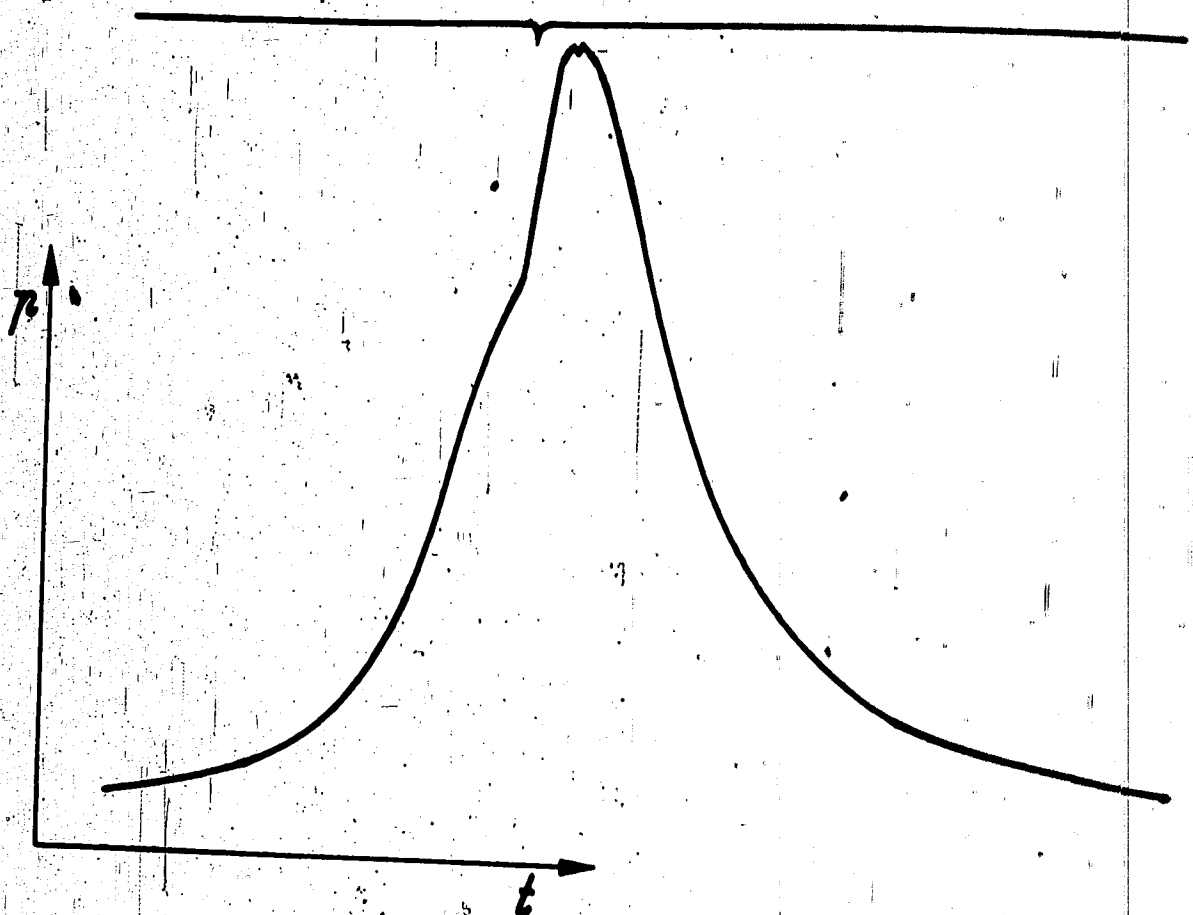


Bild 14

Ausschnitt aus einem an einem Dieselmotor bei Vollastbetrieb gewonnenem Druck-Zeit-Diagramm. Obgleich das Diagramm einen raschen Druckanstieg im oberen Totpunkt zeigt und in der Nähe des Druckmaximums gut füllig ist, ist trotzdem bei diesem Motor eine zu große Durchbrennzeit vorhanden, die den spezifischen Brennstoffverbrauch ungünstig beeinflusst.



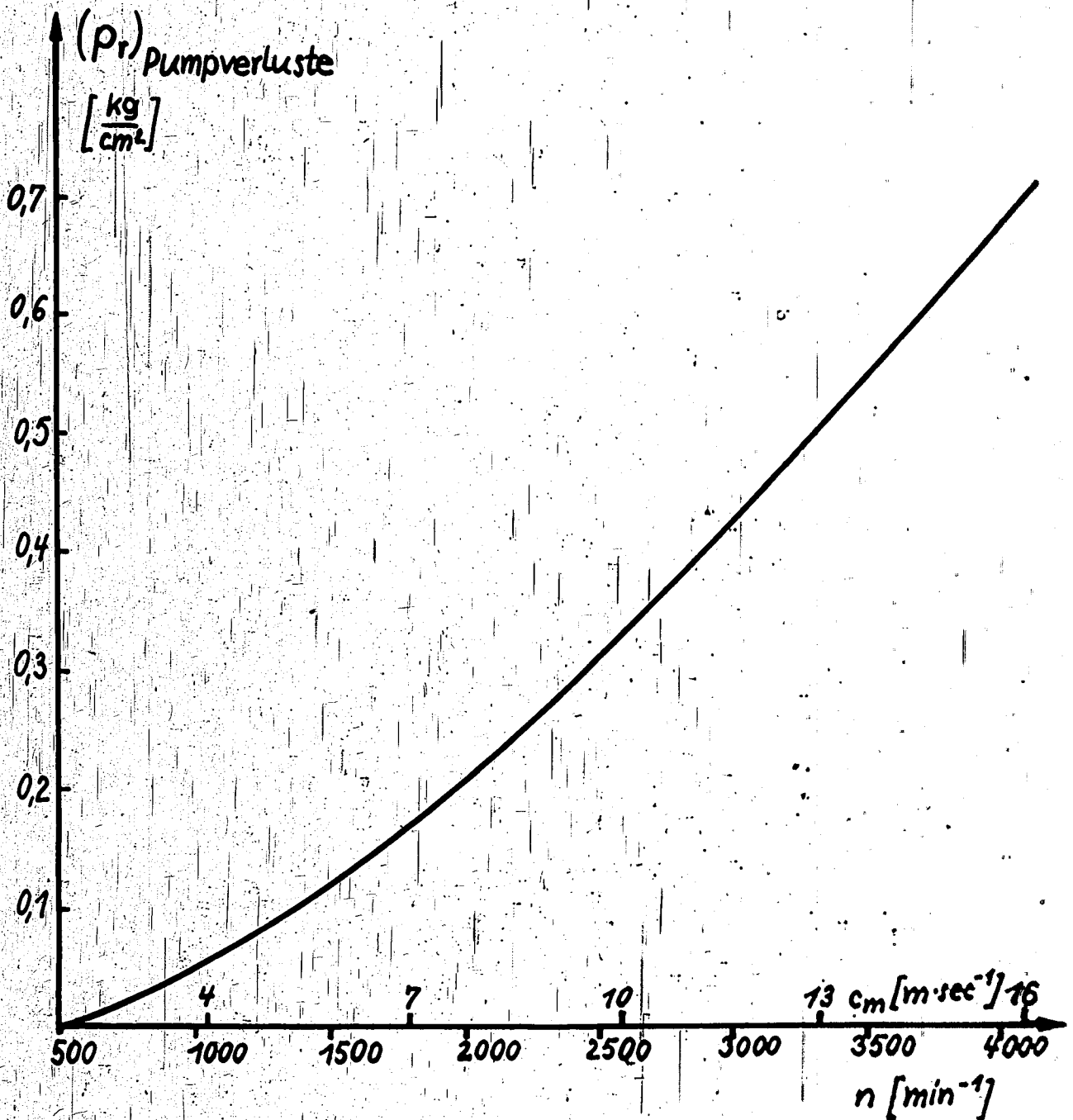


Bild 15

Abhängigkeit der Pumpverluste ausgedrückt durch  $(p_r)$  Pumpverlust von der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  bzw. von der Drehzahl  $n$ . Es ist zu erkennen, daß bei höheren Drehzahlen bzw. Kolbengeschwindigkeiten mit einem raschen Anwachsen der Pumpverluste zu rechnen ist.