

Die Ausbildung des Brennraumes bei Flugmotoren

Von Dipl.-Ing. H. CAROSELLI, Berlin-Adlershof.

Die thermodynamischen und strömungstechnischen Vorgänge im Inneren des Brennraumes von Otto- und Diesel-Motoren werden beschrieben. Es wird insbesondere der Stand der Forschung über die Gaswechselvorgänge, die Gasbewegung im Zylinder, den Verbrennungsvorgang dargelegt, soweit diese Vorgänge für die Formgebung des Brennraumes von Bedeutung sind. Die Zusammenhänge zwischen Ventilanordnung und Brennraumform, die Anordnung der Zündkerzen und Kraftstoffdüsen werden entsprechend dem Stand der Technik behandelt, über die Wärmebelastung des Brennraumes werden Unterlagen an Hand von theoretischen und experimentellen Ergebnissen gegeben.

I. Vorbemerkung

II. Begriffsbestimmungen

III. Rauminhalt des Brennraumes

IV. Zustände und Vorgänge im Brennraum

1. Die Gaswechselvorgänge
2. Gaszustände nach und vor der Verbrennung
3. Gasbewegungen im Zylinder
4. Die Wirkung der Brennraumwirbel
5. Fortpflanzung der Flamme

V. Ventilanordnung und Brennraumform

VI. Die Anordnung der Zündkerzen im Brennraum

VII. Die Anordnung der Einspritzdüsen im Brennraum

VIII. Wärmebelastung des Brennraumes

Zusammenfassung

Schrifttum

9764

524

Die Ausbildung des Brennraumes bei Flugmotoren

I. Vorbemerkung

Im Flugmotorenbau haben sich sowohl für luftgekühlte als auch für flüssigkeitsgekühlte Motoren fast einheitliche Brennräume eingebürgert. Im Gegensatz zum Kraftfahrzeugmotorenbau ist im Flugmotorenbau die Formgebung des Brennraumes so einfach, daß besondere Regeln für seine Gestaltung nach dem heutigen Stand der Technik eigentlich nicht gegeben zu werden brauchten. Die Folge ist, daß die Gestaltungslehre für Flugmotoren bisher nur sehr spärliche konstruktive Regeln für die Brennraumausbildung aufzuweisen hat. In dem Augenblick aber, in dem der ventillgesteuerte Flugmotor an der Grenze seiner Leistungsfähigkeit angelangt ist, und allenthalben Bemühungen erkennbar werden, ihn durch andere konstruktive Formen, z. B. durch schiebergesteuerte Motoren, zu ersetzen, ist eine Vertiefung in die Einzelheiten der im Brennraum sich abspielenden Vorgänge notwendig. Die vorliegende Arbeit will in erster Linie das Verständnis für die Gestaltungsanforderungen der Brennräume fördern; sie befaßt sich daher im wesentlichen mit einer Darstellung der sehr verschiedenartigen Vorgänge in ihnen, ohne fest umrissene konstruktive Rezepte geben zu können. Sie kommt aber hinsichtlich einzelner wichtiger Anforderungen zu eindeutigen Ergebnissen.

II. Begriffsbestimmungen

Volumetrisch bestimmt ist der Totraum des Zylinders der Unterschied zwischen dem Rauminhalt des gesamten Zylinders und dem des Hubraumes, er ist zugleich Endraum des Verdichtungs- und ferner Brennraum — streng genommen nur bei Gleichraumverbrennung —; außerdem ist er für den Pumpvorgang des Viertaktmotors schädlicher Raum des Ansaughubes; beim Zweitaktmotor ist er Totraum für den Spülvorgang.

III. Rauminhalt des Brennraumes

1. Verdichtungsverhältnis

Die Größe des Rauminhaltes des Brennraumes ist bestimmt durch die Größe des Verdichtungsverhältnisses bzw. Dehnungsverhältnisses des Kreisprozesses der Kolbenmaschine. Mit den Bezeichnungen der Abb. 1 und mit ϵ = Verdichtungsverhältnis bestehen folgende Beziehungen:

$$V_2 = V_1 - V_H; V_2/V_1 = \epsilon; V_2 = \frac{V_H}{\epsilon - 1} \quad (1)$$

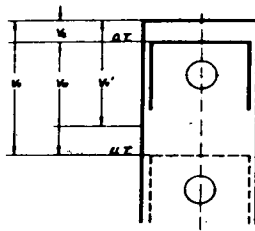
Bei Gleichraumverbrennung ist das Verdichtungsverhältnis gleich dem reziproken Dehnungsverhältnis. (Über das von dieser Regel abweichende thermodynamische Sonderverfahren der „verlängerten Expansion“ sei auf die Arbeit von Löhner und Helmbold [55]*) verwiesen.)

2. Festlegung des Verdichtungsverhältnisses

Bei der Auslegung eines Motors ist das Verdichtungsverhältnis vorgegeben. Seine Wahl ist bestimmt durch

- die Forderung, mit einem hohen Dehnungsverhältnis einen hohen Wirkungsgrad der Energieumsetzung zu erzielen,
- die Grenzen, die dem Höchstdruck im Zylinder durch die Festigkeit des Triebwerks gesetzt sind,
- die Grenzen, die durch die Selbstzündung und die Klopfestigkeit des Kraftstoffs gegeben sind,
- die Klopfestigkeit des gewählten Brennraumes, die durch dessen Form, Abmessungen sowie die

*) Siehe Schrifttum.



V_1 — Gesamter Zylinderraum
 V_2 — Verdichtungsraum = „Brennraum“
 V_3 — Hubraum
 V_4 — Abschlußraum (z. B. auf Zylinderkopf)
 AT — Obere Totlage
 UT — Untere Totlage

Abb. 1 Raumaufteilung des Arbeitszylinders

Art und Anordnung der Steuerorgane und der Gemischbildungs- und Zündeinrichtungen bestimmt ist.

- e) den Anfangszustand der Verdichtung nach Druck und Temperatur.

Die Bedingungen a, b und c gelten in gleicher Weise für Otto-Motoren und Diesel-Motoren, während die unter c und d genannten Erscheinungen das Verdichtungsverhältnis des Otto-Motors begrenzen. Im Rahmen der vorliegenden Abhandlungen werden insbesondere die unter d und e angeführten Umstände behandelt werden, da sie mit der Brennraumausbildung in unmittelbarem oder mittelbarem Zusammenhang stehen.

a) Besondere Verhältnisse bei Zweitaktmotoren

Bei Zweitaktmotoren mit Schlitzsteuerung, bei denen die wirksame Verdichtung mit dem Abschluß der zuletzt schließenden Schlitzte beginnt, ist zu beachten, daß das Anfangsvolumen der Verdichtung durch das in diesem Augenblick im Zylinder eingeschlossene Volumen V_2 gegeben ist. Die Größe des Totraumes bestimmt sich hier also aus $V_2 = V_1 \cdot \epsilon'$. Hierbei wird ϵ' für den Entwurf festgelegt.

b) Doppelkolben- und Mehrfachkolbenmotoren

Bei Doppelkolbenmotoren (auch U-Zylinder) mit gemeinsamem Brennraum und versetzten Kurbeltrieben findet man die wahre Größe des Hubraumes und des Totraumes durch Addition der einzelnen Kolben-Weg-Kurbelwinkel-Kurven unter Berücksichtigung der Pleuelstangenlängen l_1, l_2 usw. (Abb. 2). Auch hier ist dann $V_2 = \frac{V_H}{\epsilon - 1}$ bzw. $V_2 = V_1 \cdot \epsilon'$. Bei der Konstruktion ist zu beachten, daß der errechnete Verdichtungsraum V_2 von den Kolben dann eingeschlossen wird, wenn die Kurbeln um die Winkel α_{R1}, α_{R2} gegen ihre Totlage versetzt sind. Die Größe von V wird am zweckmäßigsten durch zeichnerische Addition der Volum-Kurbelwinkel-Diagramme gefunden.

Der Winkel α_{R1} der Kurbel 1 ergibt sich aus Abb. 2 zu

$$\lg \alpha_{R1} = \frac{\sin \alpha_{1,2}}{r_1/r_2 + \cos \alpha_{1,2}} \quad (2)$$

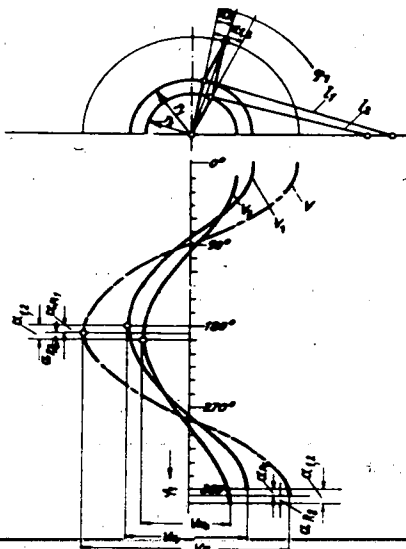


Abb. 2 Ermittlung der Arbeitsräume bei Doppelkolbenmotoren

wobei $\alpha_{1/2}$ = Versetzungswinkel der Kurbeln r_1 und r_2 gegeneinander bedeutet.

Sind die Kolbenflächen $F_{K_1} = F_{K_2} = F_K$, dann ist

$$V_H = 2 \cdot F_K \sqrt{r_1^2 + r_2^2 + 2r_1 r_2 \cdot \cos \alpha_{12}} \quad (8)$$

Arbeiten mehr als 2 Kolben auf einem Totraum, so bleiben die Formeln (2) und (3) anwendbar, wenn für r , der aus r_1 und r_2 resultierende Kurbelradius

$$R = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 + 2r_1r_2 \cdot \cos \alpha_{1,2}} \quad (8a)$$

für r_2, r_3 und für $a_{1,2}, a_{R,2}$ gesetzt wird, usf.

c) Unterteilte Brennräume

Bei Motoren mit unterteilten Brennräumen ist der Verdichtungsraum gleich der Summe der Einzelräume.

IV. Zustände und Vorgänge im Brennraum

1. Die Gaswechselvorgänge

Der Totraum als schädlicher Raum

Der nach den Forderungen einer zweckmäßigen Verdichtung bemessene Totraum des Arbeitszylinders muß für den Pump- und Spülvorgang hingenommen werden. Für einen idealen Ablauf dieser Vorgänge jedoch müßte der Totraum verschwinden. Bei Viertaktmotoren verbleiben am Ende des Ausschubhubes im Totraum Restgase, die die frische Ladung verdünnen und den Füllungsgrad des Ladehubes verschlechtern. Bei Zweitaktmotoren und bei Viertaktmotoren mit Totraumpülung bedeutet der Verdichtungsraum eine Vergrößerung des zu spülenden Zylinderlaufraumes und verursacht daher eine Erhöhung des Spülluftaufwandes und der Spülarbeit. In beiden Fällen bewirken die heißen Wandungen des Totraumes eine Aufheizung der eintretenden frischen Ladung und vermindern damit den Füllungsgrad um so mehr, je größer die von den Frischgasen bestrichenen Oberflächen sind. Viertaktmotoren, bei denen der Verdichtungsraum während der Gaswechselakte verschwindet, sind zwar geplant worden, werden jedoch konstruktiv zu verwickelt.

a) Totraum ausspülung

Bei Flugmotoren ergibt sich wegen der ohnehin vorhandenen Aufladung oder Überladung die einfache Möglichkeit, die Restgase aus dem Totraum auszuspielen und diesen ganz oder teilweise mit Frischgas aufzufüllen. Diese Möglichkeit besteht natürlich nur solange der Gegendruck niedriger liegt als der Ladedruck. Bei Viertakt- und Zweitaktmotoren ist zur Ausspülung und Auffüllung des Totraumes mit Frischgas eine geeignete Überschneidung der Auslaß- und Einlaßsteuerzeiten zu wählen. In Abb. 3 ist das Druckvolumendiagramm des Gaswechsel- oder Pumpvorganges für einen selbstansaugenden Viertaktmotor gezeigt, oder allgemeiner gesehen, für einen Motor, bei dem der Ladedruck gleich oder kleiner ist als der Gegendruck. Die thermodynamischen Vorgänge beim Auffüllen und Ausspielen des Totraumes für den Fall, daß der Ladedruck größer ist als der Gegendruck, sind in den Abb. 4 bis 6 dargestellt. Über die Leistungssteigerung und den Luftdurchsatz von Viertaktspülmotoren s. [58] und insbesondere [9].

b) Folgerungen für die Gestaltung des Totraumes

Aus den Abb. 3 bis 6 und den zugehörigen Erläuterungen lassen sich für die Gestaltung des Totraumes im Hinblick auf günstige Füllung und gute Ausspülung folgende Folgerungen ziehen:

1. der Druckverlust beim Durchströmen der Einlaß- und Auslaßsteuerorgane ($p_i - p_i'$ bzw. $p_g' - p_g$) soll möglichst klein sein. Die Erfüllung dieser Bedingung ergibt eine gute Füllung (Strecke C—D), geringe Lade- und Spülarbeit (bzw. Gaswechselarbeit) und geringe Verdünnung der Frischgase mit Restgasen (Strecke C_1 —C);
2. bei Spülmotoren soll der in den Zylinder eintretende Frischgasstrom während der Überschneidungszeit imstande sein, die Restgase unter geringstmöglicher Vermischung mit ihnen aus den Auslaßorganen zu verdrängen. Mit anderen Worten, der Einlaßstrom soll in fortschreitend geschlossener Front den Zylinderraum auffüllen, den Restgasen den Weg zu den Auslaßorganen frei lassen, ohne selbst auf einem Kurzschlußweg in diese einzudringen.
3. Der zu spülende Zylinderraum soll eine möglichst unzerklüftete Form und glatte Wandungen besitzen, um Festsetzen von Abgasresten zu vermeiden.

Die Forderungen 2 und 3 begünstigen den Spülrungsgrad und vermindern die Spülarbeit.

c) Unterteilte Brennräume bei Dieselmotoren

Die Totraumformen von Motoren mit unterteilten Brennräumen, also insbesondere Dieselmotoren nach dem Vorkammer-, Luftpfeicher- und Wirbelkammerverfahren, sind im Hinblick auf die obigen Forderungen ungünstig. Es ist aber zu berücksichtigen, daß bei diesen Verfahren ein hohes Verdichtungsverhältnis einen kleinen Verdichtungsraum zur Folge hat, so daß die Füllungseinbuße durch Restgasrückstände nicht groß ist.

Doch muß in diesem Zusammenhang auf einen anderen Umstand hingewiesen werden, der sich nachteilig auswirkt. Die Füllung der Nebenzentrenräume vollzieht sich erst während des Verdichtungs Vorganges, in welchem die im Zylinder befindliche Ladung über die Verbindungskanäle vom Hauptzentrumsraum in die Nebenzentrenräume hineingepreßt wird. Der Überströmungsvorgang ist mit einem nicht rückgewinnbaren Druckverlust verbunden, der sich als beträchtlicher zusätzlicher



Abb. 3 Gaswechseldiagramm für selbstansaugende 4-Taktmaschine



Abb. 4 Gaswechseldiagramm für aufgeladene 4-Taktmaschine

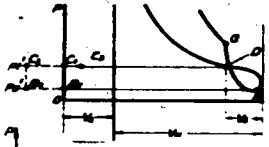


Abb. 5 Gaswechseldiagramm für aufgeladene 2-Taktmaschine

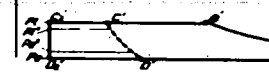


Abb. 6 Ladepumpendiagramm

Anmerkung: Die Diagramme sind ohne Rücksicht auf einen Wärmeaustausch zwischen Gas und Wand oder zwischen Frischgas und Restgas gezeichnet.

Abb. 3 bis 6 Gaswechseldiagramme

licher Pumpverlust geltend macht. Mit Rücksicht auf diese Erscheinungen sind die Verbindungskanäle zwischen den einzelnen Teilbrennräumen so groß auszuführen, wie die Forderungen des Arbeitsverfahrens es gestatten.

2. Gaszustände nach und vor der Verbrennung

Bestimmend für die Vorgänge im Totraum sind naturgemäß die Gaszustände und ihr Wechsel während eines Kreisprozesses. In den Abb. 7 und 8 sind für einen Otto- und einen Diesel-Prozess Drücke und Temperaturen an den wesentlichsten Punkten der Kreisprozesse angegeben. Die Angaben der Abbildungen und der Zahlentafel 1 sind gültig für die verzeichneten Verdichtungsverhältnisse und Anfangszustände im Punkte A. Druck und Temperatur beim Beginn der Verdichtung sind für den weiteren Verlauf der Zustandsänderung aber von wesentlicher Bedeutung. Der Anfangszustand bei Beginn der Verdichtung ist nicht nur primär bestimmt durch den Zustand der Ladung vor dem Eintritt in den Zylinder, sondern auch durch eine Reihe wichtiger sekundärer Einflüsse, die in den folgenden Abschnitten besprochen werden.

3. Gasbewegungen im Zylinder

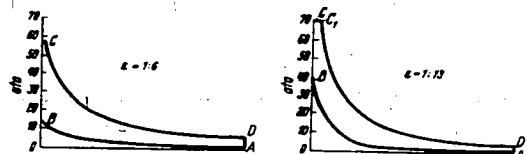
Neben Druck und Temperatur ist auch der Bewegungszustand der Gase im Zylinder für die Vorgänge während des Arbeitsprozesses von maßgeblicher Bedeutung.

a) Gasbewegung durch Ladevorgang

Beim Eintreten der Ladung in den Zylinder wird eine kinetische Energie $\frac{1}{2} \rho \cdot w^2 \cdot dG$ in den Zylinder eingebracht, deren Größe von der Dichte der Ladung vorwiegend aber von der Größe der Geschwindigkeit abhängt. Diese Energie bewirkt eine mehr oder weniger geordnete Bewegung der Ladung im Zylinder.

- P_i = Druck im Zylinder bei Beginn der Verdichtung
- P_l = Ladedruck vor Einlaßorganen
- P_g = Restgasdruck im Zylinder nach Restgasentspannung bzw. Auschub
- P_g = Gegendruck hinter Auslaßorganen
- A — B Auschub (4-Takt), Abgasentspannung (2-Takt)
- B — D Ansaugen (4-Takt), Spülen u. Laden (2-Takt)
- B — C Dehnen bzw. Verdichten der Restgase im Totraum ohne Steuerzeitüberschneidung
- C — D Ladevolumen ohne Steuerzeitüberschneidung
- C_1 — D Ladevolumen bei vollständiger Ausspülung des Zylinders
- V_R im Zylinder verbleibendes Restgasvolumen vom Druck p_i
- V_R im Totraum befindliches Frischgasvolumen
- B' — C' angesaugtes Frischgasvolumen vom Druck p_i
- C_2 — D gesamtes aufgewandtes Lade- und Spülvolumen bei Druck p_i
- B' — C' gesamtes aufgewandtes Lade- und Spülvolumen bei Druck p_i
- D_2 — A' bei p_g angesaugtes gesamtes Spül- und Ladevolumen
- A' — B' — C' — D' Ladearbeit bei nicht überschrittenen Steuerzeiten
- A' — B' — C' — D' Ladearbeit und Spülarbeit bei überschrittenen Steuerzeiten
- C_3 — D im Zylinder verbleibendes Frischgasvolumen
- C_3 — C' durchgespültes Frischgasvolumen
- C_3 — D η_{sp} = Spülvirkungsgrad

Sie wird durch die Reibung und den Stoß der Gasteilchen aneinander und an den Wandungen des Zylinders aufgezehrt. Sie bleibt aber, wie die Erfahrung lehrt, über einen großen Teil des Kreisprozesses erhalten [8]. Die Abb. 9 und 10 zeigen den Verlauf der Gasgeschwindigkeiten in einem fremdangetriebenen zweiventiligen Zylinder mit etwa 3,8 l Hubraum bei fremdangetriebenem Kolben nach Messungen von Wenger [8]. Abb. 9 zeigt das Abklingen der im Ladehub angefahrenen Gasbewegung während der folgenden Hübe. Abb. 10 gibt die mittleren Gasgeschwindigkeiten während der einzelnen Arbeitstakte und die mittlere Geschwindigkeit während des ganzen Arbeitspiels an, und zwar bei vollgeöffneter Drossel. Wich-



Zahlentafel 1

Punkt	Otto-Motor		Diesel-Motor	
	Druck (atm)	Temp. (°C)	Druck (atm)	Temp. (°C)
A	1,2	100	1,2	100
B	12,5	630	4,2	670
C	3,8	2650	7,0	1250
C ₁	—	—	7,0	1070
D	6,2	1000	4,4	880

Abb. 7 Otto-Motor

Abb. 8 Diesel-Motor

Abb. 7 u. 8 Arbeitsdiagramme

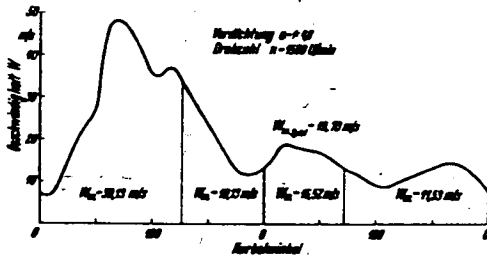


Abb. 9 Ablauf der Gasgeschwindigkeit in einem fremd-angetriebenen Flugmotorenzylinder

tig ist, daß die Änderung der mittleren Gasgeschwindigkeit bei wachsender Drehzahl geringer ist als die der mittleren Kollengeschwindigkeit.

Bei dieser dem BMW VI-Zylinder entsprechenden Anordnung der Einlaßorgane ist eine geregelte Verteilung der Geschwindigkeit über dem Zylinderquerschnitt nicht erkennbar. Dies gilt unter der Bedingung, daß besondere Maßnahmen zur Erzielung eindeutig gerichteter Luftströmung nicht angewandt werden. Mittel, die dieses Ziel mit Erfolg verwirklichen, sind die sogenannten Schirmventile und gerichtete Einlaßkanäle vor den Ventiltellern. Mit dem Ziel, kreisende Luftwirbel im Zylinder zu erzeugen, sind Schirmventile vornehmlich bei Einspritzmotoren mit Fremdzündung [61], [53], [11], aber auch bei Volldieselmotoren angewandt worden. An solchen hat J. Geiger [2] aufschlußreiche Messungen über den zeitlichen Ablauf des

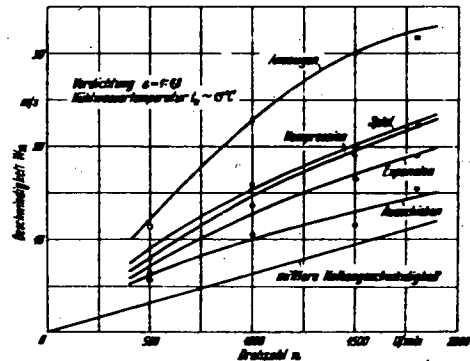
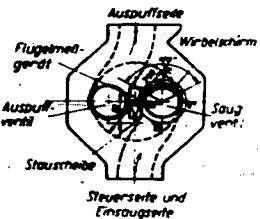
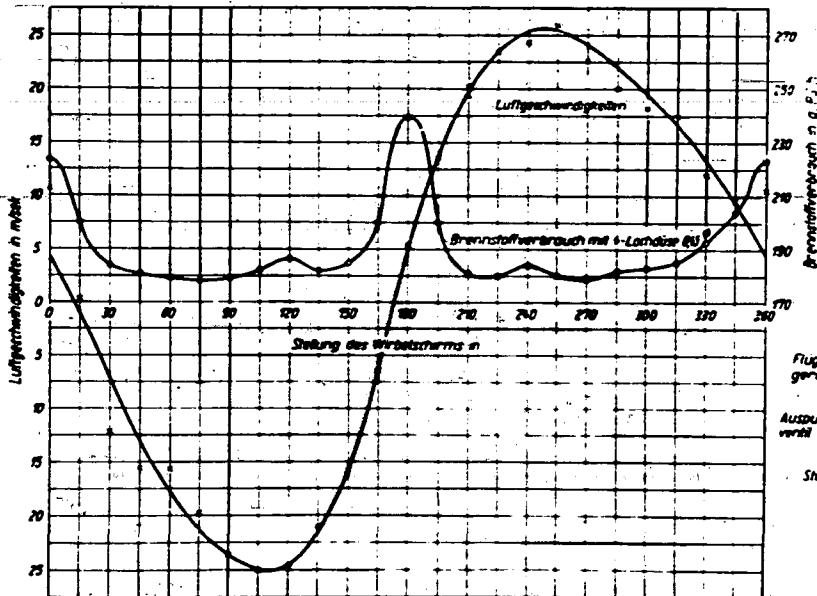


Abb. 10 Abhängigkeit der mittleren Gasgeschwindigkeit von der Drehzahl

Wirbels sowie über die Wirkung der Schirmstellung auf die tangentielle Wirbelgeschwindigkeit und den Kraftstoffverbrauch vorgenommen. Einige seiner Ergebnisse sind in der Abb. 11 wiedergegeben. Über die Wirkung der Stellung des Wirbelschirms ist zu entnehmen, daß die höchsten Wirbelgeschwindigkeiten bei Wirbelschirmstellungen von etwa 110° und 250° erzielt wurden, also dann, wenn der Schirm den Luftstrom nicht unmittelbar tangential, sondern leicht gegen die Zylinderwand richtet. Über Versuche mit abgeschirmten Ventilen an Flugmotorenzylindern berichtet Löhner [11] in Zusammenhang mit Untersuchun-



Die aufgezeichneten Geschwindigkeiten sind aus dem Geschwindigkeitsverlauf zwischen 15° vor und 15° nach Verdichtungsstotpunkt gemittelt.

Abb. 11 Luftgeschwindigkeiten im Zylinder mit Schirmventilen. Luftgeschwindigkeiten im Abstand 80 mm von der Zylinderachse und Kraftstoffverbrauch, abhängig von der Wirbelschirmstellung. Meßflügel horizontal, $n = 375 \text{ min}^{-1}$

gen über die Kraftstoffverteilung in den Zylindern von Einspritzmotoren. Die wesentlichsten Ergebnisse sind im Abschnitt VII 1 zusammengefaßt. Über neuere amerikanische Untersuchungen mit Wirbelschirmen berichtet der Bericht 687 des NACA [3]. Eine radiale Eintrittsrichtung des Eintrittsstromes brachte danach keine geregelte Luftbewegung, eine tangentielle Eintrittsrichtung bringt einen Wirbel um die Längsachse des Zylinders und eine in Richtung des Durchmessers zielende Eintrittsgeschwindigkeit ergibt einen Wirbel, dessen Drehachse senkrecht zur Zylinderachse liegt.

Aber auch ohne Wirbelschirme können ausgesprochene Drehbewegungen der Ladung im Zylinder auftreten. Die Größe der auftretenden Geschwindigkeiten ist allerdings geringer als bei den günstigsten Schirmstellungen. Dabei wird die Drehbewegung durch die tangentielle Richtung des Einlaßkanals und die einseitige Ventilordnung eingeleitet [2]. Bei Anordnung zweier Einlaßventile und gleichgerichteten Einlaßkanälen verschwindet nach anderen Beobachtungen der Drall um die Zylinderachse, jedoch hat Löhner in der bereits erwähnten Arbeit Beobachtungen an Zylindern mit kalottenförmigen Köpfen und je einem Einlaß- und einem Auslaßventil beschrieben, bei denen im Zylinder zwei Wirbel mit zur Zylinderachse paralleler Drehachse festgestellt wurden. Während bei Zylinderköpfen mit zwei Einlaß- und zwei Auslaßventilen sich im Zylinder eine Wirbelwalze mit senkrecht zur Zylinderachse stehender Drehachse ausbildete. Die Ergebnisse dieser bei stationärer Strömung gemachten Beobachtungen sind ebenfalls in Abschnitt VII 1 wiedergegeben.

In scheinbarem Gegensatz zu den Beobachtungen Löhners stehen Ruffbilder, die Banks [52] auf den Kolbenböden von luftgekühlten Zylindern amerikanischer Herkunft feststellen konnte. Diese Bilder zeigen einen spiralförmigen Wirbel, der sich von der Zylinderwand zum Zylinderinneren erstreckt, wobei der Kern des Wirbels seitlich von der Zylinderachse liegt. Da dieser Zylinder in Brennraumform und Ventilordnung mit dem von Löhner untersuchten kalottenförmigen Brennraum übereinstimmt, muß angenommen werden, daß der stationäre Doppelwirbel bei instationärem Betrieb während des Verdichtungshubes in einen Spiralwinkel übergeht.

Bei Zweitaktmotoren mit Schlitzspülung kann durch eine bestimmte Richtung der Spül- und Ladeschlitz der Ladung im Zylinder eine ausgezeichnete Bewegungsrichtung und -form erteilt werden, die je nach dem gewählten Spülsystem mannigfaltig sein kann. Ziel dieser Maßnahme ist, den Abgasgehalt des Spülraumes nach Möglichkeit vollständig auszuspülen. Außerdem soll die durch das Einspülen hervorgerufene Luftbewegung über den Verdichtungshub hinaus bis in den Verbrennungsvorgang beharren, um die Gemischverteilung zu unterstützen. Es ist klar, daß zu diesem Zweck eine um die Zylinderachse rotierende Luftbewegung am geeignetsten ist: ihr bieten sich die geringsten Reibungswiderstände, sie hat also anderen Wirbelbewegungen gegenüber die größte Lebensdauer. Mit tangential in den Zylindern einmündenden Spül-schlitz ist diese Bewegung leicht zu erzielen. Als wesentliches Beispiel ist der Junkers-Doppelkolben-Dieselmotor zu nennen. Über die Einzelheiten der Strömungsvorgänge bei Zweitaktmotoren hat Lutz eingehende Versuche veröffentlicht [5], auf die, da sie mit der Brennraumgestaltung nicht in unmittelbarem Zusammenhang stehen, hier nicht näher eingegangen werden soll.

b) Gasbewegung durch Kolbenbewegung

Die Versuchsergebnisse von Wenger (Abb. 9) zeigen deutlich einen unmittelbaren Einfluß der Kolbenbewegung, die der abklingenden primären Luftbewegung

überlagert ist. Die Größe der überlagerten maximalen Geschwindigkeitsamplitude kann aus diesen Versuchen auf das 0,7- bis 0,8fache der Kolbengeschwindigkeit geschätzt werden, ist also nicht sehr wesentlich. Auf die Berechnungen von Lutz, die in Abschnitt Wirbelbewegung durch Brennraumform behandelt werden, sei in diesem Zusammenhang hingewiesen.

c) Erzeugung von Wirbeln durch Brennraumform

Die obengenannten, für einfache, zylindrische Verbrennungsraumformen geltenden Werte der durch die Kolbenbewegung hervorgerufenen Gasgeschwindigkeiten können durch besondere Formgebung des Verbrennungsraumes erhöht werden, wenn eine besonders starke Verwirbelung des Zylinderinhaltes bezweckt werden soll. Man kann zwei Möglichkeiten unterscheiden, Ladungsverwirbelungen durch Brennraumformgebung in Verein mit der Kolbenbewegung zu erzeugen: Wirbelerzeugung vor dem Einsatz der Verbrennung und Wirbelerzeugung nach dem Einsatz der Verbrennung.

a) Wirbelerzeugung vor dem Einsatz der Verbrennung. Die Luftbewegung wird in diesem Fall dadurch hervorgerufen, daß die Kolbenbewegung in einem Teil des Verbrennungsraumes eine verhältnismäßige Volumänderung bewirkt, die sich von der in einem anderen Teil unterscheidet. Die Druckänderungen in beiden Teilen des Verbrennungsraumes sind deshalb gegeneinander phasenverschoben. Der Druckunterschied bewirkt eine Beschleunigung der Luft von dem einen Raumteil in den anderen. Diese Betrachtungsweise ist sowohl für Brennräume der sogenannten „Verdrängerbauart“ als auch für „Wirbelkammer“-Räume anwendbar. Grundsätzlich müssen auch Brennräume, bei denen die begrenzenden Flächen des Zylinderbodens und der Zylinderdecke verschiedene Gestalt haben, also solche, mit hohlen oder gewölbten Kolbenböden oder kalottenförmigen Zylinderköpfen, als Verdrängerbauarten in weiterem Sinn betrachtet werden. Bei diesen Formen treten während des Verdichtungs- und während des Dehnungshubes neben den Geschwindigkeitskomponenten in Richtung der Kolbenbewegung solche in radialer Richtung auf. Nach den Berechnungen von O. Lutz [4] ist die Größe der radialen Geschwindigkeiten für einen Verbrennungsraum mit Hohlkolben oder auch einen solchen mit haubenförmigem Zylinderdeckel maximal etwa die Hälfte der mittleren Kolbengeschwindigkeit. Größenordnungsmäßig stimmt dieses Resultat mit den vorerwähnten Messungen von Wenger überein. Bei schroffen Formübergängen in Kolbenboden oder Zylinderkopf — also Formen nach Abb. 13 bis 16 — und engen Spalten zwischen Kolbenboden und Zylinderdeckel, in der oberen Totlage treten jedoch radiale Geschwindigkeiten von der Größenordnung der mittleren Kolbengeschwindigkeit auf. Hier stellt sich die maximale Geschwindigkeit in dem Zylinderschnitt ein, der auf dem Radius des Formüberganges liegt. Zeitlich tritt die oben genannte maximale Geschwindigkeit kurz vor und kurz nach dem oberen Totpunkt auf.

β) Wirbelerzeugung nach dem Einsatz der Verbrennung. Bei der Wirbelerzeugung nach dem Einsatz der Verbrennung können wiederum Brennraumanordnungen unterschieden werden, bei denen die Wirbelbewegung

a) ausschließlich durch die Drucksenkung beim Abwärtsgang des Kolbens und

b) unter Mitwirkung einer Teilverbrennung erzeugt wird.

Diese Brennraumformen werden jetzt ausschließlich bei Diesel-Motoren angewandt. Zu ihnen zu zählen sind

a) die reinen Luftspeicher- oder Nachkammermotoren,

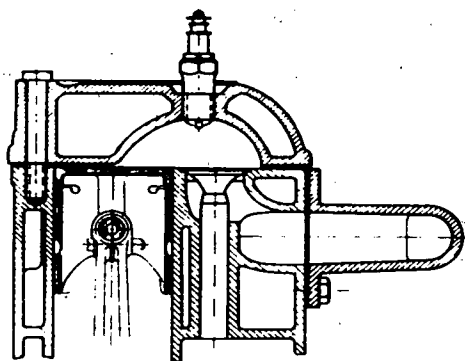


Abb. 12 Wirbelbrennraum nach Ricardo für seitengesteuerte Motoren

- b) die Vorkammer-, sogenannten Luftspeicher- und Wirbelkammermotoren.

Die Wirbelbewegung im Zylinder wird bei ihnen durch das Ausströmen des Kammer- oder Speichereinhaltes in den Zylinderraum erzeugt. Der hierzu erforderliche Brennraum ist in den Fällen a) durch die Phasenverschiebung im zeitlichen Druckverlauf in Kammer und Hauptbrennraum und in den Fällen b) außerdem durch die mit der Teilverbrennung verbundene Drucksteigerung bedingt. Nach dem heutigen Stand unserer Kenntnisse können wirksame, verbrennungsfördernde Wirbelbewegungen bei unterteilten Brennräumen nur durch Mitwirkung von Teilverbrennungen erzielt werden, der Nachkammerwirbel tritt viel zu spät in den Hauptbrennraum ein, um eine thermodynamisch nutzbare Verbrennung zu bewirken [13], [15], [28].

d) Ausgeführte Wirbelbrennräume

a) Wirbelräume für Otto-Motoren. Wirbelerzeugung vor dem Verbrennungseinsatz wird bei Kraftfahrzeugmotoren mit seitlich angeordneten Ventilen allgemein angewandt und ist auch bei kleinen Sportflugmotoren, bei denen aus Gründen der Einfachheit und Billigkeit seitlich stehende Ventile angeordnet werden, ausgeführt worden. Die Grundform eines solchen Verbrennungsraumes geht auf Ricardo zurück (Abb. 12) [58]. Kennzeichnend für die Anordnung ist der gedrungene, fast kugelige Verbrennungsraum mit der zentralen Kerze und der schmale Übergangsquerschnitt zwischen Zylinder und Brennraum. Später wurde diese Grundform mit Rücksicht auf das Klopfverhalten der Zylinder von Ricardo selbst, Whatmough und Janeway in Einzelheiten abgewandelt [21], [58]. Bei Flugmotoren mit größeren Zylinderabmessungen sind ähnliche Maßnahmen bisher nicht mit Erfolg angewandt worden, wie der mißglückte Versuch beim Rolls-Royce-Merlin I-Motor zeigt. Auf die näheren Umstände dieses Fehlschlags wird bei der Besprechung der Klopferscheinungen im Abschn. IV 5 a eingegangen.

β) Wirbelräume für Diesel-Motoren. Vielgestaltig sind die Formen der Verdrängerbauarten und Wirbelkammerräume im Diesel-Motorenbau. Verdrängerwirkungen werden entweder durch besondere Formgebung des Zylinderkopfs oder des Kolbenbodens oder durch eine geeignete Kombination der Formen beider Teile erreicht. Abb. 13 bis 16 zeigen vier typische, auch für den Flugmotorenbau geeignete Brennraumformen dieser Art.

Die Abb. 13 entspricht der Hesselmann-Form für Diesel-Motoren, wie sie für stationäre Motoren vielfach

Abb. 13 nach Hesselmann

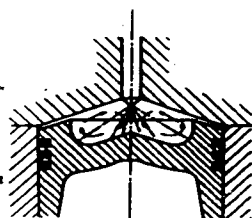


Abb. 14 nach Ricardo, für Rohrschiebermotoren

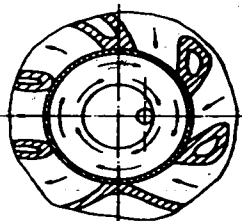


Abb. 15 nach Ricardo

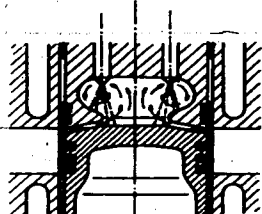
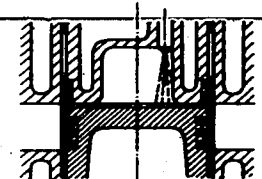


Abb. 16 Saurer-Motor



Abb. 13 bis 16 Wirbelbrennräume mit Verdrängermirkung für Diesel-Motoren

angewandt wird, während die Brennraumformen nach Abb. 14 und 15 von Ricardo angegeben wurden und in Verbindung mit der Burt-Schiebersteuerung ausgeführt werden. Bei diesen Motoren wird zusätzlich zu dem Verdrängerwirbel eine durch die Schieber einlaßkanäle hervorgerufene rotierende Luftbewegung her-

angezogen. Einen ähnlichen Doppelwirbel benutzt der Saurer-Leicht-Diesel-Motor (Abb. 16). Der kreisende Wirbel wird durch Schirmventile erzielt [51].

Wirbelerzeuger, deren Hauptwirkung nach dem Verbrennungseinsatz eintritt, sind in den folgenden Abbildungen wiedergegeben. Abb. 17 zeigt einen Vorkammermotor in einer Ausführung der DB-Werke, wie sie ähnlich auch bei den DB-Luftschiff-Dieselmotoren Anwendung findet [42]; die Wirbelkammer der Abb. 18 geht auf eine Konstruktion Ricardos zurück [44]. In Abb. 19 ist ein Lanova-Luftspeicherkopf dargestellt, dessen Anwendung für Flug-Diesel-Motoren von einigen Herstellern versucht wurde [60], [54].

Das Volumen der Luftspeicher und Wirbelkammern beträgt etwa 50 bis 75 vH, das der Vorkammer etwa 25 bis 60 vH des Verdichtungsraumes.

Um den Einsatz und Fortgang der Teilverbrennung in der Wirbel- oder Vorkammer zu sichern, ist die richtige Temperierung der Kammerwände wichtig. Bei der Vorkammer der DB-Werke (Abb. 17) und dem Lanova-Speicher (Abb. 19) bewirkt die Ausführung der Kammern als besondere Bauteile, daß ihre Wände der unmittelbaren Wärmeabgabe an die gekühlten Motor Teile entzogen sind und dadurch auf einer den Zündensatz fördernden hohen Temperatur gehalten werden. Die besondere Ausführung des „Brenners“, des Verbindungsstückes zwischen Vorkammer und Zylinder beim DB-Motor und des Mündungseinsatzes beim Ricardo-Motor, bezweckt hohe Kanaltemperaturen und Unterbindung des Wärmeabflusses aus den Kanälen an die kühlen Zylinderkopfwandungen. Hierdurch wird verhindert, daß hier an den Stellen hoher Wärmeübergangswerte die in den Hauptbrennraum vordringende Flamme beim Durchtritt durch die Kanäle vorzeitig erlischt.

4. Die Wirkung der Brennraumwirbel

Die Wirkung der im Brennraum vorhandenen Luftbewegung ist eine dreifache: 1. Verteilung der Kraftstoffteilchen auf die im Brennraum vorhandene Verbrennungsluft; 2. Förderung der Brenngeschwindigkeit; 3. Förderung des Wärmeaustausches zwischen Wand und Gas.

a) Wirbelung und Gemischbildung.

Die für eine gute Verbrennung wichtigste Wirkung der Turbulenz im Zylinder ist die erstgenannte Erscheinung. Sie ist sowohl für Otto-Motoren wie für Diesel-Motoren von Bedeutung. Sie kann in zwei Formen vor sich gehen: entweder die Kraftstoffteilchen werden durch die Wirbelung über den gesamten Zylinderraum verteilt, so daß ein möglichst homogenes Gemisch von Luft und Kraftstoff verbrennen kann, oder die Luftteilchen bewegen sich in die Brennzone hinein, die gleichzeitig selbst sich über den Brennraum ausbreiten kann.

a) Wirbelung und Gemischbildung bei Otto-Motoren. Bei Otto-Motoren ist die Bildung eines möglichst homogenen Gemisches vor der Verbrennung allgemein als Grundforderung anzusehen. Insbesondere bei Einspritzzündermotoren fällt der Luftbewegung hiermit eine entscheidende Aufgabe zu, und zwar ist es hier im wesentlichen die durch den Ladestrom im Zylinder hervorgerufene Gasbewegung, die diese Aufgaben zu erfüllen hat. Dabei kann die Kraftstoffverteilung auf den Zylinderinhalt durch eine unregelmäßige, durchmischende Bewegung der Ladung erfolgen, wie es bei Vergasermotoren zweckmäßig erscheint; es kann aber auch bei Einspritzzündermotoren der Ladestrom in geordneter Bahn an dem Einspritzorgan vorbeiziehen, so daß sich seine vom Kraftstoffstrahl bestrichenen Zonen mit Kraftstoff beladen. Aber auch hier ist eine zusätzliche turbulente, also ungeordnete Bewegung erstrebenswert, da eine solche in

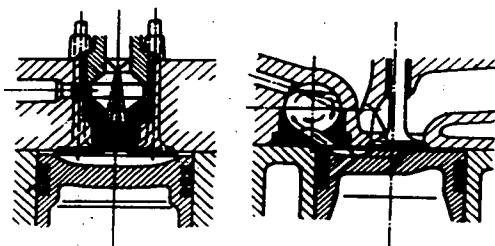


Abb. 17 Daimler-Benz Vorkammer-Motor

Abb. 18 Ricardo-Comet Wirbelkammer-Motor

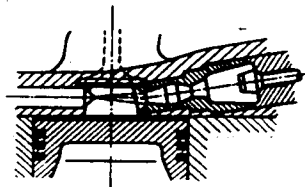


Abb. 19 Lanova Luftspeicher-Motor

starkem Maße eine Zerteilung der Kraftstofftröpfchen bewirkt. Sie ist entweder durch starke Turbulenz des Einlaßstromes, wie sie leicht in mehrfach gekrümmten Ventilkämen entsteht, oder durch das Gegeneinanderströmen zweier Ströme zu erzielen (s. hierzu auch „Wirbelung und Brenngeschwindigkeit in Otto-Motoren“, Abschn. IV 4 b).

Den Aufgaben der Gemischbildung zuzählen ist die Förderung der Kraftstoffverdampfung während des Ladehubes und Verdichtungs hubes, die durch eine rege Bewegung innerhalb der Ladung bedingt ist. Aber auch während des Verbrennungsvorganges selbst hat die Turbulenz einen wesentlichen Teil der Gemischbildung zu übernehmen: das Wegwaschen unverbrannter Ladungsschichten von den verhältnismäßig kühlen Brennraum-Wandungen, wo sie der Verbrennung entzogen bleiben, und der Transport derselben in die Brennzone (Ricardo [58], Pye [57]). Ricardo insbesondere weist auf diesen Umstand hin, räumt aber ein, daß ein unmittelbarer Beweis für die Richtigkeit einer solchen Vorstellung zwar nicht erbracht sei; daß aber zahlreiche Beobachtungen zu ihren Gunsten sprechen.

β) Schichtladung bei Otto-Motoren. Es sind aber auch bei Otto-Motoren gelegentlich Fälle festgestellt oder bewußt angewandt worden, wo in inhomogenen Gemischen Wolken reicher Ladungsteile durch die Luftbewegung in den Brennherd getragen wurden und zu einer Erhöhung der Druckanstiegsgeschwindigkeit geführt haben. Bewußt Gebrauch gemacht von solchen Vorgängen wird bei der Ausnutzung einer sog. Ladungsschichtung, wie sie für Motorenbetrieb bei hohem Luftüberschuß zweckdienlich er-

scheint. Eine planvolle Ladungsschichtung kann naturgemäß nur mit einer geordneten Luftbewegung im Zylinder bewirkt werden. So schlägt Ricardo [50] vor, in einem durch Rohrschieber gesteuerten Zylinder durch tangentiale Einlauffrichtung der Ladekanäle einen um die Zylinderachse rotierenden Wirbel der Ladung zu erzeugen, wobei durch Nachladung-reichen Gemisches sich ein Kern armer Ladung und ein Mantel reicher Ladung ausbildet, in dem dann die Zündung zu erfolgen hat.

γ) Wirbelung und Gemischbildung bei Diesel-Motoren. Mehr noch als bei den Otto-Motoren ist bei den Diesel-Motoren eine gute Brennraumdurchwirbelung lebensnotwendig für eine einwandfreie Gemischbildung und damit für einen guten Wirkungsgrad der Verbrennung, denn hier steht ja für die Gemischbildung nur die sehr kurze Zeit des Zündverzuges zur Verfügung. Bei Motoren mit nicht unterteilten Brennräumen hat es sich als zweckdienlich erwiesen, der Verwirbelung ein solches Maß zu geben, daß vor Eintritt der Zündung die Gemischbildung für die gesamte eingespritzte Kraftstoffmenge beendet ist, da die Vereinigung von Kraftstoff- und Luftteilchen nach Einsatz der Verbrennung durch zwischentretenende Abgasreste gestört werden kann.

Die bereits erwähnten Messungen Geigers [2] lassen, wie Abb. 11 zeigt, den Schluß zu, daß für eine genügende Durchmischung eine Geschwindigkeit des geordneten Wirbels von 15 bis 20 m/s ausreicht, um geringen Kraftstoffverbrauch zu erzielen. Derartige Geschwindigkeiten lassen sich ohne Schirmventil auch durch tangentialen Richtung des Saugkanals vor Eintritt in den Brennraum erreichen.

Bei denjenigen Verfahren jedoch, bei denen die Gemischbildung mit Unterstützung einer Teilverbrennung stattfindet, ist naturgemäß eine rasche Zündung nach der Einspritzung erwünscht, jedoch auch mit dem Ziel, die Menge des der Ladung sich beimischenden Abgases bei der folgenden Gemischbildung klein zu halten. Zur Erzielung eines geringen Zündverzuges werden daher Kammerräume, deren Wandungen die Ladung heizen, mit Erfolg angewandt (ungekühlte Vorkammern, Ricardo- und Oberhänsli-Wirbelkammer, s. Abb. 17 und 18).

b) Wirbelung und Brenngeschwindigkeit

α) Otto-Motoren. Über die Erhöhung der Brenngeschwindigkeit durch die Wirbelung bei Zündermotoren (neben älteren Messungen in Bomben) haben die Untersuchungen von Withrow und Boyd [57], Rothrock und Spencer [6] durch die Beobachtung des zeitlichen Ablaufs der Verbrennung und ferner die Arbeiten Schnauffers [31], der die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme im Verbrennungsraum mit Hilfe von Ionisationsstrecken beobachtet hat, Aufschlüsse gebracht. Aus den Messungen Schnauffers ist die Abb. 20 hergestellt.

Diese Untersuchungen sind an einem SII-13-Einzylin-der-Flugmotor durchgeführt. Wie Abb. 20 zeigt, hat die Verbrennungsgeschwindigkeit bei einer Drehzahl von 1900 min⁻¹ annähernd einen Höchstwert erreicht. Setzt man, wie üblich, die mittlere Einlaßgeschwindigkeit der Kolbengeschwindigkeit verhältig, so ergibt sich, daß oberhalb einer gewissen Einlaßgeschwindigkeit (über die Definition der mittleren Einlaßgeschwindigkeit siehe Abschn. V Anmerkung), die in diesem Fall etwa 58 m/s beträgt, die Verbrennungsgeschwindigkeit nicht mehr zunimmt. Unterstellt man die Richtigkeit der von Schnauffer als Wirbelgeschwindigkeit während der Verbrennung angegebenen Werte, so entnimmt man der Auftragung in Abb. 20, daß die Wirbelgeschwindigkeit in dem untersuchten Bereich der Drehzahl annähernd verhältig ist. Man kann daraus mit einer gewissen Wahrscheinlichkeit schließen, daß eine

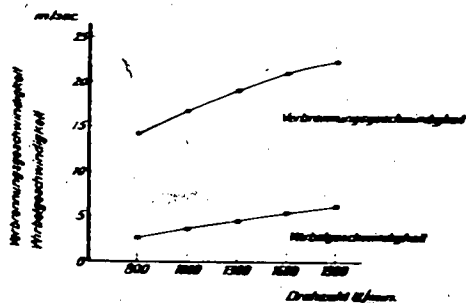


Abb. 20 Brenngeschwindigkeit und Wirbelgeschwindigkeit im Brennraum eines Flugmotorenzylinders

Steigerung der Wirbelgeschwindigkeit über einen gewissen Betrag hinaus die Verbrennungsgeschwindigkeit nicht weitersteigern kann. Der Verfasser hat bei Versuchen an einem BMW IX-Zylinder [43] mit verschiedenen Ventilerhebungen, also verschiedenen Einlaßgeschwindigkeiten, oberhalb 50 m/s Einlaßgeschwindigkeit auch keinen Einfluß derselben auf die Verbrennungsgeschwindigkeit feststellen können. Dabei wurde aus der Geschwindigkeit des Druckanstieges während der Verbrennung auf die Verbrennungsgeschwindigkeit geschlossen. Abb. 21 zeigt gleichfalls, daß die Brenngeschwindigkeit nicht ganz verhältig mit der Steigerung der Wirbelgeschwindigkeit bzw. der Drehzahl ansteigt. Die Abbildung gibt die Verbrennungszeit nach Messungen von Rabizzana und Kalmar [23] an.

Von zahlreichen anderen Forschern [6], [57], [60] sind Aufnahmen der Geschwindigkeit und des Wege der Flammenfront teils nach dem Ionisationsverfahren von Schnauffer, teils auf optischem Wege gemacht worden. Die Verbrennungsgeschwindigkeiten haben sich dabei je nach Drehzahl zu 8 bis 60 m/s ergeben. Whatmough [33] hat eine zusammenfassende Darlegung seiner Ansichten über die Fortpflanzung der Flamme im Verbrennungsraum gegeben, die sich auf eigene Untersuchungen, die von Schnauffer und solche anderer stützt. Er beschäftigt sich eingehend mit dem Einfluß der „Turbulenz auf die Flammenfortpflanzung“ und unterscheidet zwischen „Turbulenz vom Einlaß her“, solcher durch Kompression des Zylinderinhalts und der durch „Flammenwurf (flame projection)“. Whatmoughs Ansichten über die Wirkung der Einlaß-

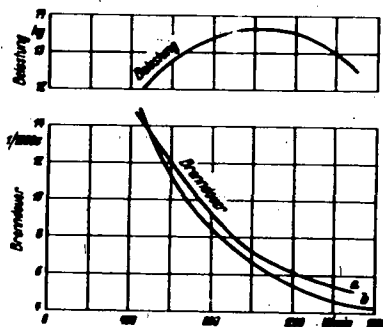


Abb. 21 Einfluß der Motordrehzahl auf die Brenngeschwindigkeit

a: Meßwerte b: Annahme drehzahlverhältniger Brenngeschwindigkeit

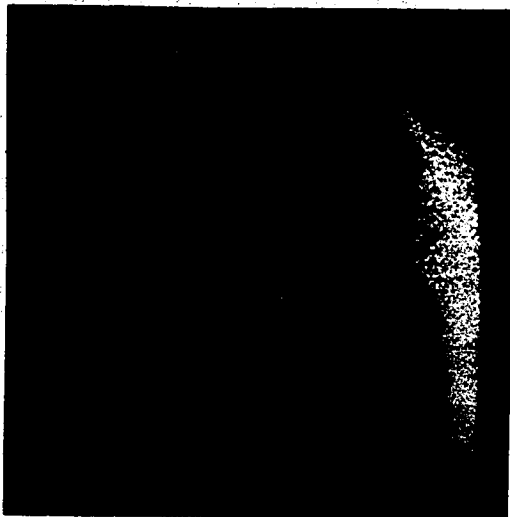


Abb. 22 Eintrittswirbelung bei schräg nach unten gerichteten Einlaßkanal; 60°

turbulenz können aber nicht unwidersprochen bleiben. Whatmough glaubt, daß Einlaßsturbulenz nur Anlaß zur Verzögerung des Flammen-Fortschritts sei. Seine Ansicht mag hypothetisch zutreffen, wenn sie nur auf Vergasermotoren angewandt und wenn unter Einlaßsturbulenz nur die geordnete Makrobewegung der Ladeluft verstanden wird. Whatmough berücksichtigt aber nicht, daß die Makrobewegung eine Verbrennungsfördernde Mikrobewegung im Gefolge hat. Seine Ansicht, daß die Kolbenbewegung es sei, die das Gas in die Flammenfront hineintreibt, wird durch die ältesten Versuche über die Wirkung der Turbulenz auf die Verbrennung, nämlich die von Dugald Clerk [1] widerlegt. Clerk konnte die Zündung und Steuerung seiner Gasmaschine derart beeinflussen, daß diese nach einem Ladehub eine Anzahl von Leerhuben machte, wobei die Ladung im Zylinder blieb. Wurde die Zündung wieder eingeschaltet, so stellten sich wesentlich langsamere Verbrennungen ein als normal. Hier fehlte die Einlaßsturbulenz. Die Kolbenbewegung dagegen war vorhanden. Ohne jede Wirbelung der Brenngase — also in Bomben — wurden in Benzin- und Benzolluftgemischen Verbrennungsgeschwindigkeiten von 2 m/s, in Motoren jedoch solche von 8 bis 32 m/s je nach dem Grad der Wirbelung gemessen. Sehr anschaulich sind die Aufnahme von Rothrock und Spencer [6], die die höchsten Brenngeschwindigkeiten gerade bei geordneter, um die Zylinderachse kreisender Luftströmung beobachtet haben. Es folgt daraus, daß eine gute Brennraumwirbelung für die richtige Leitung der Verbrennung in raschlaufenden Motoren Lebensbedingung ist.

Die Ergebnisse der genannten Arbeiten ermöglichten es zwar nicht, die Wirkung der Wirbelung auf die Vorgänge der Entzündung, Verbrennung und Flammenausbreitung einwandfrei zu erklären, doch kann man sich folgende Vorstellungen bilden: Der Bewegungszustand des Gases im Brennraum setzt sich zusammen aus einer Makro- und einer Mikrobewegung der Teilchen. Die Makrobewegung ist durch den Fluß zusammenhängender Gasmassen entlang mehr oder weniger stetiger Strombahnen, deren mehrere in zeitlichem und örtlichem Wechsel vorhanden sein können, gegeben. Die Mikrobewegung ist der Austausch klein-

ster Gasteilchen in beliebiger Richtung zwischen benachbarten Zonen, der in unregelmäßiger Form innerhalb vorhandener Strombahnen der Makrobewegung vor sich gehen kann, also identisch ist mit dem aerodynamischen Begriff der Turbulenz. Es ist denkbar, daß diese Teilchenbewegungen in ihrer äußersten Verkleinerung in die Form der Molekülbewegungen übergehen. Die Einwirkung dieser beiden Bewegungsarten auf die „Verbrennung“ ist durchaus verschiedener Natur. Die Makrobewegung trägt die eigentliche Brennzone durch den Brennraum. Sie beeinflusst also die sichtbare und meßbare Geschwindigkeit der Flammenfront im Raum ohne jedoch die eigentliche Brenngeschwindigkeit, d. h. die Energieumsetzungsgeschwindigkeit innerhalb ihres eigenen Massenflusses zu fördern. Sind aber mehrere Ströme der Makrobewegung im Brennraum nebeneinander vorhanden, so kann die Energieumsetzungsgeschwindigkeit dadurch erhöht werden, daß der in einem Strom ausgebildeten Brennzone durch einen zweiten Strom Frischgase zugeführt werden oder umgekehrt die Brennzone von einem Strom in die Frischgase des anderen hineingetragen wird. Das setzt aber voraus, daß ein Einmünden oder ein Zusammenprall zweier Makroströme erfolgen muß. In der Vermischungszone wird dann in verstärktem Maße eine Mikrobewegung entfacht, die dann ihrerseits die Brenngeschwindigkeit begünstigt. Die Wirkung der Mikrobewegung in der Mischungszone zweier Makroströme zeigt Abb. 22, die das Strömungsbild an einem in Richtung einer Schraubenlinie an der Stelle E' in einen Zylinder eingeblasenen Luftstrom darstellt. Der Einblasevorgang ist nicht stationär, sondern periodisch. In der Zeit zwischen zwei Einblasungen befindet sich der Zylinderinhalt in kreisender Bewegung. Während der Einlaßperiode prallen der Einlaßstrom und der kreisende Strom aufeinander. Man erkennt, wie die Turbulenz der Mischungszone die im Strom befindlichen Schwebekörper wahllos im Raum verteilt und überdies auch im kleinsten Partikel verteilt. Die Mikrobewegung auf der anderen Seite sorgt dafür, daß den vor der Brennzone befindlichen Gasteilchen die zur Vorbereitung der Verbrennungsreaktion notwendige Energiemenge rasch zugeführt wird. Sie besorgt die Übertragung derjenigen Wärmemenge, die zur Erwärmung der Frischgase auf die Entzündungstemperatur erforderlich ist, und den Austausch von verbrannten Gasteilchen gegen Frischgasteilchen in der Nachbarschaft eines Reaktionskerns. Es ist also die Mikrobewegung, die die Voraussetzung für ein rasches Durchbrennen der Ladung und damit für einen guten Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses schafft. Angefacht wird die Mikrobewegung aber durch eine gute Makrobewegung.

Es folgt aus dem Gesagten für die Gestaltung des Brennraumes, daß für eine ausreichende, in sich turbulente Makrobewegung gesorgt werden muß. Ihre Geschwindigkeit soll während des Ladehubs genügend klein sein; um die Füllungs- und Energieverluste zu beschränken; sie soll andererseits aber bis in den Verbrennungsvorgang hinein beharren. Um die Zylinderachse kreisende Ladungsbewegungen eignen sich hierzu besonders. Auch die Gemischbildung wird durch eine geordnete, jedoch in sich turbulente Bewegung gefördert. Das gilt insbesondere für Einspritzzündermotoren. Auf das unter „Wirbelung und Gemischbildung“ hierüber Gesagte wird hingewiesen.

β) Diesel-Motoren. Das im vorstehenden Gesagte läßt sich im großen und ganzen auch auf die bei Diesel-Motoren vorliegenden Umstände übertragen, wenngleich bei diesen im Gegensatz zu jenen nicht eine ausgeprägte Flammenfront wandert, sondern — in den meisten Fällen — die Ladung an vielen Stellen des Brennraums entzündet und schließlich in ihrer ganzen Ausdehnung von der Flamme ergriffen wird.

Auch bei den Diesel-Motoren wird von einer Makro- und einer Mikrogemischbildung gesprochen, wobei unter der ersteren die Verteilung des Kraftstoffs auf die Verbrennungsluft, unter der letzteren die Zerteilung des Kraftstoffs in feine und feinste Tröpfchen verstanden wird [17], [18], [58]. Ersteres wird von der oben geschilderten Makrobewegung besorgt, letzteres von der Mikrobewegung gefördert. Da bei den Diesel-Motoren Gemischbildung und Verbrennung zeitlich sehr nahe zusammenliegen, ja sich häufig überschneiden, und gerade für die Verbrennung eine gute Mikrobewegung wichtig ist, wird bei der Formgebung der Brennräume für Diesel-Motoren viel getan, um ein gleichzeitiges Auftreten von Makro- und Mikrobewegung zu erzielen. Aus solchem Bemühen heraus stammen die oben bereits erwähnten Doppelwirbelräume nach Ricardo und Saurer, bei denen der geordnete Makrowirbel um die Zylinderachse sich mit dem Verdängerstrom zu einer starken Turbulenz vereinigt. Unter den gleichen Gesichtspunkten lassen sich auch die Wirbelkammer und auch der Lanova-Motor betrachten, bei denen ein geordneter Makrowirbel die Verteilung des Kraftstoffs besorgt und die durch die Teilverbrennung im Verein mit der Brennraumformgebung hervorgerufene starke Turbulenz die Bedingungen für eine gute Verbrennung schafft.

c) Wirbelung und Wärmeübergang

Es ist bekannt, daß der Wärmeaustausch durch Konvektion durch die relative Geschwindigkeit der wärmeaustauschenden Medien wesentlich beeinflusst wird. Daher ist klar, daß durch starke Wirbelung im Brennraum der Wärmeübergang von Wand an Gas und umgekehrt verstärkt wird. Während des Ladehubes und im Anfang der Verdichtung geht im allgemeinen Wärme von den Wandungen an die Ladung über, bis die Gastemperatur die mittlere Wandungstemperatur überschritten hat. Im weiteren Verlauf des Prozesses gibt das Gas Wärme an die Wandungen ab. Die Erwärmung der Frischgase während des Ladehubes beeinträchtigt den Füllgrad des Zylinders. Sehr hohe

Einlaßgeschwindigkeiten in Verbindung mit zerklüfteten, wirbelerzeugenden Brennräumen sind daher einer guten Füllung und damit einem höchsten Mittel-druck nicht günstig.

Über die Größe der während des Ladehubes an die Ladung übergehenden Wärmemengen, insbesondere unter Berücksichtigung des Einflusses der Wirbelung, sind systematische Messungen nicht vorhanden. Anhaltspunkte geben jedoch die Angaben Ricardos [58]. Danach ist die Wärmefortpflanzung aus den Wandungen des Zylinders 0,00763 kcal/l Hubraum und Arbeitspiel, die dadurch bedingte Erwärmung ist etwa 35° C. Diese Zahlen gelten für selbstansaugende Motoren bei einer Ladetemperatur der Luft von etwa 16° C, sie sind auf Grund von Versuchen ermittelt, werden aber von Ricardo selbst als etwas zweifelhaft bezeichnet. Der Einfluß der Wirbelung auf den Wärmeübergang kann — allerdings nur für die Wärmeabgabe des Gases an die Wand während des Verdichtungs- und Ladehubes — Werten, die Pyc [57] angibt, entnommen werden. Diese Zahlen sind aus den Vergleichen der Verdichtungs- und Ladeexponenten erhalten, die sich aus den Verdichtungsdrücken an einer Verdichtungs- und Lademaschine Ricardos, einem Ventilmotor und einem Schiebermotor mit veränderlicher Wirbelgeschwindigkeit, ergaben. Aus den Vergleichen ist zu schließen, daß die Wirbelung in einem Ventilzylinder den Wärmeübergang während der Verdichtung verdreifacht, gegenüber der Verdichtung einer ruhenden Ladung, während der geordnete Wirbel des Schiebermotors den Wärmeübergang vervierfacht hat. Die Verdoppelung der Wirbelgeschwindigkeit im Schiebermotor von 126 auf 250 U/min hat die Wärmeübertragung um 10 bis 15 vH erhöht.

Auf den Einfluß der Ventilanordnung auf den Wärmeübergang wird im Abschn. V 4 eingegangen.

5. Fortpflanzung der Flamme

Otto-Motoren. Über die Fortpflanzung der Flamme im Brennraum soll nur soviel gesagt werden, wie zum Verständnis der Zusammenhänge zwischen Brennraumform und Flammenfortpflanzung nötig ist.

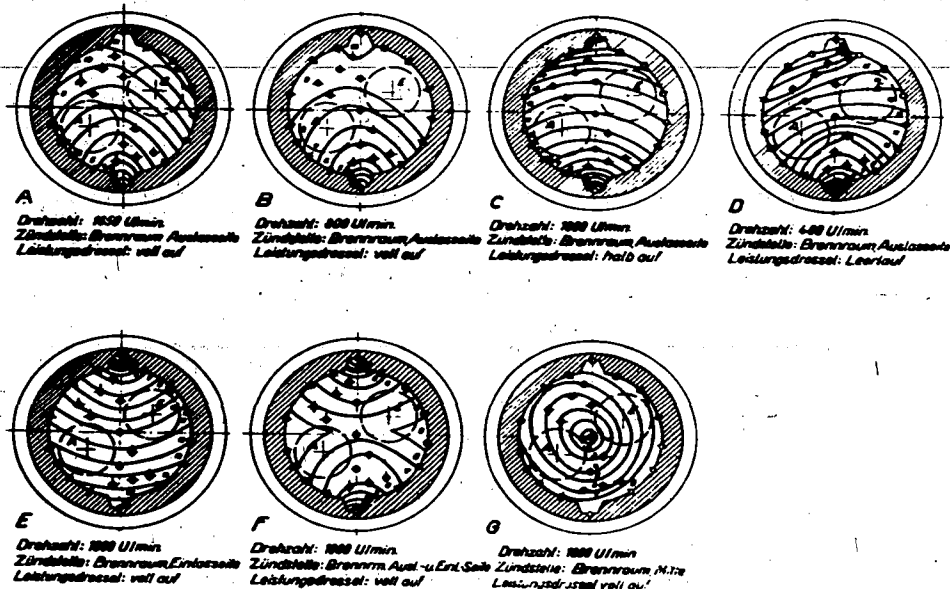


Abb. 23 Flammenfortschritt im Brennraum bei verschiedenen Betriebszuständen

auf den überwiegenden Einfluß der Wirbelung auf die Geschwindigkeit der Flammeneinschmelzung ist im vorigen Abschnitt eingegangen worden. Dabei wurden die Wirkungen der Gasbewegungen durch Eintrittswirbelung, Keilbewegung und Teilverbrennungen unterschieden. Es ist noch darzulegen, welchen Einfluß die Brennräumeform als solche und die Oberfläche des Brennräume auf die Flammeneinschmelzung hat. Eine

zusammenfassende und für die Beurteilung der Vorgänge fruchtbare Darstellung über die Flammeneinschmelzung gibt — wie schon erwähnt — W. A. Whatmough [33]. Aus einer Reihe von Beobachtungen zieht Whatmough folgende Schlüsse:

1. Die Grundgeschwindigkeit des Flammenfortschritts entspricht der Flächeausdehnung der Flammenfront, je größer diese ist, um so größer jene und umgekehrt.

BildNr

Zylinder

1

bis
6

d	15,5	11,2	8,8	7,4	6,6	5,8
D	75	86	11	13,2	17,5	20,2
d	6	18	32	50	68	79
d	14,5	14,2	14,0	13,9	13,7	13,7
d	2	7	12	31	45	59
η	4	9	19	35	51	64

7

bis
12

d	15,5	11,2	8,8	7,4	6,6	5,8
D	75	86	11	13,2	17,5	20,2
d	6	18	32	50	68	79
d	14,5	14,2	14,0	13,9	13,7	13,7
d	2	7	12	31	45	59
η	4	9	19	35	51	64

13
bis
18

d	15,5	11,2	8,8	7,4	6,6	5,8
D	75	86	11	13,2	17,5	20,2
d	6	18	32	50	68	79
d	14,5	14,2	14,0	13,9	13,7	13,7
d	2	7	12	31	45	59
η	4	9	19	35	51	64

19
bis
24

d	15,5	11,2	8,8	7,4	6,6	5,8
D	75	86	11	13,2	17,5	20,2
d	6	18	32	50	68	79
d	14,5	14,2	14,0	13,9	13,7	13,7
d	2	7	12	31	45	59
η	4	9	19	35	51	64

Abb. 24 Flammenbilder bei nichtklopfender Verbrennung bei keilförmigem Brennräume und seitlich stehenden Ventilen

Hierbei wird unter Grundgeschwindigkeit der Fortpflanzung das Gasvolumen verstanden, das in der Zeiteinheit verbrannt wird.

2. Die Flammenfront schreitet gerade so rasch fort, wie Energie verfügbar ist, um frische Ladung zu entzünden. Daraus folgt, daß Wärmeabgabe aus der Flammenfront an die Wandungen die Fortpflanzungsgeschwindigkeit herabsetzt, Wärmeaufnahme des Gasvolumens vor der Flammenfront die Verbrennungsgeschwindigkeit erhöht.

3. Die Regelmäßigkeit der Frontausbildung wird durch Turbulenz der Ladung nicht gestört.

Sehr anschaulich werden diese Darstellungen durch die bereits genannten Messungen Schnauffers [30], deren Ergebnisse in der Abb. 23 wiedergegeben werden. Hier ist der zunächst langsame Fortschritt der Flamme im engen Kanal der Zündkerze und die mit wachsendem Raumquerschnitt auftretende Beschleunigung deutlich zu sehen. Auch die beschleunigende Wirkung der warmen Anlaßventilseite kann festgestellt werden.

Notwendigerweise folgt Whatmough aus diesen Erkenntnissen, daß durch geeignete Formgebung des Brennraumes eine Regelung des Verbrennungsablaufs möglich sein müsse. Seine Überlegungen gelten in erster Linie für Kraftwagen-Motoren mit seitlich stehenden Ventilen, doch sind sie ganz allgemein für die Brennraumgestaltung von Wert. In der Nähe der Zündkerze, wo die Flamme im verhältnismäßig kalten Gemisch nur zögernd zur Entwicklung kommt, ist ein möglichst kompakter Raum anzuordnen, dessen großer Querschnitt die Grundgeschwindigkeit der Flammenfortpflanzung begünstigt und bei dem das Verhältnis Oberfläche zu Inhalt möglichst klein ist, um die Energieabwanderung in die Wandungen möglichst zu verkleinern. Diese Zone, die etwa 75 vH des gesamten Brennraumes in Anspruch nehmen kann, nennt Whatmough „Beschleunigungszone“. Gilt es, um harten Gang oder „Klopfen“ zu vermeiden, die Ausbreitungsgeschwindigkeit im weiteren Verlauf der Verbrennung zu verzögern, so wird die Zone, in der sich dieser Teil der Verbrennung abspielt, mit geringerem Querschnitt ausgeführt („Regelungs- und Verzögerungszone“). Eine gute Bestätigung der Theorien Whatmoughs liefern die Zeitlupen-Aufnahmen von Raßweiler und Withrow [25]. Sie haben zugleich eine Auswertung erfahren, die über die Bedeutung der Fortschrittsgeschwindigkeit der Flamme für den Ablauf des Arbeitsprozesses wertvolle Aufschlüsse liefert. Abb. 24 gibt eine Folge von Flammenbildern wieder, die durch ein den Brennraum eines Kraftfahrzeugmotors abdeckendes Quarzfenster aufgenommen wurden. Der Brennraum hat im Längsschnitt keilförmiges Profil. Die größte Höhe liegt auf der Ventilseite. Die Flammenausbreitung zeigt alle Eigenschaften, die in den Messungen Schnauffers zu Tage getreten sind. Die Einflüsse auf die Ausbreitungsgeschwindigkeit werden verdeutlicht durch die Darstellung des von der Flamme ergriffenen Volumens über den Kurbelwinkel Abb. 25. Der Zusammenhang zwischen dem verbrannten Anteil des Brennrauminhalts und dem gemessenen Druckverlauf wird in dieser Abbildung schon deutlich. Die Übereinstimmung ist vollkommen, wenn man die anteilige Drucksteigerung mit dem Anteil des Ladegewichts, das jeweils verbrannt ist, vergleicht und bei der Druckänderung denjenigen Einfluß eliminiert, der durch die Volumenänderung des Verbrennungsraums infolge der Kolbenbewegung bedingt ist (Abb. 26). Aus diesen Zusammenhängen folgt, daß durch richtige Gestaltung des Verbrennungsraums die Fortschrittsgeschwindigkeit der Flamme so reguliert werden muß, daß der Höchstdruck im richtigen Augenblick, d. h. etwa 12° n.o.T. auftritt, und daß ferner das Maß des Druckanstiegs weder so langsam ist, daß der Wirkungsgrad des Prozesses beeinträchtigt wird, noch

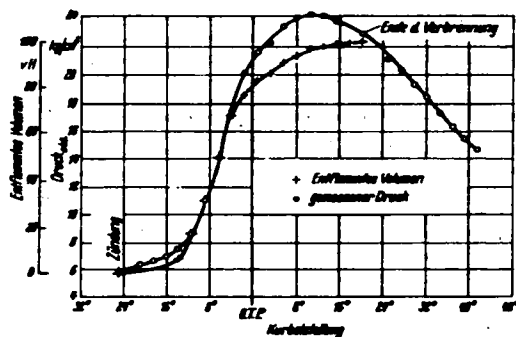


Abb. 25 Druckverlauf im Vergleich zur Größe des entflammten Volumens nach Abb. 24

so groß, daß ein „rauer Gang“ oder eine klopfende Verbrennung eintritt. Als richtiges Maß des Druckanstiegs kann eine mittlere Drucksteigerung von 2 bis 3 kg/cm² je Grad Kurbelwinkel angesehen werden.

a) „Klopfende Verbrennung“

Wiewohl die physikalischen und chemischen Vorgänge beim „Klopfen“ noch strittig und die eigentlichen Ursachen des Klopfens noch nicht voll geklärt sind, kann man folgende Deutung des Klopfvorganges, die überdies durch Zeitlupenaufnahmen Raßweilers und Withrows [24] u. a. [32] bestätigt wird, als gültig betrachten: Das vor der Flammenfront befindliche unverbrannte Gasvolumen wird durch die Drucksteigerung im verbrannten Teil der Ladung verdichtet, erhitzt sich, überschreitet schließlich die Selbstentzündungstemperatur und entzündet dann in seiner ganzen Ausdehnung ziemlich gleichzeitig. Damit ist ein plötzlicher Druckanstieg verbunden. Die Abb. 27 zeigt nach Raßweiler und Withrow Ausschnitte von 6 aufeinander folgenden Bildern aus Aufnahmen klopfender Verbrennungen. Die Bilder zeigen alle in gleicher Weise die Unterbrechung des gleichmäßigen Flammenfortschritts durch das Auftreten eines zweiten oder mehrerer Brennerherde (Bildreihe F), die sich mit großer Geschwindigkeit auf die gesamte unverbrannte Restmenge ausbreiten. Der Unterschied in der Geschwindigkeit der Flammenausbreitung bei klopfender und nicht-klopfender Verbrennung ergibt sich deutlich aus dem Vergleich der Abb. 24 und 27. Wichtig ist, daß — wie Abb. 27 zeigt — der Einsatz der störenden Entflammung nicht immer an der gleichen Stelle des Verbrennungsraums einsetzt, also nicht unmitttelbar durch ört-

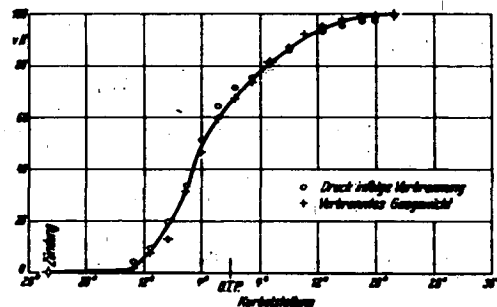


Abb. 26 Verhältniger Druckanstieg infolge Verbrennung, verglichen mit dem verbrannten Gasgewichtsanteil nach Abb. 24

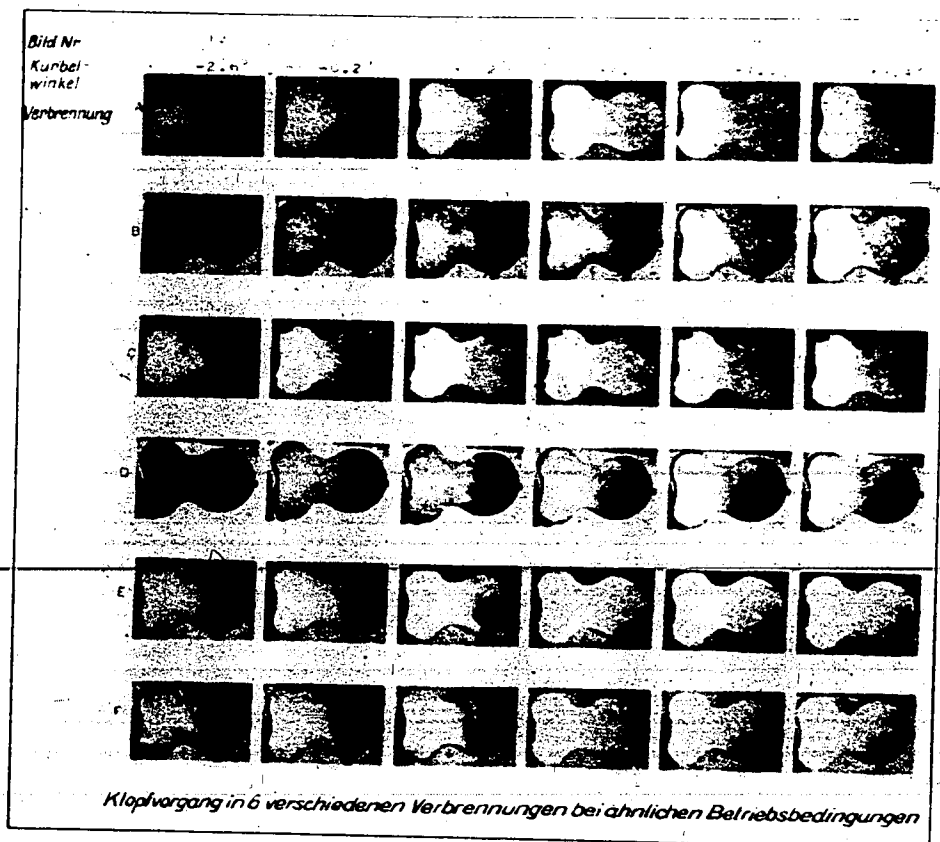


Abb. 27 Flammenbilder bei klopfender Verbrennung im Brennraum wie Abb. 24

liche Erhitzung der Wandung hervorgerufen wird. Mit der spontanen Entflammung verbunden ist eine außerordentlich starke Turbulenz der Ladung, verursacht durch die plötzliche Dehnung der rasch verbrennenden Gasmassen. Damit ist eine Erhöhung des Wärmeübergangs vom Gas an die Wand verbunden, die eine Vermehrung des Kühlverlusts und eine übermäßige Erhitzung derjenigen Teile zur Folge hat, die die Wärme mangelhaft ableiten können. Letztere führt häufig zu ernsthaften Beschädigungen an Kolben und Zylinderkopfteilen. Allerdings deuten neuere Beobachtungen darauf hin, daß solche Schäden nicht allein thermische Ursachen haben [47]. Möglicherweise tritt eine Kavitationserscheinung hinzu, die durch Schwingungen der geschädigten Bauteilzone oder des an ihr anliegenden Ölfilms hervorgerufen wird; hierbei wird die Schwingung durch den plötzlichen Druckanstieg beim Klopfvorgang angefacht.

Die Vorbedingungen, die zur Selbstentzündung unverbrannter Ladung führen, sind nach dem heutigen Stand der Forschung nicht mit Sicherheit anzugeben. Doch kann mit einiger Bestimmtheit angenommen werden, daß schon vor der sichtbaren Verbrennung in den Ladungsteilen physikalische und chemische Vorreaktionen stattfinden, die die Selbstentzündung vorbereiten, und daß die Natur des Kraftstoffs sowie Druck- und Temperatur den Ablauf dieser Vorreaktionen wesentlich beeinflussen [18], [29].

Die Klopfneigung eines Kraftstoffs kann also begünstigt werden durch folgende unmittelbare motorische Anlässe:

1. Großes Volumen des unverbrannten Anteils;
2. hoher Druck und
3. hohe Temperatur des unverbrannten Anteils;
4. genügende Zeit zur Vorreaktion.

Hierbei können als mittelbare Anlässe folgende Umstände auftreten:

- Zu 1. Vorzeitiger Zündensatz. Die Volumenänderung beim Kolbenaufwärtsgang überlagert sich mit den ersten Phasen der Verbrennung und bewirkt eine hohe Drucksteigerung, bevor der Hauptteil der Ladung verbrannt ist.
- Zu 2. Hoher Ladedruck und hohes Verdichtungsverhältnis.
- Zu 3. a) Hohe Ladetemperatur und hohes Verdichtungsverhältnis,
b) starke Wärmeaufnahme der Ladung während des Ladehubs infolge hoher Zylinderwandtemperaturen,
c) Wärmezufuhr an dem zuletzt verbrennenden Ladungsanteil oder geringe Wärmeabfuhr aus ihm infolge heißer Wandungen,
d) mangelnde Wärmeabfuhr aus den zuletzt verbrennenden Ladungsteilen infolge geringer spez. Oberfläche des Brennraumes oder
e) infolge mangelnder Wirbelung.

Zu 4. Langsamer Flammenfortschritt, insbesondere nach anfänglich rascher Drucksteigerung.

Die Anforderungen an die Gestaltung eines klopfstesten Brennraumes ergeben sich aus vorstehendem von selbst und können wie folgt zusammengefaßt werden:

1. Hinreichende Kühlung der Brennraumwandungen.
2. Vermeidung überhitzter Stellen, insbesondere in dem Teil, der im letzten Teil des Weges der Flammenfront liegt.
3. Wahl des Flammenweges so, daß die Flamme vom heißeren in den kälteren Teil des Brennraums wandert.
4. Wahl des Flammenweges so, daß die Flamme vom weiteren in den engeren Teil des Brennraums verläuft.
5. Erzeugung ausreichender Wirbelung.
6. Möglichst kurze Zündwege.
7. Vermeidung toter Ecken mit mangelnder Wirbelung, insbesondere am Ende des Flammenweges.

Von besonderer Wichtigkeit sind die Forderungen 2, 6 und 7. Kompakte Brennraumformen (zylindrisch, kalottenförmig und dachförmig), wie sie bei Hochleistungsflugmotoren üblich sind, erfüllen am sichersten diese Forderung.

Zur Forderung 1 ist zu sagen, daß über das Maß der Kühlung, die als hinreichend zu betrachten ist, keine eindeutigen Angaben gemacht werden können. Daß bereits verhältnismäßig geringe Wandtemperaturunterschiede die Reaktionsgeschwindigkeit und damit das Maß des Druckanstiegs stark beeinflussen können, zeigt Abb. 28 [23]. Es kann allerdings auch durch zu starke Kühlung die anfängliche Flammenentwicklung beeinträchtigt und damit der Wirkungsgrad und die Klopfestigkeit herabgesetzt werden. Dieser Fehler wird dann meist gemacht, wenn gegen die Forderung 4 verstoßen wird. Diese ist mit den Forderungen 2 und 3 eng verbunden. Ihnen ist, insbesondere bei Motoren mit seitlich stehenden Ventilen, erhöhte Aufmerksamkeit zuzuwenden. Um eine gute anfängliche Durchzündung, namentlich bei geringen Belastungen, zu gewährleisten, ist in dem ersten Teil des Flammenweges die Wandung warmzuhalten, während die Wandungen, die den zuletzt verbrennenden Gasanteil umschließen, möglichst viel Wärme abführen sollen. Es werden deshalb erhebliche Anstrengungen gemacht, durch Vergrößerung und richtige Temperierung der Innenflächen, in dem über dem heißen Kolben liegenden Teil des Brennraums das Klopfen zu verhindern. Zylinderköpfe, bei denen nach Abb. 29 in der gußeisernen Wandung des Kopfes oberhalb des Kolbens ein Kupfereinsatz mit vergrößerter Kühlfläche auf der Wasserseite angeordnet war, vermochten die Klopfneigung soweit einzudämmen, daß unter gleichen Bedingungen Leistung und Kraftstoffverbrauch bei Vollast um etwa 5 vH. verbessert werden oder bei gleicher Weichheit der Verbrennung das Verdichtungsverhältnis von 6,3 auf 7,0 erhöht werden konnte [41].

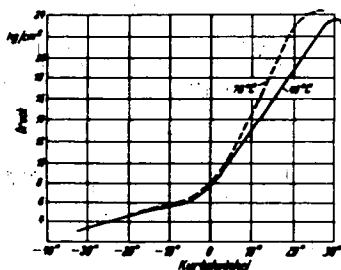


Abb. 28 Einfluß der Brennraumwandtemperatur auf die Energieumsetzung.

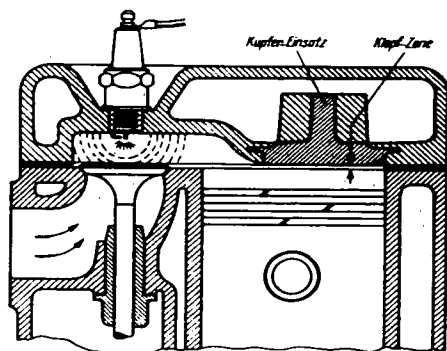


Abb. 29 Zylinderkopf aus Gußeisen mit Kupfereinsatz

den konnte [41]. Die Temperaturen auf der Gasseite der Kupfereinsätze lagen hierbei um etwa 70 bis 80° C tiefer als die an den Gußeisenwandungen und nur wenige Grade über der Temperatur des Kühlmittels. Diese Versuche seien hier wegen ihrer symptomatischen Bedeutung angeführt. Daß bei flüssigkeitsgekühlten Motoren noch wesentliche Erhöhungen des Kühleffekts möglich sind, ist ihre bedeutsamste Lehre.

Die Forderung 5 nach ausreichender Wirbelung besagt, daß eine übermäßige Wirbelung nachteilige Folgen haben kann. Es sei deshalb auf die wiederholt betonte Tatsache hingewiesen, daß eine übermäßige Wirbelung zwecklos für die Förderung der Verbrennung ist. Auch sie ist imstande, die anfängliche Flammenentwicklung zu hemmen. Der sicherste Weg, die erforderliche Gasturbulenz zu erzielen, ist der, die Einlaßgeschwindigkeiten richtig zu bemessen. Bei empfindlichen Hochleistungsmotoren führen andere Wege der Wirbelerzeugung, etwa durch Verdrängerwirkungen, leicht zu Fehlschlägen, weil sich die übrigen wichtigen Forderungen gleichzeitig nicht leicht erfüllen lassen. So war beim Rolls-Royce-Merlin I-Motor — wie schon erwähnt — eine Verdrängerform des Brennraums (Abb. 30) gewählt worden, weil angenommen worden war, daß die glatten und großen Einlaßquerschnitte keine hinreichende Turbulenz ergeben könnten. Das Ergebnis aber war, daß der Motor unter Startbedingungen klopfte. Die Brennraumform wurde daher beim Merlin II-Motor durch die einfache und bewährte zylindrische Scheibenform ersetzt (Abb. 31).

Dieses Beispiel ist ein Beweis dafür, daß im Großflugmotorenbau kein Anlaß zur Anwendung gekünstelter Brennraumformen besteht. Das gilt wenigstens für ventilsteuerte Zündmotoren. Anders liegen die Verhältnisse bei Motoren mit Außenschiebersteuerung, d. h. solchen, bei denen die Steuerkanäle z. T. im Brennraum liegen [46], [41a]. Hier lassen sich Zerklüftungen des Raums nicht vermeiden, wohl aber kann man die Gasbewegung im Brennraum so leiten, daß die vorhandenen „toten Ecken“ während des Verbrennungsvorganges im ständigen Gasaustausch mit dem Hauptbrennraum stehen. Damit ist dann die Forderung 7 erfüllt.

b) Zylindergröße und Klopfverhalten.

Aus allem bisher Gesagten geht hervor, daß auch die Größe des Zylinders von Einfluß auf die Klopfestigkeit des Brennraums sein muß, insbesondere deshalb, weil die Temperaturen der Brennraumwandungen und des Kolbenbodens bei großen Zylinderabmessungen höher sind als bei kleinen. Eindeutige Zusammenhänge hierüber sind wegen der Vielfältigkeit der mitwirkenden Einflüsse wohl niemals erhältlich. Qualitative Anhalts-

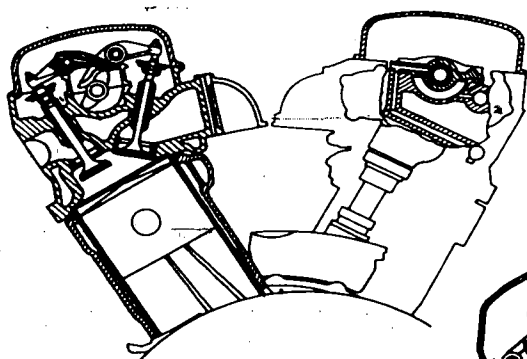
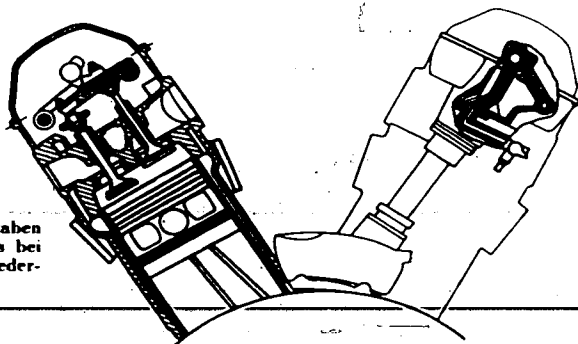


Abb. 30 Rolls-Royce Merlin I

Abb. 30 u. 31 Beispiel einer fehlerhaften und einer brauchbaren Brennraumgestaltung für einen Hochleistungsflugmotor

Abb. 31 (unten) Rolls-Royce Merlin II



punkte und Verhältniswerte geben aber die Angaben Ricardo über das zulässige Verdichtungsverhältnis bei verschiedenen Hubräumen, die in Zahlentafel 2 wiedergegeben sind.

Zahlentafel 2

Ladedruck $\sim 1 \text{ ata}$

Hubraum	ltr 0,5	1,0	2,0	3,0	4,0
zul. Verdichtungsverhältnis	7,5	7,3	6,5	6,0	5,8

Heute interessiert der zulässige Ladedruck mehr als das zulässige Verdichtungsverhältnis. Die FKFS hat es unternommen, das Verhalten geometrisch annähernd ähnlicher Zylinder verschiedenen Hubraumes vergleichend zu untersuchen: M. Kuhn [45] hat folgende Vergleichs-Zahlenwerte angegeben:

Zahlentafel 8

Kraftstoff OZ 87, $\varepsilon = 6,3$, c_m 11 m/s

Hubraum	ltr 0,61	1,47	2,68
Zylinderdurchmesser	mm 90	120	150
Ladedruck an der Klopfgrenze	kg/cm ² 1,55	1,3	1,0

c) Verbrennung und Klopfen bei Diesel-Motoren.

Die Zündung und Verbrennung des Gemischs im Diesel-Motor ist — wie bereits beschrieben — mit der Gemischbildung viel enger verbunden als dies im Otto-Motor der Fall ist. Die Ziele bei der Steuerung der Verbrennung sind in beiden Fällen die gleichen, nämlich schnelle Verbrennung zur Erzeugung guter Wirkungsgrade und Vermeidung allzu scharfer Druckanstiege zur Erzielung eines weichen Arbeitens. Während beim Zündermotor die Energieumsetzungsgeschwindigkeit nur durch Beeinflussung der Brenngeschwindigkeit in dem fertig gebildeten Gemisch gesteuert wird, überschneiden Kraftstoffeinspritzung und Verbrennung sich beim Diesel-Motor zeitlich in den meisten Fällen; Gemischverteilung und Verbrennung tun es immer. Während beim Otto-Motor die Energie zur fortlaufenden Entzündung unmittelbar der Flammenfront selbst entstammt — ausgenommen bei klopfender Verbrennung —, wird beim Diesel-Motor die Zündenergie von der hocherhitzten Verbrennungsluft auf das einzelne Kraftstoffteilchen übertragen. Beim Otto-Motor ist also die Ausbildung der Flammenfront, beim Diesel-Motor die Makro- und Mikrogemischbildung das Entscheidende für den Ablauf der Verbrennung. Dementsprechend sind die Zusammenhänge zwischen Brennraumform und Verbrennungsablauf bei Diesel-Motoren im wesent-

lichen durch die Erfordernisse der Gemischbildung und Brennraumverwirbelung gegeben, über sie wurde in den Abschnitten IV 4 a, IV 4 b berichtet.

Auch das Klopfen ist beim Diesel-Motor eine Frage der Kraftstoffeinspritzung und Gemischbildung. Klopfen wird vermieden, wenn für kurze Zündverzögerung Sorge getragen ist. Diese Aufgabe wird — außer von der Kraftstoffseite her — dadurch gelöst, daß durch Feinheit der Zerstäubung, Wirbelung, hohen Druck und hohe Temperatur der Verbrennungsluft, gegebenenfalls auch durch Wärmezufuhr aus den Brennraumwandungen die Verdampfung und Entzündung des zuerst eingespritzten Kraftstoffanteils begünstigt wird. Auch dies sind Maßnahmen, die in Abschnitten über Brennraumform und Gemischbildung besprochen sind.

V. Ventilanordnung und Brennraumform

Die Größe und Anordnung der Steuerorgane ist für die Gestaltung des Brennraums von Viertakt-Otto-Motoren von maßgebendem Einfluß, nicht nur mit Rücksicht auf die möglichen baulichen Anordnungen, sondern auch aus strömungstechnischen und thermodynamischen Gründen.

1. Eintrittsgeschwindigkeit der Ladung

Die Darlegungen des vorhergehenden Abschnitts zeigen, wie vielseitig der Einfluß der Gasbewegung im Zylinder ist. Wie dargelegt wurde, obliegt bei den meisten Flugmotoren, vorwiegend dem Einlaßstrom die Aufgabe, der Ladung im Zylinder denjenigen Grad von Turbulenz zu geben, der für eine rasche Durchzündung notwendig ist. Es ist auch gezeigt worden, daß zu diesem Behufe eine bestimmte Eintrittsgeschwindigkeit nicht überschritten zu werden braucht. In dem Versuchsmotor Schnauffers lag die Grenzggeschwindigkeit in der Gegend von 60 m/s. Man kann diesem Wert keine Allgemeingültigkeit zuschreiben, da die während der Verbrennung noch vorhandene Einlaßsturbulenz von der Größe und Form des Brennraums und auch von der Drehzahl abhängt. Es kann aber vermutet werden, daß bei größeren Zylindern und bei rascher laufenden Motoren (d. h. also, in den meisten praktischen Fällen) die Grenzggeschwindigkeit tiefer liegen wird. Andererseits

ist die im Abschnitt IV 1 b aufgestellte Forderung eines möglichst kleinen Druckabfalls im Einlaßorgan durch kleine Einstromgeschwindigkeiten zu erfüllen. Auch die im Abschnitt IV 4 c besprochene Verminderung des Füllgrades durch Wärmeaufnahme der Ladung während des Ladehubs im Verein mit der Steigerung des Wärmeübergangs bei Wirbelung verlangt eine nicht zu hohe Eintrittsgeschwindigkeit. Ricardo und Pye geben an, daß eine mittlere Gasgeschwindigkeit von 40 bis 50 m/s geeignet ist, um den verschiedenen, sich widersprechenden Forderungen gerecht zu werden. Diese Angabe gilt für Kraftfahrzeugmotoren. Bei den im Flugmotorenbau heute üblichen und in Zukunft sich weiter steigernden hohen mittleren Kolbengeschwindigkeiten ist eine Unterschreitung dieser für die Turbulenzen nötigen Gasgeschwindigkeit nicht zu erwarten. Es folgt daraus, daß man bei der Zylinderkonstruktion für Flugmotoren unter allen Umständen die größtmöglichen Einlaßquerschnitte anordnen soll.

a) Einlaßgeschwindigkeit, Füllung und Mitteldruck.

Die Beziehungen zwischen mittlerer Einlaßgeschwindigkeit, mittlerem Arbeitsdruck und Kraftstoffverbrauch für Kraftfahrzeugmotoren sind von Ricardo entsprechend der Abb. 32 angegeben. Vom Verfasser [43] und auf dessen Veranlassung von Schünemann [48] sind an Flugmotorenzylindern (BMW IX 2ventilig und Fiat A-30 RA, 4ventilig) mit Ventilsteuerungen mit veränderlichem Hub Versuche über den gleichen Gegenstand ausgeführt worden, deren Ergebnisse die Abb. 33 zeigt. Zum Vergleich sind Angaben Ricardos über den Verlauf des Füllgrades über der Eintrittsgeschwindigkeit in diesem Bilde eingezeichnet. Man findet grundsätzlich zwar die Angaben Ricardos bestätigt, jedoch ist der Abfall des Füllgrades mit steigender Geschwindigkeit nach den Versuchen der DVL wesentlich geringer als von Ricardo angegeben.

Die Höchstwerte von Füllung und Mitteldruck wurden bei 50 bis 60 m/s erreicht. Doch bleibt der Abfall der Werte bis zu 90 m/s Eintrittsgeschwindigkeit erträglich. Mit Rücksicht darauf, daß bei diesen Versuchen nur der Ventilsplitt, nicht aber der Kanalquerschnitt verändert wurde, wird man in Wirklichkeit einen etwas stärkeren Einfluß der Strömungsquerschnitte erwarten können.

2. Auslaßquerschnitt

Die Größe des Auslaßventilquerschnitts ist für den Füllungsgrad der Maschine von weit geringerem Einfluß. Pye [57] gibt an, daß die Gasgeschwindigkeit im Auslaßventil um 50 vH. größer sein kann als im Ein-

laßventil. Die Versuche des Verfassers [43] zeigten in Übereinstimmung mit diesen Angaben bei einer Steigerung der Auslaßgasgeschwindigkeit bis zu 130 m/s keinen Einfluß auf die Füllung und nur einen unwesentlichen auf den Arbeitsdruck. Die Versuche an dem schnelllaufenden vierventiligen Zylinder, die auch unter Höhenbedingungen durchgeführt wurden, bestätigen diese Ergebnisse. Man darf also den Auslaßquerschnitt zugunsten des Einlaßquerschnitts um etwa 30 vH. kleiner ausführen als diesen, wenn man hier die Gasgeschwindigkeit von rd. 90 m/s nicht überschreitet.

Anmerkung: Unter Gasgeschwindigkeit im Ventilsplitt ist hier der Ausdruck

$$w = \frac{F_K}{f_{sp}} \cdot c_m = F_K \cdot c_m \cdot \frac{1}{d_K \cdot \pi \cdot h \cdot \cos \alpha} \quad (4)$$

verstanden, wobei

F_K = Kolbenfläche,

f_{sp} = Ventilsplittquerschnitt bei voller Öffnung,

d_K = Ventilkalendurchmesser,

h = Ventilhübe,

α = Sitzwinkel,

c_m = mittlere Kolbengeschwindigkeit,

sind.

Daraus ergibt sich folgender Zusammenhang zwischen dem Verhältnis des Steuerquerschnitts zu Kolbenfläche und der Kolbengeschwindigkeit, vgl. Zahlentafel 4.

3. Steuerquerschnitt und Brennraumform

Nun sind durch mehrere bauliche Bedingtheiten die Ventilquerschnittsgrößen, die sich in Verbrennungsräumen verschiedener Form anordnen lassen, beschränkt. Ebenso ist der mögliche Ventilhübe begrenzt durch die Forderung, daß ein mit voller Erhebung festsitzendes

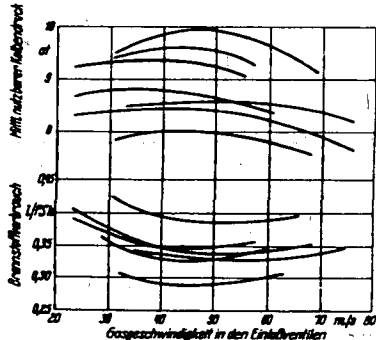


Abb. 32 Beziehungen zwischen mittlerem nutzbarem Kolbendruck, Kraftstoffverbrauch und Gasgeschwindigkeit im Einlaß

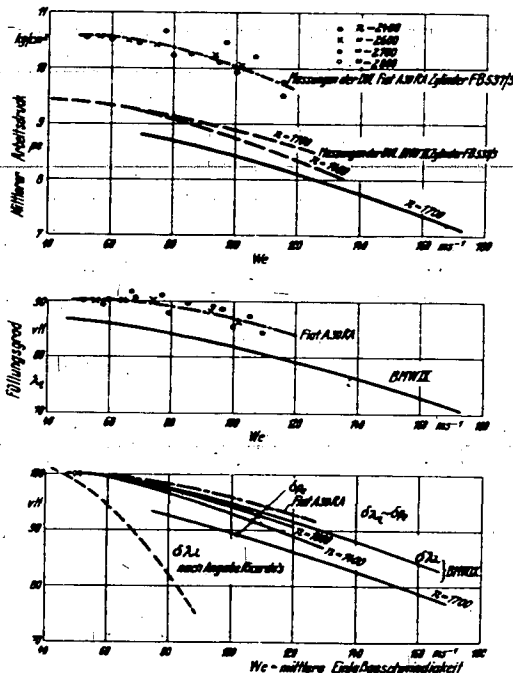


Abb. 33 Einfluß der Einlaßgeschwindigkeit auf den mittleren nutzbaren Kolbendruck und den Füllungsgrad

Zahlentafel 4

Werte für $\frac{f_{sp}}{F_K} = \frac{c_m}{w}$

w m/sec	c _m m/sec			
	10-	12	15	18
60	0,167	0,2	0,25	0,3
90	0,111	0,133	0,167	0,2
130	0,077	0,093	0,116	0,138

Ventil nicht auf den Kolben aufstoßen soll. Für die heute im Flugmotorenbau üblichen Brennraumformen und Ventilanordnungen hat Schünemann in der schon erwähnten Arbeit [48] diese Zusammenhänge untersucht. In Abb. 34–37 sind die Brennraumformen und in Abb. 38 die Ergebnisse dieser Untersuchung wiedergegeben.

Bei diesem Vergleich sind durchweg Leichtmetallzylinderköpfe mit eingesetzten Ventilsitzringen vorausgesetzt. Für die Zwischenräume von Ventil zu Ventil und für die Abstände der Ventile vom Rand sind einheitliche Mindestgrößen zugrunde gelegt. Weiter sind weder im Zylinderkopf noch im Kolben irgendwelche Aussparungen vorgesehen. Der Ventilhub ist mit $\frac{1}{4}$ des Kanaldurchmessers angesetzt und weiterhin ist bei den beiden kalottenförmigen Verbrennungsräumen der Ver-

dichtungsraum gleich dem Kalotteninhalt, eine Voraussetzung, die die bestmöglichen Einlaßquerschnitte für die vorgegebene Kalotte ermöglicht. Für die 3ventilige Form ist der Querschnitt des einen Auslaßventils gleich dem Auslaßventilquerschnitt einer 2ventiligen Kalotte bei gleichen Zylinderabmessungen angesetzt. Unter diesen Voraussetzungen sind die Zahlenwerte der Abb. 38 zu beurteilen. Sie geben gute Anhaltspunkte dafür, mit welchen Ventilanordnungen die in der Zahlentafel 4 angegebenen Werte von f_{sp}/F_K eingehalten werden können. Wesentlich ist, daß ein ausgesprochener Einfluß des Hubverhältnisses vorliegt, das den Anwendungsbereich jeder der Anordnungen bestimmt.

Für kurzhubige Motoren ist die 3ventilige Bauart mit 2 Einlaßventilen (Abb. 36) oder — insbesondere für Zylindergrößen über 1,5 l Hubraum — die 4ventilige Anordnung (Abb. 37) geeignet. Für langhubige Motoren eignen sich die kalottenförmigen Brennräume (Abb. 34). Die in jedem Fall bezüglich der Steuerquerschnitte günstigste Form, die Kalotte mit vier radial angeordneten Ventilen (Abb. 35), bedingt eine für die praktische Verwendung zu schwierige Kinematik der Ventilsteuerung.

Die in der Abbildung angegebenen Grenzkurven bezeichnen diejenigen Hubverhältnisse, bei denen zwei Anordnungen gleichwertig sind. Nun ist bei zylindrischen Brennraumformen der mögliche Einlaßquerschnitt durch den Zylinderdurchmesser, nicht aber durch

Abb. 34 bis 37 Brennraumformen und Ventilanordnungen für Flugmotoren

Abb. 34 Kalottenförmiger Brennraum mit einem Einlaß- und einem Auslaßventil für luftgekühlte Motoren

Abb. 35 Kalottenförmiger Brennraum mit zwei Einlaß- und zwei Auslaßventilen für luftgekühlte Motoren

Abb. 36 Zylindrischer Brennraum mit zwei Einlaßventilen und einem Auslaßventil für flüssigkeitsgekühlte Motoren

Abb. 37 Zylindrischer Brennraum mit zwei Einlaß- und zwei Auslaßventilen für flüssigkeitsgekühlte Motoren

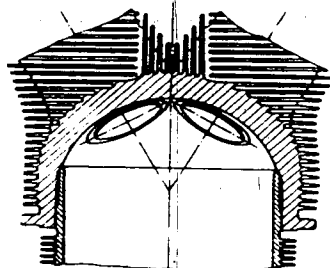
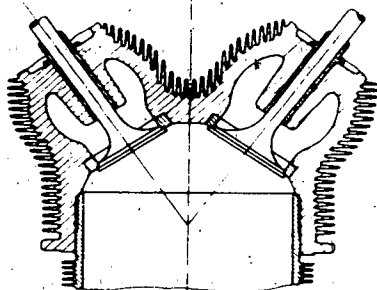
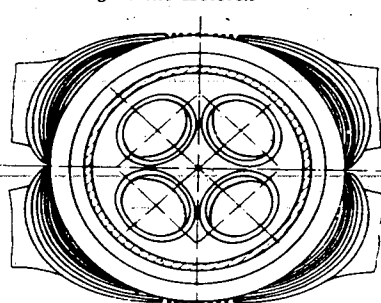
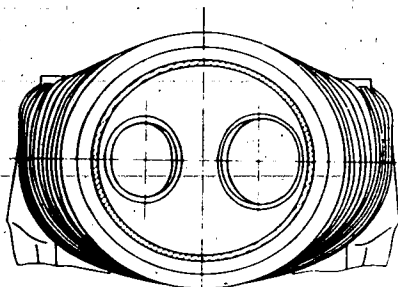


Abb. 34

Abb. 36

das Verdichtungsverhältnis — solange dieses kleiner als etwa 10 ist — bestimmt, während bei kalottenförmigen Brennräumen es gerade umgekehrt ist. Um den einheitlichen Parameter — den Hubraum — für den Vergleich einführen zu können, mußte deshalb die von Ricardo angegebene Beziehung zwischen Hubraum und Verdichtungsverhältnis (s. Zahlentafel 2, Abschnitt IV 5b) eingeführt werden, die den Grenzkurven I, III und IV zugrunde gelegt ist. Da diese Beziehung kaum als allgemeingültig angesehen werden kann, ist in der Abbildung die Grenzkurve II nach einer abgewandelten Beziehung eingetragen, wie sie etwa für klopffestere Kraftstoffe gelten mag. Es ist damit zum Ausdruck gebracht, daß die Grenzen, bei denen eine Bauart einer anderen gegenüber im Vorteil ist, nicht scharf gezogen werden können.

Zweiventilige, kalottenförmige Brennräume

Die im Flugmotorenbau häufig angewandte zweiventilige, kalottenförmige Bauart kann in ihrer Form mannigfaltig variiert werden. Die größten Steuerquerschnitte lassen sich erzielen, wenn man den Kalottenraum gleich dem Verdichtungsraum ausführt, also weder den Kolbenboden hohl oder aufgewölbt ausführt, noch einen Teil des zylindrischen Raums in den Verdichtungsraum mit einbezieht. Für ein vorgegebenes Verdichtungsverhältnis und eine gegebene Bohrung D ist damit der Wölbungsradius R der Kalotte bestimmt. Danach unterliegt noch der Neigungswinkel der Ventilachse zur Zylinderachse einer Variationsmöglichkeit. Die Zusammenhänge zwischen Zylinderdurchmesser, Kalottenradius, Durchmesser des Ventilkanaals und Ventilhub sind in Abb. 39 [48] zusammengefaßt. Die Abbildung gibt die Abhängigkeit der Verhältnisse: Ventilkanaaldurchmesser zu Zylinderdurchmesser d_K/D und die mögliche Ventilerhebung zu Ventilkanaaldurchmesser a/d_K vom Ventilneigungswinkel an. Parameter

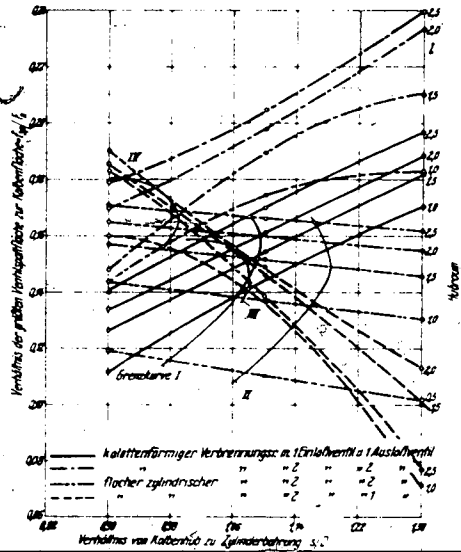


Abb. 38 Zusammenhänge zwischen Brennraumform, Zylinderabmessungen und Einlaßquerschnitten

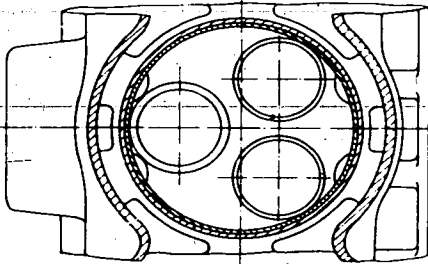
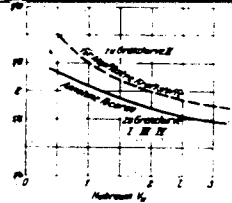


Abb. 36

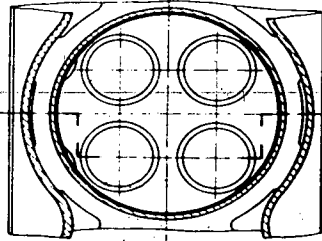
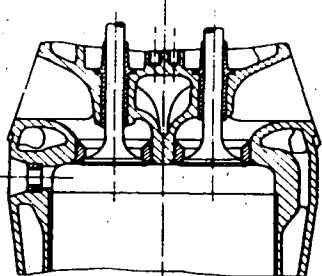
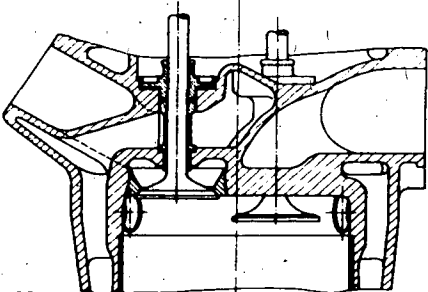


Abb. 37



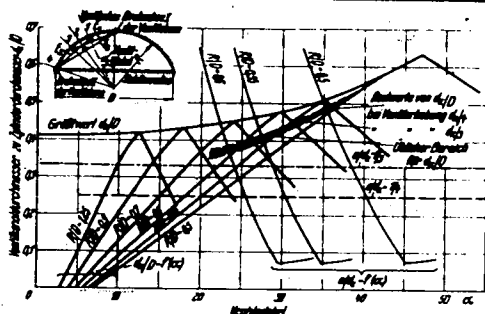


Abb. 39 Zusammenhänge zwischen Ventilkalandurchmesser und Brennraumabmessungen für kalottenförmige Brennräume mit zwei Ventilen

ist das Verhältnis Kalottenradius R zu Bohrung D . Für die praktisch in Frage kommenden Ventilhübe $a = \frac{d_K}{8}$ bis $a = \frac{d_K}{4}$ ergibt sich ein schmaler Bereich für die Beiwerte von d_K/D . Der Verlauf dieses Bereichs zeigt, daß die größten Steuerquerschnitte sich bei hochgewölbten Kalotten und großen Ventileigungswinkeln ergeben. Das Schaubild Abb. 39 kann für die Konstruktion kalottenförmiger Brennräume gute Anhaltspunkte geben. Da es auf bestimmte Annahmen über einzelne Konstruktionsmaße aufgebaut ist, sind die absoluten Zahlenwerte mit gewissen Toleranzen gültig.

4. Ventilanordnung und Wärmeübergang im Ladehub

Auf die Bedeutung der Zusammenhänge zwischen Eintrittsgeschwindigkeit der Ladung und ihrer Erwärmung beim Ladehub wurde bereits hingewiesen. Naturgemäß ist auch die Anordnung der Ventile im Brennraum und die Größe ihres Durchmessers und Hubs nicht ohne Einfluß auf den Wärmeaustausch. Hierüber geben die Versuche von Stambuleanu einigen Aufschluß [39]. Stambuleanu hat in einem Modellzylinder ohne Kolben bei stationärer Strömung den Wärmeübergang von der geheizten Zylinderwand an den durch das Einlassventil strömenden Luftstrom gemessen. Er hat aus den Versuchsergebnissen für die Wärmeübertragungszahl α den Ausdruck ermittelt:

$$\alpha = A \cdot c_{pw} \cdot \eta_w^{1/4} \cdot \left(\frac{T}{T_w}\right)^m \cdot (w \cdot \gamma)^n \text{ kcal/hm}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (5)$$

Hierin bedeuten:

- c_{pw} = die spez. Wärme des Gases bei konstantem Druck und bei der Temperatur der Zylinderwand,
- η_w = die Zähigkeit des Gases bei der gleichen Temperatur,
- T = die mittlere absolute Gastemperatur im Zylinderinnern,
- T_w = die Temperatur der Zylinderwand,
- $w \cdot \gamma$ = das mittlere, durch die Flächeneinheit des Zylinderquerschnitts fließende sekundliche Luftgewicht.

Die Exponenten m und n sind abhängig von der Anordnung des Ventils im Zylinder und dem Verhältnis des Kanaldurchmessers zum Zylinderdurchmesser. Der Wert n hat, nur geringe Schwankungen zwischen 0,9 und 0,7 aufgezeigt, während die Werte für den Exponenten m zeigen, daß der Temperatureinfluß um so stärker wird, je näher der Ventilrand zur Zylinderwand rückt. Den wesentlichen Einfluß übt aber der Beiwert A aus. Er ist von der Ventilanordnung im Zylinder vom Verhältnis des Kanaldurchmessers zum Zylinderdurchmesser, vom Verhältnis des Ventilhubs

zum Kanaldurchmesser und vom Verhältnis der freien Zylinderlänge zur Bohrung abhängig. Mit Rücksicht auf die geringe Übereinstimmung der Versuchseinrichtung mit den praktischen Verhältnissen sind die Zahlenwerte Stambuleanus nicht von Bedeutung, wohl aber lassen die von ihm gefundenen Abhängigkeiten wertvolle qualitative Schlussfolgerungen über die Wärmeübergangsvorgänge beim Ladehub zu. Neben den Einflüssen der Ladeluftwichte und der Kolbengeschwindigkeit, die in dem Ausdruck $(w \cdot \gamma)^n$ verkörpert sind und allgemeiner Wärmeübergangsgesetzen entsprechen, ist aus den Abhängigkeiten des Beiwerts A , die Stambuleanu ermittelt hat, zu folgern:

1. Der Hauptanteil der Wärme geht in den Teil des Zylinders über, der von dem aus dem Ventilsplatt tretenden Luftstrom unmittelbar getroffen wird. (Über die Strömungsform des aus dem Ventil austretenden Strahles siehe insbesondere die Arbeit von K. Tanaka [7].)
2. Bei gleichem Massenfluß ist der Wärmeübergang um so stärker, je größer die Geschwindigkeit im Ventilsplatt, d. h., je kleiner dieser ist; dies gilt für Spaltquerschnitte kleiner als 0,2 · Kolbenfläche; das ist aber der Bereich, der praktisch tatsächlich ausgeführt wird. Für größere Spaltquerschnitte findet keine nennenswerte Erhöhung der Wärmeübergangszahl mehr statt.
3. Ein im Abstand 0,25 · Zylinderdurchmesser seitlich der Zylinderachse hängendes Ventil bewirkt einen höheren Wärmeübergang als ein in Zylindermitte befindliches von gleichem Durchmesser, offenbar deshalb, weil die mit den Wandungen in Berührung kommenden Stromzonen ein größeres Volumen haben und die Beschulung der Wand intensiver ist. Bei seitlich angeordnetem Ventil ist sowohl der Beiwert A als auch der Exponent m höher als bei zentrisch angeordnetem Ventil.

Bei Versuchen der DVL an schiebergesteuerten Motoren [41a] wurde die Beobachtung gemacht, daß der Füllungsgrad auch dann höher lag, wenn die Steuerkanalquerschnitte kleiner waren als bei ähnlichen Ventilmotoren. Die oben besprochenen Erscheinungen legen die Vermutung nahe, daß ein Teil dieses Effektes auf geringere Erwärmung des Einlaßstromes zurückzuführen ist. Während das Tellerventil den Einlaßstrom in Form eines flachen Trichters ausbreitet und ihn in dünner Schicht gerade entlang den heißen Wandungen des Zylinderkopfes — insbesondere bei Kalotten — führt und gegen die heißesten Teile der Zylinderlauffläche richtet, tritt bei Schiebermotoren mit im Zylinderkopf angeordneten Einlaßkanälen der Einlaßstrom mit seinem überwiegenden Anteil in geschlossener Form in das Zylinderinnere ein, ohne in gleichem Maße wie bei Ventilsteuerung Gelegenheit zu haben, Wärme aus der Wand aufzunehmen. Andererseits kann beim Ventilmotor infolge der gleichen Erscheinung die Kraftstoffverdampfung während des Ladevorganges gefördert werden, jedoch lassen sich bei schiebergesteuertem Einlaßkanal auch Mittel anwenden, die eine gute Gemischvorbereitung sichern, dies sind insbesondere gute Eintrittsverwirbelung und bei Einspritzmotoren richtige Kraftstoffefführung.

VI. Die Anordnung der Zündkerzen im Brennraum

Die Zahl und Lage der im Brennraum angeordneten Zündkerzen ist sowohl für den Wirkungsgrad der Verbrennung als auch für die Klopfneigung des Brennraumes bestimmend. Die Gesichtspunkte, die bei der Anordnung der Zündkerzen zu berücksichtigen sind, gehen daher in ihren wesentlichen Zügen bereits aus dem über die Flammenausbreitung beim Zündermotor Gesagten hervor.

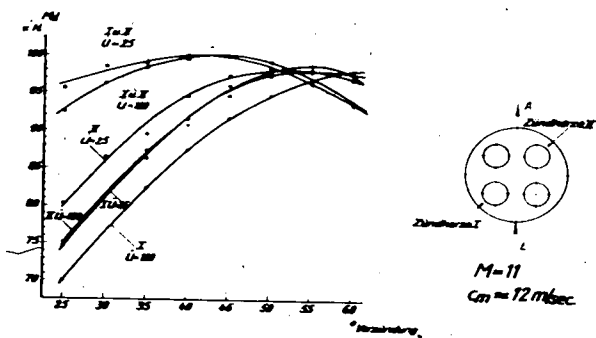
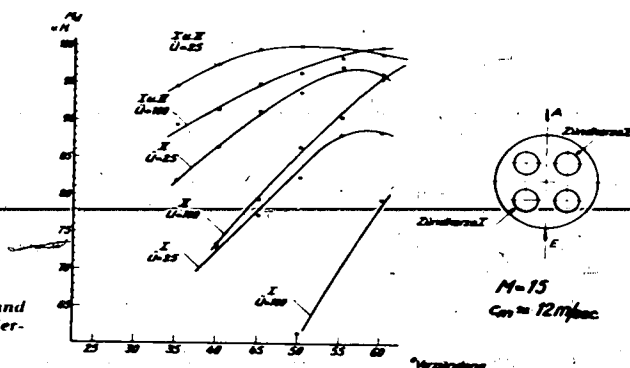


Abb. 40 (links) bei reichem Gemisch

Abb. 41 (rechts) bei armem Gemisch

Abb. 40 u. 41 Einfluß der Zündkerzenzahl und Lage auf das nutzbare Drehmoment bei vier-ventiligem, zylindrischem Brennraum



Es ist üblich, in einem Flugmotoren-Zylinder zwei Zündkerzen anzuordnen, nicht nur aus Sicherheitsgründen, um bei Zündstörungen den Zylinder in Betrieb halten zu können, sondern auch, weil zwei Zündkerzen eine raschere Durchzündung und damit besseren Wirkungsgrad gewährleisten. Abb. 23 E und F in Abschnitt IV 5 zeigt nach den Messungen Schnauffers den großen Unterschied in der Brenngeschwindigkeit bei Anordnung von einer oder zwei Kerzen unter sonst gleichen Bedingungen. Die mit zwei Kerzen erzielbare raschere Verbrennung ist um so wichtiger, je größer der Brennraum und je höher die mittlere Kolbengeschwindigkeit sind. Diese Anordnung ist also für Hochleistungsmotoren unerlässlich. Sie ist aber auch zur Erhöhung der Klopfestigkeit des Brennraums zweckmäßig. Unter gleichen Betriebsverhältnissen können durch eine zweite Zündkerze in geeigneter Anordnung zur ersten einige Prozente an Leistung und Wirkungsgrad gewonnen werden. Die Abb. 40 und 41 zeigen den Einfluß der Zündkerzenzahl auf das Drehmoment. Man erkennt, daß dieser Einfluß vom Maß der Vorzündung, vom Mischungsverhältnis, von der Lage der Kerzen und von der Größe der Ventilüberschneidung abhängig ist. Bei reichem Gemisch (Abb. 40, $M = 11$, $\lambda = 0,77$) lassen sich die nicht unbedeutlichen Drehmomentunterschiede, die bei gleicher Vorzündung auftreten, durch früheres Zünden annähernd ausgleichen. Es ist selbstverständlich, daß dadurch die Klopfneigung steigt. Bei armem Gemisch (Abb. 41, $M = 15$, $\lambda = 1,06$) liegen die Drehmomente bei Betrieb mit einer Kerze aber auch mit größtmöglicher Vorzündung nennenswert unter den mit zwei Kerzen erreichbaren Werten. Betrieb mit einer Kerze auf der Auslaßseite gibt bessere Ergebnisse als der mit einer Kerze auf der Einlaßseite. Allgemein sind arme Gemische, wie sie für wirtschaftliche Dauerleistung angewandt werden, und Spülmotoren mit großen Ventilüberschneidungen empfindlicher auf Kerzenzahl und -lage.

Für die endgültige Bewertung der doppelten Kerzenzahl ist aber noch zu berücksichtigen, daß bei Doppelzündung durch die raschere Durchzündung und die mit der schnelleren Verbrennung verbundene Verminderung der Abgas- und Auslaßventiltemperaturen auch die Klopfneigung herabgesetzt wird; infolgedessen läßt sich durch Erhöhung der Verdichtung oder des Ladedrucks bis zur Klopfgrenze noch eine weitere Leistungssteigerung ermöglichen. So zeigt Abb. 42 die Leistungssteigerung, die bei einem 4ventiligen Zylinder mit 2,3 l Hubraum erzielt wurde [50].

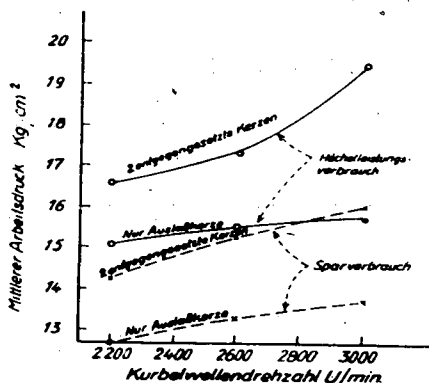


Abb. 42 Einfluß der Zündkerzenzahl bei Betrieb an der Klopfgrenze

$\epsilon = 1:6,54$, Ladetemperatur 70°C , Kühlmittelaustrittstemperatur 110°C , Kraftstoff 87 OZ (8 pH, Aromaten)

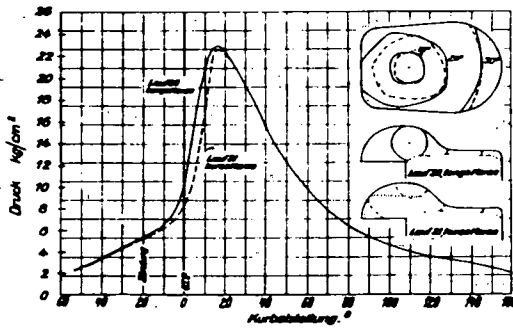


Abb. 43 Einfluß allseitiger Flammenausbreitung

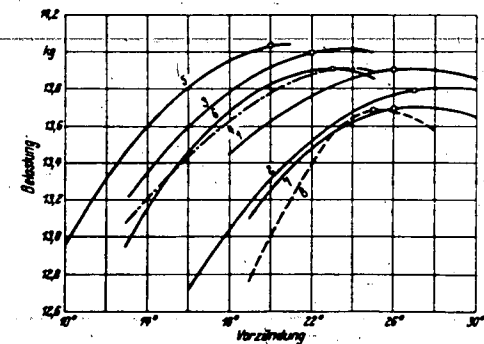
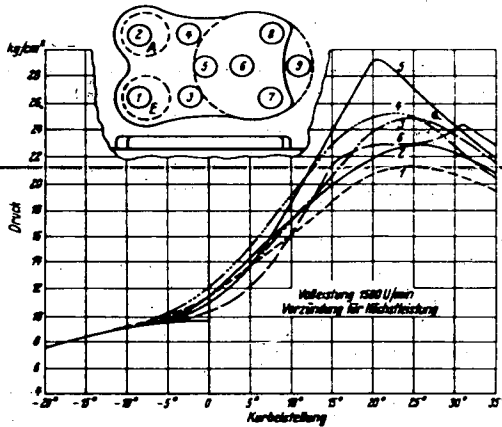


Abb. 45 Einfluß der Kerzenlage auf das Drehmoment und die Energieumsetzung

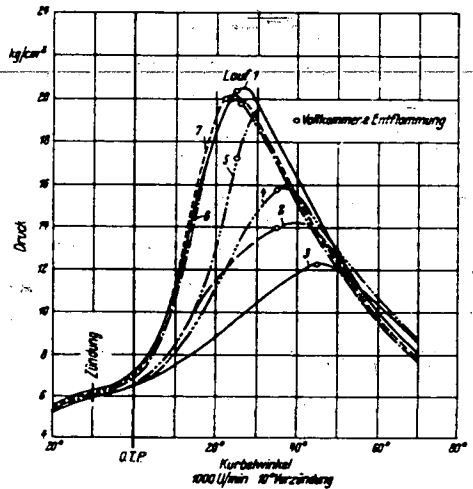
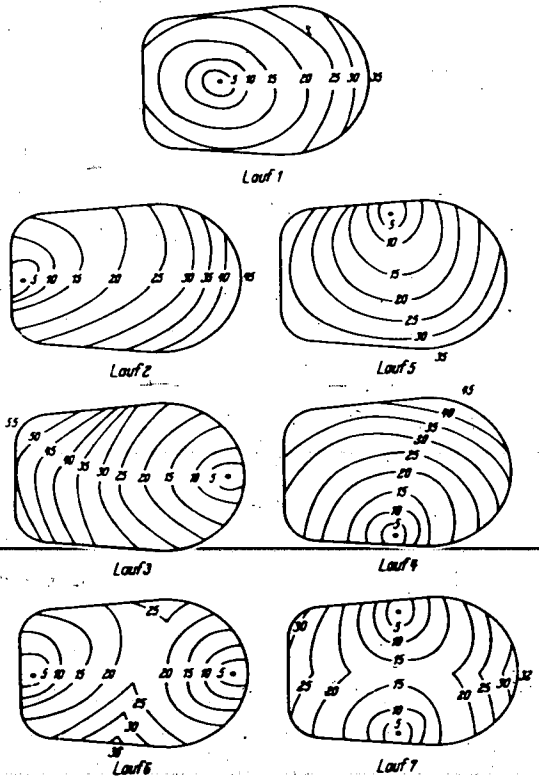


Abb. 47 Einfluß der Flammenneigänge und der Wirbelrichtung

Abb. 43 bis 45 Einfluß der Lage der Zündstellen auf die Flammenausbreitung und Energieumsetzung. Die an den Flammenfrontbildern angegebenen Zahlen bedeuten ° Kurbelwinkel nach Zündung

Über die Anordnung der Zündkerzen im Brennraum lassen sich folgende Grundregeln aufstellen: Zur Erhöhung der Brenngeschwindigkeit sollen

1. die Elektroden der Kerzen so angebracht sein, daß der hier sich bildende Verbrennungskern eine vielseitige Ausbreitungsmöglichkeit hat;
2. die Lage der Kerzen so gewählt sein, daß der Flammenweg durch den Brennraum kurz ist;
3. die Kerzen nahe bei, jedoch nicht unmittelbar an der heißesten Stelle des Brennraums — meist die Auslaßventile — sitzen;
4. bei inhomogener Gemischverteilung die Kerze in einer Zone reichen Gemisches untergebracht sein;
5. bei Zweikerzenanordnung beide Kerzen auf einem Durchmesser des Zylinders angebracht werden, und zwar nach Möglichkeit symmetrisch zu den vorhandenen Ventilen.

Zur Minderung der Klopfgefahr müssen:

6. die Kerzen so angeordnet sein, daß die Flammenfront sich keinesfalls vom kälteren in den heißeren Teil des Brennraums bewegt und
7. so, daß die Flammenfortschrittrichtung etwa vorhandenen gerichteten Gemischbewegungen entgegensteht.

Die Abb. 43 bis 45 [20], [23] sollen das Gesagte veranschaulichen. Sie sind zwar Untersuchungen an Kraftfahrzeugmotoren mit seitlich stehenden Ventilen entnommen, geben aber das Wesentliche der wichtigen Vorgänge deutlich wieder. Die beigegebenen Schaubilder des Druckverlaufs über den Kurbelwinkel verdeutlichen die Vorgänge. Zu Grundregel 1 vergl. Abb. 43, zu Grundregel 2 Abb. 44, zu Grundregel 3 Abb. 45. Hierbei ist zu beachten, daß die Gaszone um die Kerze heißer wird als die übrigen Gaszonen, da die hier befindlichen Gase zunächst durch die Verbrennung erhitzt werden, und durch die folgende Verdichtung auf den Spitzendruck eine weitere wesentliche Temperatursteigerung erfahren. Es ist daher unzweckmäßig, die an sich schon wegen ihrer hohen Temperaturen gefährdeten Auslaßventile und Ventilsitze durch die unmittelbare Nachbarschaft der heißen Kerzenzone noch weiter zu gefährden und andererseits die Kühlung des Kerzensitzes durch die Nähe eines heißen Auslaßventils zu erschweren. Wenn man trotz dieser Erwägung die Kerzen nicht möglichst von den Auslaßventilen entfernt anordnet, so geschieht dies mit Rücksicht auf die Grundregel 6, deren Mißachtung in allen den Fällen, wo durch Kraftstoff und Betriebszustand Klopfgefahr überhaupt vorhanden ist, das größere Übel sein würde. Die Grundregel 5 gilt für solche Verbrennungsräume, die im wesentlichen zylindrische dach- oder kalottenförmige Gestalt haben. Abb. 45 zeigt den zeitlichen Druckverlauf bei Zündung an verschiedenen Stellen und den Einfluß der Kerzenlage auf das Drehmoment. Diese Abbildung beweist ebenso wie Abb. 40, daß geringere Abweichungen der Kerzenanordnung von der günstigsten Möglichkeit bei Höchstleistungsgemisch durch größere Frühzündung weitgehend ausgeglichen werden können.

Neben diesen verbrennungstechnischen Gesichtspunkten sind natürlich für die Anordnung der Zündkerzen noch andere Rücksichten maßgebend, nämlich die konstruktive Unterbringungsmöglichkeit und die Zugänglichkeit. Bei Mehrreihenmotoren wird die Zugänglichkeit der Kerzen erleichtert, wenn man sie an den Außenseiten der Zylinder anbringt. Sie liegen damit zugleich auch in der günstigen Lage auf der Auslaßventilseite (übliche deutsche Anordnung). Für große Durchzündungsgeschwindigkeit ist die Anordnung nach Grundregel 5 aber ein wenig besser (englische Anordnung, Jumo 211), allzu groß ist der Unterschied nicht, und die Forderung nach guter Zugänglichkeit verdient bei einer Kerzenlebensdauer von oft nur 50 Stunden die höchste Beachtung.

Nicht weniger wichtig für den störungsfreien Betrieb des Motors ist es, bei der Anordnung der Zündkerzen an die Verölungsfahr zu denken. Diese ist im Stillstand größer als während des Laufs. Das nach dem Stillsetzen des Motors an den Brennraumwänden zusammenfließende Schmieröl darf sich nicht im Elektrodenraum der Kerzen sammeln. Mühevoll Anlassen und langwieriges Freibrennen der Kerzen beim nächsten Start wären die Folgen. Bei Motoren mit hängenden Zylindern ist dies besonders zu beachten. Keinesfalls darf hier eine Kerze in der Nähe des tiefsten Punktes des Zylinderkopfes angebracht sein. Auch dieses Gebot spricht für die Anordnung der Kerzen auf der Zylinderaußenseite bei V-Motoren mit hängenden Zylindern.

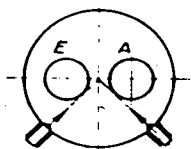
VII. Die Anordnung der Einspritzdüsen im Brennraum

Sowohl bei Otto-Motoren mit Kraftstoffeinspritzung als auch bei Diesel-Motoren ist die Einspritzdüse so anzuordnen, daß eine gute Gemischbildung gesichert ist. Dies ist die Grundforderung. Sie führt jedoch je nach der Art der Gemischbildung zu verschiedenartigen Forderungen.

1. Einspritzzündermotoren

Bei Einspritzzündermotoren ist es zumeist der Lade-
luftstrom, der den Kraftstoff über den Zylinder Raum verteilt. Die Kraftstoffstrahlrichtung muß folglich in den Lade-
strom hinein führen. Bei Motoren mit einem Einlaßventil hat die Anordnung der Düse an der Stelle b nach Abb. 46 4 vH. mehr Leistung ergeben als an der Stelle a; während der spez. Kraftstoffverbrauch sich nicht unterscheidet. Der Einspritzbeginn lag in beiden Fällen bei 30° n.o.T. Die Einspritzdauer war 150° [10]. Augenscheinlich verdampft also der Kraftstoff bei Einspritzung gegen den Lade-
strom rascher als bei Einspritzung in Richtung des Stromes, so daß durch die noch während des Lade-
hubs frei werdende Verdampfungswärme die Füllung größer wurde. Wahrscheinlich wird auch durch die Gegenrichtung von Lade-
strom und Kraftstoffstrahl die an sich große Durchschlagsweite des letzteren vermindert. Ein Aufschlagen des Strahls auf verhältnismäßig kühle Wandteile, z. B. die Laufbüchse, an denen Kraftstoffkondensation eintreten kann, ist zu vermeiden. Dagegen kann durch Bespritzen von besonders heißen Stellen des Brennraums (Kerzenpartie auf der Auslaßseite, Kolbenboden, Auslaßventile) mit Teilen des Kraftstoffstrahles zur Kühlung dieser Stellen beigetragen werden, ohne daß die Gemischbildung gefährdet wird. Weiteren Aufschluß über den Einfluß der Düsenlage bringen die bereits erwähnten Messungen Löhners [11]. Abb. 47 zeigt das Schema eines Zylinders mit zwei Einlaß- und zwei Auslaßventilen. Die Einspritzdüse liegt auf der Auslaßseite. Der Verlauf des Einlaßstromes ist angedeutet. Zu beachten ist die Wirbelwalze unter den Auslaßventilen. Es ist richtig, den Kraftstoffstrahl auf die Umgebung des Einlaßventils zu richten; der Eintrittsstrom verteilt dann das Gemisch auf den Hubraum. Dennoch sammelt sich im Gebiet der Wirbelwalze reicheres Gemisch an als im übrigen Zylinder Raum. Die Gemischanreicherung hält sich bis in die Verbrennung hinein. Hier ist es also zweckdienlich, beide Kerzen in diesem Gebiet — also auf der Auslaßseite anzubringen; Verbrauch und Leistung werden dadurch besser. Bei Zündung auf den Kerzen 3 und 4 wurden schlechte Ergebnisse erzielt. Ordnet man die Düse auf der Einlaßseite an, so muß man den Kraftstoffstrahl aufteilen: einige Teil-Strahlen bestreichen den Raum unter dem Einlaßventil, andere werden auf das Kerzengebiet gerichtet (DB 601, Abb. 48; Hesselmann-Motor [61]).

Abb. 49 zeigt verschiedene Düsen- und Kerzenanordnungen, wie sie an den 8ventiligen Junkers-Motoren



b besser als a

Abb. 46 Einfluß der Strahlrichtung bei zweiventiligen Brennräumen

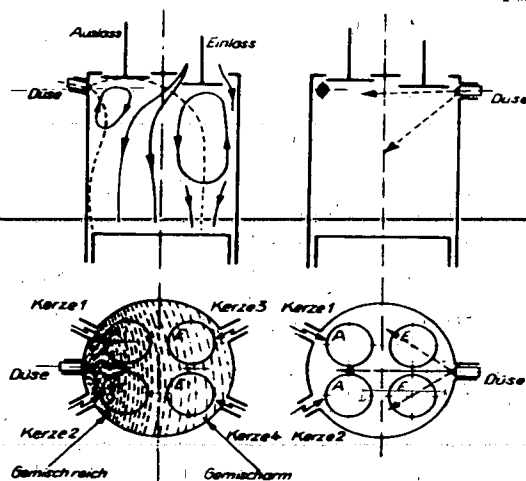


Abb. 47

Abb. 48

Abb. 47 Ungleichmäßige Gemischverteilung bei vierventiligem Zylinderkopf

Abb. 48 Vierventiliger Brennraum mit Mehrlochdüse auf der Einlaßseite (DB 601)

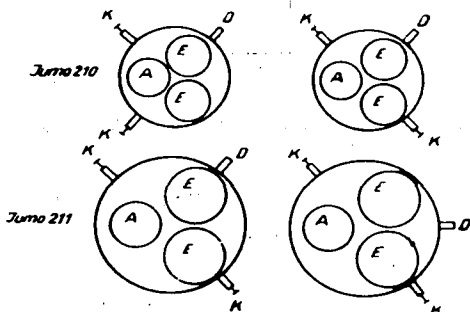


Abb. 49 Düsen- und Kerzenanordnung bei Jumo 210 und 211

Abb. 46 bis 49 Anordnungen der Kraftstoffeinspritzdüse bei zylindrischen Brennräumen

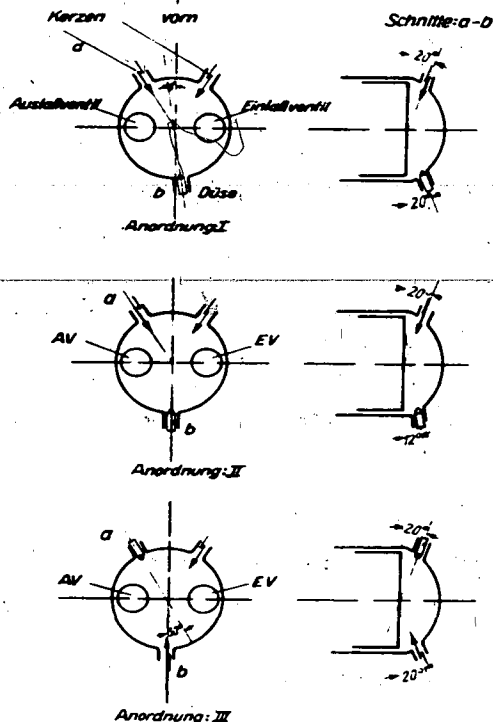
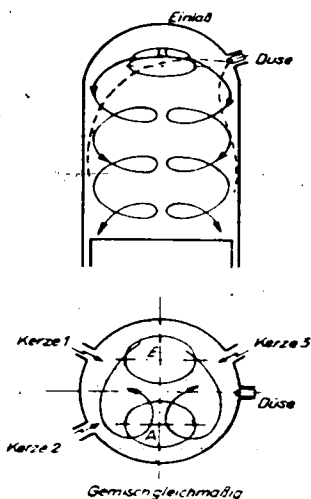
angewandt werden, ohne daß wesentliche Unterschiede im Verhalten der Motoren beobachtet wurden [12]. Die verwandte Düse war eine offene Düse mit kegeligem Strahl.

In 2ventiligen Zylindern mit kalottenförmigem Brennraum bildet sich ein in Abschnitt IV 3 a beschriebener, raumfüllender Wirbel aus, der ein gleichmäßiges Gemisch im ganzen Brennraum ergibt (Abb. 50) [11]. Es fanden sich keine Unterschiede bei Zündung auf einer der Kerzen 1 bis 3. Derartige Brennräume erweisen sich deshalb auf Veränderung der Düsenlage wenig empfindlich, sofern die in Abb. 46 veranschaulichte Regel befolgt wird. Abb. 51 zeigt einige am luftgekühlten Bramo 323-Zylinder untersuchte Anordnungen, die keine nennenswerten Unterschiede zeitigen [14]. Angewandt wird die Anordnung III.

2. Diesel-Motoren

Bei Diesel-Motoren mit direkter Einspritzung ist zu unterscheiden zwischen den Verfahren, die das Makrogemisch durch unmittelbare Ausbreitung des Kraftstoffstrahls auf den Brennraum bilden und solchen, bei denen die Gemischbildung durch Unterstützung von Ladungswirbeln vollzogen wird. Bei den erstgenannten Verfahren ist die Einspritzdüsenanordnung naturgemäß so, daß der oder die Kraftstoffstrahlen möglichst den gesamten Brennraum erfassen. Diese Maßnahme ist wichtig, um bei geringem Luftüberschuß hohe Mittel drücke zu erzielen. Im Teilastbereich jedoch schadet ein Auftreffen des Kraftstoffstrahls im spitzen Winkel auf die Brennraumwände nichts, im Gegenteil, es kürzt insbesondere bei schwer verdampfenden Kraftstoffen, wie Steinkohlenteeröl, den Zündverzögerung und trägt dadurch zu gleichmäßigem und ruhigem Gang des Motors bei [19], [22]. Bei den Verfahren, die die Ladeluftwirbel durch Verdrängerwirkungen hervorrufen, soll der Kraftstoffstrahl in die gerichteten Wirbelbahnen hinein führen. Einspritzung entgegengesetzt zur Luftbewegung führt zur schlechten Durchmischung [26], [27]. Hier liegen also die Dinge umgekehrt wie beim Einspritzzündermotor. Die Gründe sind folgende: 1. ist die Durchschlagsweite des Strahls in der hochverdichteten Ladung des Diesel-Motors sehr viel geringer als im Zündmotor, 2. führen die vor der vollendeten Gemischbildung im Kraftstoffstrahl des Diesel-Motors auftretenden Teilverbrennungen zu örtlichen statischen Drucksteigerungen, die Gasbewegungen entgegen der Wirbelbewegung der Ladung verursachen und damit die Energie derselben verzehren [16].

Bei den Diesel-Verfahren mit mittelbarer Einspritzung, also Motoren mit unterteilten Brennräumen, ist die Anordnung der Einspritzdüse durch die Ausbildung des Brennraums bereits festgelegt. Sie gehört mit zu den besonderen Kennzeichen des Verfahrens. Auf die Abbildungen des Abschnitts IV 3 d sei verwiesen. Diese Verfahren sind alle dadurch gekennzeichnet, daß in der Kammer oder dem Speicher eine Teilverbrennung mit Drucksteigerung und nachfolgender Einströmung in den Hauptbrennraum einsetzt [28]. Das setzt aber voraus, daß sich im Nebenbrennraum Kraftstoff befindet, auch dann, wenn die Düse im Hauptbrennraum angeordnet ist. Der Kraftstoffstrahl muß also dann auf den Verbindungskanal zwischen Haupt- und Nebenbrennraum gerichtet sein (Lanova). Ist die Düse im Nebenraum angeordnet, so muß der Kraftstoffstrahl entweder den gesamten Kammerraum bestreichen (Vorkammer) oder durch Kammerwirbel auf den Kammerraum verteilt werden (Wirbelkammer). Der Zündvorgang wird ge-

Abb. 50 Gemisch-
verteilungAbb. 51 Düsen- und Kerzenanordnung beim Bramo
323-ZylinderAbb. 50 u. 51 Anordnung der Kraftstoffeinspritzdüse
bei kalottenförmigem Brennraum mit zwei Ventilen

mindert, wenn man den Kraftstoff gegen die heißen Kammereinsätze richtet (Vorkammer und Wirbelkammer). Die Ablenkung des Strahls durch den Kammerwirbel muß dabei berücksichtigt werden (Abb. 18). Auch hier ist die Spritzrichtung des Kraftstoffstrahles entweder quer oder gleichgerichtet mit der Richtung des getroffenen Luftstromes zu wählen. Der Wirbel der Kammer begünstigt den Wärmeübergang von Kammereinsatz an den Kraftstoff.

VIII. Wärmebelastung des Brennraumes

1. Wärmeübergang

Der Wärmeaustausch zwischen den Gasen im Zylinderinnern und den Wandungen des Brennraumes vollzieht sich teilweise durch Konvektion, teilweise durch Strahlung. Bei den im Verbrennungsraum herrschenden Gaszuständen und der — insbesondere bei raschlaufenden Motoren — vorhandenen starken Gasbewegung ist der Anteil des Wärmeübergangs durch Leitung soweit vorherrschend, daß bei der Betrachtung des mittleren Wärmetransportes über ein vollständiges Arbeitsspiel der Strahlungsanteil außer acht gelassen werden kann.

Der Wärmeübergang vom Arbeitsgas an die Zylinderwand kann als ein durch eine aufgezogene quasistationäre Strömung hervorgerufener Vorgang betrachtet werden. Die für solche Vorgänge üblichen Betrachtungsweisen lassen sich auch hier anwenden. Der Massenfluß der Strömung ist durch den Gasdurchsatz durch den Zylinder gegeben. Er ist also durch Ladedruck und Drehzahl bestimmt. Die Strömungsgeschwindigkeit ist nach Abschnitt IV 3 und IV 4 b in allen Phasen des Arbeitsspiels von der Kolbengeschwindigkeit abhängig, wenn auch nicht ihr verhältig. Der Strömungszustand selbst ist zwar unbekannt; er ist aber, wie ebenfalls im Abschnitt IV 3 dargelegt, abhängig von der Größe und Gestaltung des Brennraumes und der Anordnung der Ventile. Damit ist er für verschiedene Brennraumformen verschieden, jedoch für einen gegebenen Zylinder festgelegt. Die Temperaturdifferenz zwischen Gas und Zylinderwand ist auch nicht stationär. Für konstante Betriebsbedingungen läßt sich jedoch ein mittlerer wirksamer Temperaturunterschied Δt_m^* ansetzen, so daß der Wärmefluß zu den Brennraumwandungen auf den m^2 Wandfläche

$$Q = \alpha^* \cdot \Delta t_m^* \quad (6)$$

wird.

Unter Zugrundelegung dieser summarischen Betrachtungsweise lautet die allgemeine aus Ähnlichkeitsbetrachtungen folgende Beziehung angewandt auf den inneren Wärmeübergang im Zylinder:

$$\frac{\alpha^* \cdot D}{\lambda} = f(\Re, \mathcal{L}) \quad (7)$$

wobei

α^* = Wärmeübergangszahl in $\text{kcal/h}^\circ\text{C m}^2$,

D = Zylinderdurchmesser als Bezugsgröße in m,

λ = mittlere Wärmeleitfähigkeit des Gases in der Grenzschicht in $\text{kcal/m}^\circ\text{C h}$,

$\Re$ = Reynoldszahl,

$\mathcal{L}$ = Verhältnisse sämtlicher linearer Abmessungen der am Wärmeübergang beteiligten Flächen zum Durchmesser D .

Die Abhängigkeit von der Reynoldszahl wird praktisch zutreffend als Potenzgesetz dargestellt, so daß

$$\frac{\alpha^* \cdot D}{\lambda} = K \cdot \left(\frac{1}{g} \cdot \omega \cdot D \cdot \frac{1}{\eta} \right)^n \cdot f(\mathcal{L}) \quad (8)$$

wird.

Mit einigen zulässigen Vereinfachungen läßt sich anschreiben:

$$\alpha^* = K' (\gamma \cdot \omega)^n \left(\frac{1}{D} \right)^{1-n} \cdot f(\mathcal{L}) \quad (9)$$

Dabei bedeuten:

γ = spez. Gewicht des Gases kg/m^3 .

w = Geschwindigkeit des Gases m/s .

η = Zähigkeit des Gases kg/s m^2 .

Die Faktoren K , $\left(\frac{1}{D}\right)^{1-n}$, f (2) sind für einen gegebenen Zylinder konstant, und das Produkt $(\gamma \cdot w)$ ist dem Gasdurchsatz durch den Motor verhältig. Für das konstante Mischungsverhältnis Luft : Kraftstoff und für konstanten, indizierten Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses wird dann die mittlere Wärmeübergangszahl:

$$\alpha^* = K_1 \cdot G_L^n \quad (G_L = \text{Ladeluftgewicht}) \quad (10)$$

oder

$$\alpha^* = K_2 \cdot N_i^n \quad (N_i = \text{Innenleistung}) \quad (10a)$$

Diese Beziehungen sind für Überschläge ihrer Einfachheit wegen sehr zweckdienlich und brauchbar. Der Exponent n wird in der allgemeinen Wärmeübergangsgleichung mit dem Wert 0,75 eingesetzt. Die den Wärmeübergang bestimmenden Gasgeschwindigkeiten im Zylinder bleiben aber, wie weiter oben an verschiedenen Beispielen gezeigt werden konnte, bei Steigerung der Kolbengeschwindigkeit hinter dieser zurück. Dies wurde sowohl für die Gasgeschwindigkeit als auch für die Brenngeschwindigkeit festgestellt. Es ist also wahrscheinlich, daß der Exponent in den Gl. (10) und (10a) kleiner als 0,75 ausfallen muß.

Für eine mehr ins einzelne gehende Betrachtung ist die Gl. (9) auf jedes Zeitelement des Arbeitsspiels anzuwenden. Nuffelt [37] hat auf Grund von Bombenversuchen hierfür die einfache Form angegeben:

$$\alpha = 0,99 \cdot p^{1/2} \cdot T^{1/2} \quad (11)$$

oder

$$\alpha = 0,0178 \cdot \gamma^{1/2} \cdot E \quad (11a)$$

dies ohne Berücksichtigung anfänglich vorhandener Gasbewegung. Unter Berücksichtigung der Kolbengeschwindigkeit:

$$\alpha = 0,99 \cdot p^{1/2} \cdot T^{1/2} \cdot (1 + 1,24 \cdot c_m) \quad (12)$$

oder

$$\alpha = 0,99 \cdot \gamma^{1/2} \cdot T \cdot (1 + 1,24 \cdot c_m) \quad (12a)$$

c_m = ist die mittlere Kolbengeschwindigkeit.

Diese Gleichung gilt entsprechend ihrer Entstehung streng nur für kugelförmige Verbrennungsräume, eine Wandtemperatur von 300° abs. und für ein Gasgemisch aus gleichen Raumteilen CO_2 und CO mit der Gaskonst. = 24,02. Der Einfluß der Kolbengeschwindigkeit ist für einen Bereich bis 5 m/s als gültig anzusehen. Für raschlaufende Verbrennungsmaschinen, wie Flugmotoren, ergibt die Formel viel zu hohe Werte. Jedoch stimmt die angegebene Abhängigkeit des Wärmeüberganges von γ mit Meßergebnissen gut überein.

B. Pinkel [38] hat, fußend auf ähnlichen Überlegungen und gestützt auf Messungen an zwei luftgekühlten Zylindern mit etwa 2 und 2,5 l Hubraum folgende Beziehungen für den Wärmefluß ermittelt:

Zahlentafel 5

Wärmefluß für luftgekühlte Zylinder in kcal/h

Kopf	Laufbüchse
Zylinder I (≈ 2 ltr)	
$1,22 \cdot N_i^{0,68} \Delta t_m^*$	$0,51 \cdot N_i^{0,65} \Delta t_m^*$
$0,68 \cdot G_L^{0,68} \Delta t_m^*$	$0,232 \cdot G_L^{0,65} \Delta t_m^*$
$0,58 \cdot G_g^{0,68} \Delta t_m^*$	$0,128 \cdot G_g^{0,65} \Delta t_m^*$
Zylinder II (2,5 ltr)	
$2,33 \cdot N_i^{0,64} \Delta t_m^*$	$1,245 \cdot N_i^{0,64} \Delta t_m^*$
$1,2 \cdot G_L^{0,68} \Delta t_m^*$	$0,68 \cdot G_L^{0,64} \Delta t_m^*$
$1,01 \cdot G_g^{0,67} \Delta t_m^*$	$0,51 \cdot G_g^{0,67} \Delta t_m^*$

Hierin ist:

N_i = indizierte Leistung in PS.

G_L = Ladeluftmenge je Stunde.

G_g = Gasinhalt des Zylinders in kg/Hub · Zahl der Arbeitsspiele je Stunde.

Die mittlere wirksame Gastemperatur ist mit 620°C für den Zylinderkopf und mit 320°C für die Laufbüchse ermittelt worden. Den stärksten Einfluß auf diese Temperatur übt die Ladelufttemperatur aus. Die angegebenen Werte gelten für etwa 30°C Einlaßtemperatur. Für je 100°C Änderung der Einlaßtemperatur hat sich die wirksame Gastemperatur um 58°C geändert.

Die mittlere Wandtemperatur des Zylinders II ist bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit $c_m = 7,6 \text{ m/s}$ angegeben, und zwar folgendermaßen:

N_i/F_K	Kopf	Buchse
0,18	140°	95°
0,24	165°	108°

Die Beziehungen, die der NACA-Bericht angibt, unterscheiden sich von der Nuffeltschen Wärmeübergangsgleichung — integriert über ein Arbeitsspiel — durch eine geringere Abhängigkeit von der Anfangstemperatur. Der Einfluß der Kolbengeschwindigkeit in der von Nuffelt angegebenen Form läßt sich innerhalb ihres Gültigkeitsbereichs vollkommen durch eine Potenz mit gebrochenem Exponenten ersetzen, so daß ein grundsätzlicher Unterschied der beiden Abhängigkeiten in dieser Beziehung nicht besteht. Die von Pinkel angegebenen Potenzen 0,64 bis 0,68 stimmen auch der Größe nach mit den Nuffeltschen Angaben gut überein. Die Richtigkeit der Potenz 0,85 für die Laufbüchse des Zylinders I wird von Pinkel selbst bezweifelt. Mit der Potenz 0,67 sind die Gleichungen Pinkels für Vergleichsrechnungen gut verwendbar. Über den strittigen Einfluß der Ladetemperatur auf die Kühlwärme lassen sich aus der Nuffeltschen Gl. (11a) folgende Zusammenhänge ableiten: die Wärmeübergangszahl ist:

$$\alpha = K \cdot \gamma^{1/2} \cdot T = K \cdot G_L^{1/2} \cdot \frac{1}{V^{1/2}} \cdot T$$

Mit $G_L = s \cdot T_L^{-1/2}$ wird der Mittelwert der Wärmeübergangszahl:

$$\alpha^* = K_1 \cdot T_L^{-1/2} \cdot T_m^* \quad (13)$$

und der mittlere Wärmefluß

$$Q = K_2 \cdot T_L^{-1/2} \cdot T_m^* \cdot \Delta t_m^* \quad (13a)$$

In dem praktischen in Frage kommenden Ladetemperaturbereich zwischen $+30^\circ \text{C}$ und $+130^\circ \text{C}$ ergibt das Produkt $T_L^{-1/2} \cdot T_m^* \cdot \Delta t_m^*$ annähernd konstante Werte. Das bedeutet, daß in diesem Temperaturbereich die Ladetemperatur nur einen geringfügigen Einfluß auf den Wärmefluß ausübt. Vorliegende Versuchswerte über den Zusammenhang zwischen Ladetemperatur und Kühlwärme, die ihrer Streuung wegen nicht sicher beurteilt werden können, stehen zu dem obigen Ergebnis auf jeden Fall nicht in Widerspruch.

Es sei noch darauf hingewiesen, daß Mischungsverhältnis, Verdichtungsverhältnis und Zündeneinstellung den Wärmefluß beeinflussen. Über die Größe der erstgenannten Einflüsse geben die Wärmebilanzen von J. Zeyns [40] Aufschluß. Die Auswirkung der beiden anderen Größen auf die Wärmeabfuhr sind mit den baulichen Eigenheiten des Motors eng verbunden. Alle angegebenen Abhängigkeiten gelten nur, solange der Motor nicht im Klopfzustand arbeitet, ist das der Fall, so tritt eine Erhöhung der Wärmeübergangswerte ein (s. IV 5a).

2. Die Wärmebelastung und ihre räumliche Verteilung

Die Temperatur der Brennraumwandungen ergibt sich aus dem Gleichgewichtszustand zwischen der der Flächeneinheit seiner gasberührten Wand zugeführten und der durch die Außenkühlung aus ihr abgeführten

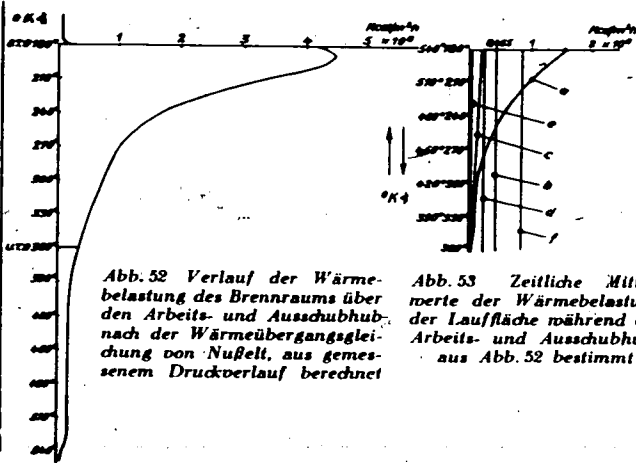


Abb. 52 Verlauf der Wärmebelastung des Brennraums über den Arbeits- und Ausschubhub nach der Wärmeübergangsgleichung von Nußelt, aus gemessenem Druckverlauf berechnet

Abb. 53 Zeitliche Mittelwerte der Wärmebelastung der Lauffläche während des Arbeits- und Ausschubhubs aus Abb. 52 bestimmt

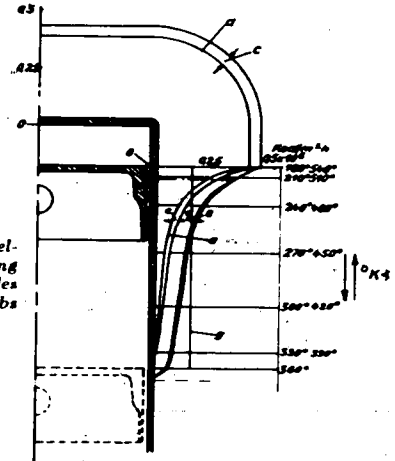


Abb. 52 bis 54 Zeitliche und räumliche Verteilung der Wärmebelastung eines Flugmotorenzylinders

Ladedruck $p_1 = 1$ ata, Ladetemperatur $t_1 = 15^\circ \text{C}$

mittlere Kolbengeschwindigkeit $c_m = 10,5$ m/s

Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 1:6$

Wärmemenge. Der Wärmeübergang je Flächeneinheit und Zeiteinheit sei als „Wärmebelastung“ bezeichnet. Diese ist nach Gleichung (6)

$$q = Q/F_t = \alpha \cdot \Delta t_m \cdot \text{kcal/m}^2\text{h}$$

wobei F_t die gasberührte Innenfläche des betrachteten Wandabschnitts ist.

Die Forschung hat sich mehrfach um die unmittelbare Messung der Wärmebelastung der Zylinderwandungen bemüht [34], [35]. Brauchbare Ergebnisse an raschlaufenden Motoren sind aber noch nicht bekanntgeworden. Aus Wärmeflussmessungen lassen sich aber mittlere Wärmebelastungszahlen mit einiger Sicherheit berechnen. Man muß allerdings dabei im Auge behalten, daß die vom Kühlmittel aus dem Zylinder aufgenommene Wärmemenge nicht ausschließlich dem Wärmezufuß aus dem Zylinderinnern entstammt, sondern zu einem nennenswerten Anteil von den Abgasen während des Ausströmvorganges an die Auslaßstutzen abgeführt wird. Diesen Anteil schätzt Pye [57] zu 10 vH und aus Versuchen der DVL [36] ergab er sich zu 12 vH der vom Zylinder abgeführten Gesamtwärme. Diese Zahl gilt für Ventilmotoren. Bei Schiebermotoren mit kurzen Abgasstutzen und glatten Gaswegen ist er geringer, wie Messungen Ricardos ergeben haben. Vermindert man die in einem Zylinder gemessene Wärmeabfuhr um diesen Anteil, so erhält man die Wärmemenge Q_a , die über die Brennraum- und Laufflächenwandungen abwandert. Es liegt auf der Hand, daß sie sich auf diese beiden Zylinderabschnitte sehr ungleichmäßig verteilt.

Über die Verteilung des Wärmeflusses über den ganzen Zylinder ergibt sich folgendes Bild:

1. Brennraumwand und Kolbenboden:
Wärmefluß aus dem Arbeitgas während des gesamten Arbeitsspiels.
2. Laufflächenwand:
 - a) Wärmefuß aus Gas während derjenigen Zeitabschnitte des Arbeitsspiels, in denen der Kolben die Lauffläche zum Zylinder freibt;
 - b) Wärmefuß aus dem Kolben, d. s. etwa 70 vH. der vom Kolbenboden aufgenommenen Wärmemenge;

Abb. 54 Räumliche Verteilung der mittleren Wärmebelastung während des gesamten Arbeitsspiels über den gesamten Arbeitsraum

- | | |
|--|---|
| $a = q_{La}$
(Abb. 53) | = Wärmebelastung der Lauffläche zwischen oberer Totlage und jeweiliger Lage des Kolbenbodens während des Arbeitshubs |
| $\alpha = q_{Ba}$
(Abb. 54) | = Wärmebelastung des Zylinderraums während eines Arbeitsspiels vom Arbeitshub herrührend |
| $b = \int q_{La} \cdot d\alpha$
z | = zeitlicher Mittelwert der Wärmebelastung der Lauffläche über die Arbeitshubzeit z |
| $c = q_{La}$
(Abb. 53) | = Wärmebelastung der Lauffläche zwischen oberer Totlage und jeweiliger Lage des Kolbenbodens während des Ausschubhubs |
| $c_a = q_{Ba}$
(Abb. 54) | = Wärmebelastung des Zylinderraums während eines Arbeitsspiels vor Ausschubhub herrührend |
| $d = q_{LK}$ | = Wärmebelastung der Lauffläche über das gesamte Arbeitsspiel von dem Wärmefuß über den Arbeitskolben herrührend |
| $e = q_{LR}$ | = Wärmebelastung der Lauffläche über das gesamte Arbeitsspiel von der Kolbenreibung herrührend |
| $f = q_{Li}$ | = mittlere Gesamtwärmebelastung der Lauffläche F_L in der Zeit eines Hubs |
| $g = q_L$ | = mittlere Gesamtwärmebelastung der Lauffläche F_L über ein Arbeitsspiel |

c) Reibungswärme aus der Reibung des Kolbens an der Zylinderwand.

Die Abb. 52 bis 54 zeigen die zeitliche und örtliche Verteilung der Wärmebelastung in einem Flugmotorenzylinder. Die Diagramme wurden auf Grund des gemessenen zeitlichen Druckverlaufs unter Benutzung der Wärmeübergangsgleichung von Nußelt, Gl. (12), errechnet. Es wurde bereits oben darauf hingewiesen, daß die aus dieser Beziehung bestimmten Absolutwerte

zu hoch ausfallen. Für Vergleichsrechnungen, wie die hier durchgeführten, erweisen sie sich aber als nützlich. Die Erläuterung der Wärmeverteilung ist in der Abbildung gegeben.

Versuchsergebnisse über die Verteilung des Wärmeffusses und der Wärmebelastung auf den Brennraum und die Zylinderlauffläche liegen von Ricardo-Pye, der DVL (Löhner) und dem NACA (Pinkel) vor. Aus diesen wurden die Angaben der Zahlentafeln 6 und 7 entnommen bzw. errechnet.

Zahlentafel 6

Wärmeffluß in Anteilen der gesamten Kühlwärme

	Ricardo-Pye	DVL	NACA 2-ltr-Zyl.	2,5-ltr-Zyl.
zur Brennraumwand Q_B/Q_z	0,45	0,54	0,47	0,48
zur Lauffläche Q_L/Q_z	0,45	0,34	0,41	0,40
zum Auslaßstutzen Q_A/Q_z	0,10	0,12	0,12	0,12

Zahlentafel 7

Verteilung der Wärmebelastung in kcal/m²h

	Berechnet (Abb. 52-54)	DVL	NACA 2-ltr-Zyl.	2,5-ltr-Zyl.
Brennraumwand q_B	450 000	218 000	218 000	258 000
Lauffläche q_L	170 000	72 000	81 000	98 000
gesamter Zylinderinnenraum q_z		110 500	121 900	141 900
q_B/q_L	2,6	3,0	2,7	2,76
q_B/q_z	1,77	1,97	1,79	1,81

Zur Bestimmung der Wärmebelastung des Brennraums aus Messungen der Gesamtkühlwärme eines Zylinders stehen folgende Beziehungen zur Verfügung:

$$q_B/q_L = \frac{Q_B}{Q_L} \cdot \frac{F_{IL}}{F_{LB}} \quad (F_{IL} = \text{Innenfläche der Laufbüchse}, F_{LB} = \text{Innenfläche des Brennraums}) \quad (14)$$

für zylindrische Brennräume:

$$\left(\frac{q_B}{q_L}\right) = \frac{Q_B}{Q_L} \cdot \frac{1}{\frac{1}{1/\epsilon - 1} + \frac{1}{4 S/D}} \quad (15)$$

(ϵ = Verdichtungsverhältnis,
S = Kolbenhub,
D = Zylinderdurchmesser.)

Die Einflüsse des Verdichtungs- und des Hubverhältnisses sind nicht sehr groß. Für die gebräuchlichen Werte $1/\epsilon = 6,5$ und $S/D = 1,06$ ergibt sich:

$$(q_B/q_L) = 2,4 Q_B/Q_L \quad (15a)$$

Damit läßt sich dann das Verhältnis der Wärmebelastung des Brennraums zu der des gesamten Zylinderinnenraums bestimmen. Mit $Q_A/F_{LA} = q_A$ ist:

$$q_B = \frac{1}{\frac{q_L}{Q_B} \cdot \frac{1}{1 + F_{LB}/F_{IL}} + 1 + F_{IL}/F_{LB}} \quad (16)$$

(F_{LA} = Gesamte gasberührte Innenfläche des Zylinders)

und für den zylindrischen Brennraum:

$$\left(\frac{q_B}{q_z}\right) = \frac{1 + \frac{1}{1/\epsilon - 1} + \frac{1}{4 S/D}}{q_L/q_B + \frac{1}{1/\epsilon - 1} + \frac{1}{4 S/D}} \quad (17)$$

Für die oben bereits benutzten Gebrauchswerte wird:

$$\left(\frac{q_B}{q_z}\right) = \frac{1,417}{q_L/q_B + 0,417} \quad (17a)$$

Das Verhältnis der Wärmebelastungen von Brennraum und Zylinderlauffläche ist nur in zweiter Ordnung von den Zylinderabmessungen und von den Betriebsbedingungen abhängig. Man muß daher erwarten, daß verschiedene Zylinder und verschiedene Betriebsbedingungen keinen allzu großen Einfluß auf den Quotienten ausüben. Man findet dies in der Zahlentafel 7 verhältnismäßig gut bestätigt, und darf danach das Verhältnis $q_B/q_L = 2,75$ setzen. Damit und mit den genannten Gebrauchswerten ergibt sich die Wärmebelastung des Brennraums als das 1,8fache derjenigen des gesamten Zylinderinnenraums. Also

$$q_B = 1,8 \cdot q_z \quad (18)$$

Diese Faustformel ist für Überslagsrechnungen brauchbar, da die Gleichung (16) nur einen geringen Einfluß der Zylinderabmessungen und des Verdichtungsverhältnisses erkennen läßt.

In der Zahlentafel 8 sind Wärmebelastungszahlen für Brennräume neuerer Hochleistungsflugmotoren auf Grund von Kühlwärmemessungen mit der Formel (17) errechnet.

Es sei nochmals daran erinnert, daß auch diese Wärmebelastungswerte des Brennraums zeitliche und örtliche Mittelwerte sind. Die zeitliche Verteilung der Wärmebelastung ist in Abb. 52 gezeigt. Unterstellt man die verhältnismäßige Richtigkeit der Nußeltschen Wärmeübergangsgleichung, so entnimmt man der Abbildung, daß die Wärmebelastung während der Verbrennung den 10fachen Wert der über das Arbeitsspiel gemittelten Belastung ausmacht. Es ist selbstverständlich, daß Wärmebelastungen von solcher Höhe zu unerträglichen Überhitzungen der Innenoberfläche des Brennraums führen müßten, wenn der Baustoff der Brennraumwandungen nicht vermöge seiner Wärmeleitfähigkeit instand wäre, die kurzzeitigen Wärmebelastungsspitzen auszugleichen.

Aber auch in der örtlichen Verteilung der Wärmebelastung lassen sich innerhalb des Brennraums große

Zahlentafel 8

Wärmebelastungen

Motorbauart, Zylinder-Hubraum	Zylinder- Innenfläche cm ²	Leistungs- belastung des Kolbens PS/cm ²	Kühlwärme kcal/h	Wärmebelastung des Zylinders 10 ² kcal/m ² h	Wärmebelastung des Brennraums 10 ² kcal/m ² h
wassergekühlt					
12 Zylinder	1066	0,54	20 000	188	338
2,8 ltr		0,46	16 900	158	285
luftgekühlt					
9 Zylinder	1063	0,69	20 200	190	340
8,0 ltr		0,42	19 100	179	322

Unterschiede feststellen. Diese können durch folgende Umstände bedingt sein:

1. Ungleichmäßige Gastemperaturverteilung im Brennraum infolge ungleichmäßiger Gemischverteilung und zögerndem Flammenfortschritt, beides in Verbindung mit mangelnder oder unvollkommener Brennraumverwirbelung.
2. Unterschiedlicher Geschwindigkeitszustand der Verbrennungsgase an verschiedenen Brennraumstellen.
3. Ungleichmäßige Wärmeabfuhr aus den Brennraumwandungen.

Typisch für die unter 1. genannten Erscheinungen sind bei Otto-Motoren die örtlichen Temperaturspitzen, die in der Nähe der Zündkerzen auftreten können, wenn die dort lagernden, zuerst entflammten Gemischteile nicht in einem Wärme- oder Stoffaustausch mit dem übrigen Brennraum stehen. Auch die örtlichen Überhitzungen in der „Klopflzone“, d. h. in den zuletzt und durch plötzliche Selbstzündung entflammten Gemischteilen sind auf mangelnden Energieaustausch im Brennraum zurückzuführen. Brennraumzonen also, die nahe den Zündkerzen oder auch weit von diesen entfernt am Ende der Zündwege als Kanäle, Säcke oder Zwickel an der im Hauptbrennraum vorhandenen Gasbewegung nicht recht teilnehmen können, unterliegen der Gefahr der Überhitzung. Sie sind zu vermeiden, oder, wo dies nicht möglich ist, in andere Lage zu den Zündkerzen zu bringen; auf jeden Fall ist den Brennraumwirbeln Eingang zu ihnen zu verschaffen.

Die unter 2. genannten unterschiedlichen Geschwindigkeitszustände sind beim Auslaßhub kaum zu vermeiden. Betroffen wird von ihnen namentlich die Umgebung der Auslaßorgane, die von den mit großer Geschwindigkeit abströmenden Abgasen bestrichen wird. Hier ist für gute Wärmeabfuhr nach außen zu sorgen und scharfe Kanten, Vorsprünge und raue Oberflächen auf der gasberührten Seite sind zu vermeiden. Hochwärmefeste Werkstoffe sind bei Hochleistungsmotoren an diesen Stellen unerlässlich. Besonders hoch belastet sind die Auslaßzonen bei Zweitaktmotoren, bei denen die Gesamtwärmebelastung ohnehin höher ist als bei Viertaktmotoren. Erschwerend kommt bei gleichstromgespülten Zweitaktmotoren der Umstand hinzu, daß der kühlende Einlaßstrom nicht in der Nähe dieser besonders gefährdeten Zone fließt.

Zu der unter 3. angeführten ungleichmäßigen Wärmeabfuhr führen zwangsläufig sowohl die Einlaß- als auch die Auslaßventile. Die Oberflächen der Ventilteller können die Wärme, die sie aus den Brenngasen aufnehmen nur zum kleinen Teil über den Ventilschaft nach außen abführen; größtenteils wandert die Wärme zum Ventilsitz hin und von dort über die Brennraumwand zum Kühlmittel. Da die Ventilsitzzone aber auch unmittelbar vom Brennraum her wärmebelastet ist, findet hier auf engem Raum eine Wärmeeinanhäufung statt, die zu hohen Wandtemperaturen, insbesondere in dem zwischen zwei Ventilen gelegenen Steg zur Folge hat. An diesen Stellen ist daher wirksam zu kühlen. Gute Kühlung der Ventilschäfte, Füllung derselben mit Kühlmitteln, Verwendung kleiner Ventildurchmesser, bei denen das Verhältnis von Tellerfläche zu Sitzfläche klein ist, vermindern die Nachteile. Außenschiebersteuerungen mit großen Schieberflächen im Verhältnis zum Stegquerschnitt vermeiden sie vollständig.

Für Dieselmotoren gelten die gleichen grundsätzlichen Erwägungen. Allgemein ist bei ihnen die Möglichkeit zu ungleichmäßiger Verteilung der Wärmebelastung größer als bei Otto-Motoren. Dies ist eine Folge der kürzeren Gemischaufbereitungszeit. Besonders ausgeprägt sind die unter 1. und 2. aufgezählten Erscheinungen, und zwar vornehmlich bei Motoren mit unterteilten Brennräumen. Diejenigen Stellen, die von dem aus der Vor- oder Wirbelkammer oder aus dem

Luftspeicher austretenden Gasstrahl berührt oder getroffen werden, sind besonderer Erhitzung ausgesetzt. Nicht selten sind bei ungenügendem Wärmeabfluß oder ungeeignetem Werkstoff solche Wandstellen verbrannt. Die Wirkung dieses Gasstrahles auf den Wärmeübergang drängt den Einfluß der Drehzahl u. U. ganz zurück. Da die Geschwindigkeit und Temperatur des Strahles weniger von der Kolbengeschwindigkeit als von der Belastung abhängig ist, ergeben sich bei verändertem Ladedruck große Wärmebelastungsänderungen, während Leistungsunterschiede durch Drehzahländerungen sich weniger oder gar nicht bemerkbar machen [35].

Auf die Gefährdung der Auslaßzone bei Zweitaktmotoren wurde bereits oben hingewiesen. Die Schwierigkeiten, die in dieser Beziehung beim Jumo-Dieselmotor auftraten, sind bekannt; dabei muß beachtet werden, daß die Erhitzung an dieser Stelle beim Dieselmotor wegen seiner tiefer liegenden Abgastemperatur geringer ist, als sie bei Zweitakt-Otto-Motoren sein würde.

3. Wandtemperaturen im Brennraum

Die Wärmebelastung der Brennraumwand auf der Gasseite, die Wärmeabfuhr auf der gekühlten Seite und die Wärmeleitfähigkeit des Brennraumwerkstoffs bestimmen die Temperaturen der Brennraumwände. Die Temperatur der Zylinderkopfaußenseite ist der unmittelbaren Messung meist zugänglich. Der Temperaturabfall in der Wand kann aus ihrer Wärmeleitfähigkeit und der inneren Wärmebelastung bestimmt werden. Die oben angegebenen mittleren Belastungswerte lassen Schlüsse auf die mittleren Innenwandtemperaturen im Zylinder zu. Der Temperaturabfall Δt_w über eine Wandstärke δ mit der spezifischen Wärmeleitfähigkeit λ ist bei einer Wärmebelastung q kcal/m²h und senkrechtem Wärmefluß durch die Wand

$$\Delta t_w = \frac{q \cdot \delta}{\lambda} \text{ } ^\circ\text{C}$$

und ergibt sich je mm Wandstärke gemäß der Zahlentafel 9.

Zahlentafel 9

Temperaturabfall je mm Wandstärke

Wärmebelastung 10 ³ kcal/m ² h	Cr-Stahl $\lambda = 26$	Duralumin Y-Leg. $\lambda = 160$	Silumin $\lambda = 185$	Grauguss $\lambda = 88$
200	7,7	1,25	1,48	5,25
300	11,6	1,88	2,22	7,9
400	15,4	2,5	2,96	10,5

Diese Tafelwerte sind Durchschnittswerte, da die Wärmeleitfähigkeit nicht nur von der Werkstofflegierung, sondern auch von der Temperatur abhängt; die zugrunde gelegten Werte gelten für etwa 200° Werkstofftemperatur. Der Temperatursprung zwischen Außenwand und Kühlmittel beträgt bei luftgeköhlten Zylindern und 400 000 kcal/m²h-Belastung der Innenseite etwa 180° C und bei wassergeköhlten Zylindern etwa 120° C. Die Oberflächentemperatur der Innenseite einer 20 mm starken Wand aus Y-Legierung ist dabei 50° C gegenüber der gekühlten Seite und beträgt vergleichsweise bei einer 10 mm starken Stahlwand 154° C. Bei gleicher Kühlmitteltemperatur von 50 bzw. 70° C ergibt sich für die Wand aus Y-Legierung eine Innentemperatur von 280° C bzw. 240° C und für die Stahlwand eine solche von 384° C bzw. 344° C beim luftgeköhlten bzw. flüssigkeitsgeköhlten Zylinder.

Der günstige Einfluß hoher Wärmeleitfähigkeit des Brennraumwandbaustoffs wird aber in vollem Maße

erst klar, wenn man die zeitlichen und örtlichen Wärmebelastungsspitzen in Betracht zieht und berücksichtigt, daß diese nicht nur durch den Wärmefluß senkrecht zur Wandoberfläche, sondern auch durch einen solchen mit tangential zur Wandoberfläche verlaufenden Komponenten abgebaut werden.

In diesem Zusammenhang müssen die Bestrebungen besprochen werden, die Brennrauminnenfläche durch Wärmeschutzschichten mehr oder weniger wärmedicht zu machen. Gelänge es tatsächlich, Wandüberzüge zu finden, die vermöge schlechter Leitfähigkeit einen wesentlichen Anteil des Wärmeflusses in die Wandungen zurückzuhalten vermögen, so würde eine gesteigerte und ungleichmäßige Innenwandtemperatur im Brennraum die Folge sein. Mangelhafte Füllung und geringe Überladbarkeit infolge großer Klopfneigung des Brennraums wären das Ergebnis. Daß durch Einschränkung des Kühlverlustes eine nennenswerte Wirkungsgradsteigerung nicht erreicht werden kann, ist bekannt. Ein solcher Wärmeschutz der Brennraumwandungen wäre also gänzlich verfehlt. Anders liegen die Verhältnisse, wenn heißkorrosionsempfindliche Bauteile durch einen Überzug von hitze- und korrosionsbeständigem Werkstoff gegen Zerstörung geschützt werden sollen. In diesem Falle werden, wie aus den obigen Überlegungen hervorgeht, Werkstoffe guter Wärmeleitfähigkeit gewählt werden müssen, wie etwa Stellite oder Chrom. Erzeugt man mit diesen Überzügen zugleich eine dauerhaft dichte und glatte Oberfläche, so setzt man den Wärmeübergang vom Gas an die Wand zugleich um einige Prozente herab, doch darf man sich von dieser Wirkung nicht allzuviel versprechen. Die anfänglich blanke Oberfläche wird nach kurzer Betriebszeit matt und körnig werden und damit einen Teil ihrer wärmeschützenden Wirkung verlieren. Auf die Schwierigkeiten, die sich in dieser Hinsicht aus der Verschiedenheit der Wärmeelastizitätseigenschaften der Schutzschicht und des Wandwerkstoffs — insbesondere, wenn dies Leichtmetall ist — ergeben, sei nur hingewiesen.

Zusammenfassung

Aufgabe der Brennraumgestaltung ist es, gute Füllungsgrade, hohe Verbrennungswirkungsgrade, geringe Klopfneigung und große Hitzebeständigkeit der Arbeitszylinder zu erzielen. Die vorstehenden, diesen verschiedenen Forderungen gewidmeten Betrachtungen, haben immer wieder gezeigt, daß einer Erscheinung hierbei eine vorherrschende und eindeutige Bedeutung zukommt: es ist dies die Wirbelbewegung der Zylinderladung. Alle Maßnahmen, die zu ihrer Erzeugung, Erhaltung und Ausnutzung dienen, sind wichtig. Erzeugung der Wirbelbewegung durch einen ungestörten Einlaßstrom, Erhaltung derselben durch Umformung des Einlaßstroms in eine um die Zylinderachse kreisende Bewegung und durch Ausbildung glatter Brennraumwandungen, schließlich Ausnutzung durch richtige Kraftstoffzuführung und Anordnung der Zündstellen in den Wirbelstrom sichern unter allen Umständen den Erfolg. Es kann unterstellt werden, daß die Beachtung dieser Umstände ebenso bedeutungsvoll ist wie die klassische Forderung nach dem kompakten, möglichst kugeligen Brennraum. Dieser ist ein Spezialfall, freilich ein idealer Spezialfall, des im allgemeinen günstigen Wirbelbrennraumes: er unterstützt die Ausbildung eines kreisenden Wirbels und bietet ihm den geringsten Widerstand. Wo aber konstruktive Erfordernisse die Anordnung kompakter Brennräume verbieten, lassen sich mit einigem Gefühl durchaus gute Wirbelbrennräume ausbilden.

Schrifttum

A. Strömungserscheinungen im Arbeitszylinder

- [1] Dugald Clerk. The working fluid of internal combustion engines. Engineering (1913), II., S. 61.

- [2] J. Geiger. Messung der Luftbewegung im Zylinderinnern von Dieselmotoren. Mitt. Forsch. Anst. G.H.H., 4. Bd., 1936; Auszug Z. VDI., Bd. 81 (1937), S. 671.
- [3] Dana W. Lee. A study of air flow in an engine cylinder. NACA T.R. 653 (1939).
- [4] O. Lutz. Über die Strömung bei der Verdichtung und Entspannung im Zylinder von Brennkraftmaschinen. Ing. Arch., VI (1935), S. 216.
- [5] O. Lutz. Über Strömungserscheinungen bei Motoren. Luftf.-Forsch., Bd. 13 (1936), Nr. 5, S. 140.
- [6] A. M. Rothrock und R. C. Spencer. The influence of directed air flow on combustion in a spark ignition engine. NACA T.R. 657 (1939).
- [7] K. Tanaka. Luftströmung durch ein Einlaßventil mit konischem Sitz. Rep. Aeron. Res. Inst., Tokio, Nr. 50; Übersetzung u. Vervielfältigung ZWB., Best.-Nr. 491.
- [8] H. Wenger. Messung der Strömungsgeschwindigkeit im BMW-VI-Zylinder eines fremdangetriebenen Flugmotors. Diss. T.H. München, Luf. Bd. 16 (1939), S. 62–73.
- [9] J. Zeyns. Der Luftverbrauch des Flugmotors in der Höhe. Bericht der DVL, Motor-Techn. Z., Bd. 1 (1939), Heft 5, S. 145.

B. Gemischbildung

- [10] E. Ait und K. Schnauffer. DVL-Kraftstoffeinspritzung bei Viertakt-Zündermotoren. FB 82 der DVL.
- [11] K. Löhner. Die Entwicklung der Benzineinspritzung bei BMW. Tagungsber. 068/006 d. Lilienthal-Ges. f. Luftfahrt. (1937).
- [12] F. Neugebauer. Zur Frage der Benzineinspritzung. Tagungsber. 068/006 d. Lilienthal-Ges. f. Luftfahrt.
- [13] K. Neumann. Untersuchung an der Dieselmachine. Die Luftspeicher-Dieselmachine. Dieselmachines VI, S. 14, VDI-Verlag.
- [14] H. Oestrich. Zur Frage der Benzineinspritzung. Tagungsber. 068/006 d. Lilienthal-Ges. für Luftfahrt.
- [15] K. Zinner. Gemischbildung. Verbrennungsablauf und Wirkungsgrad beim schnelllaufenden Dieselmotor. Z. VDI, Bd. 82 (1938), S. 9.
- [16] K. Zinner. Stand der Erkenntnisse über die Gemischbildung im Otto- und Dieselmotor. Z. VDI, Bd. 83 (1939), S. 141–147.

C. Zündung und Verbrennung

- [17] G. D. Boerlage und J. J. Broeze. Zündung und Verbrennung im Dieselmotor. VDI-Forschungsheft 366, Berlin 1934.
- [18] W. Jost. Die physikalisch-chemischen Grundlagen der Verbrennung im Motor. Berichtsheft d. VDI-Tagung „Motor u. Kraftstoff“ (1939). Schriften d. Dt. Akad. d. Luftfahrt., Heft 9, 1939.
- [19] W. Lindner. Grundlagen der Prüfung und Bewertung der flüssigen Kraftstoffe. Z. VDI, Bd. 83 (1939), S. 25–32.
- [20] Marvin. Warthon, Roeder. Further studies of flame-movement and pressure development in an engine cylinder. NACA T.R. Nr. 556 (1938).
- [21] Wa. Ostwald. Gegenwärtige und mögliche künftige Entwicklung der motorischen Verbrennung. ATZ., Bd. 38 (1935), S. 208.
- [22] W. Paul. Steinkohlenteeröl, ein Kraftstoff für Dieselmachines. ATZ., Bd. 41 (1938), S. 521.
- [23] H. Rabezana und St. Kalmar. Effects on Engine combustion. Autom. Ind. (1935), March 2 u. f.
- [24] G. M. Rassweiler und Lloyd Withrow. Slow motion shows knocking and non-knocking Explosions. SAF-Journal (1936), S. 297. Deagl. Industrial and Engineering Chemistry (1936), S. 672.

- [25] G. M. Rassweiler und Lloyd Withrow. Motion Pictures of Engine-Flames Correlated with pressure-cards. SAE-Transactions (1938), S. 185.
- [26] A. M. Rothrock: A visual Study in an displacer-piston — C. I. Engine. SAE-J., Bd. 40 (1937), Nr. 1, S. 22.
- [27] Rothrock und Waldron. Fuel spray and flame-formation in a Compression-Ignition Engine employing air flow. NACA Rep. 588, Washington 1937.
- [28] F. A. F. Schmidt. Vergleichende Untersuchung der Verbrennungs- und Arbeitsgänge in Dieselmotoren verschiedener Verfahren und in Zündermotoren. Luftf.-Forsch., Bd. 13 (1936), Lfg. 6, S. 163.
- [29] F. A. F. Schmidt. Theoretische Untersuchungen und Versuche über Zündverzögerung und Klopfvorgang. VDI-Forschungsheft 392, Berlin 1938.
- [30] K. Schnauffer. Engine cylinder flame propagation studied by new methods. SAE-J., Bd. 34, Nr. 1/1934, S. 17—24.
- [31] K. Schnauffer. Verbrennungsgeschwindigkeit von Benzin-Benzol-Luftgemischen in raschlaufenden Zündermotoren. Diss. 1931, Berlin VDI-Verlag.
- [32] H. Weinhart. Das Klopfen im Otto-Motor. Luftf.-Forsch., Bd. 16 (1939), S. 74.
- [33] W. A. Whatmough. Propellant Inflammation. Autom. Engineer, Bd. 24 (1934).
- D-Wärmeübergang**
- [34] G. Eichelberg. Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragung im Diesel-Motor. VDI-Forschungsheft Nr. 300, S. 61, Berlin 1928.
- [35] G. Emele. Temperaturverteilung und Wärmeübergang bei Kolben von Verbrennungskraftmaschinen. Diss. T. H. Karlsruhe 1931; VDI-Sonderheft, Dieselmotoren V.
- [36] K. Löhner. Wärmebelastung und Wärmeübergang eines großen luftgekühlten Flugmotorenzylinders. Bericht Df 402/1,2 der DVL.
- [37] W. Nuffelt. Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. VDI - Forschungsheft Nr. 264, Berlin 1923.
- [38] Benjamin Pinkel. Heat Transfer Processes in Air-cooled Engine Cylinders. NACA T. R. 612, 1938.
- [39] A. Stambulceanu. Wärmeübergang beim Ansaughub von Verbrennungsmotoren. Diss. T. H. Berlin; Auszug Z. VDI, Bd. 81, 1937, S. 670.
- [40] J. Zeys. Die Aufstellung der Wärmebilanz bei Untersuchung von Flugmotoren auf dem Prüfstand. Ringbuch der Luftf.-Technik. III B 6.
- E. Gestaltung**
- [41] Irving E. Aske. Iron and copper bonded in composite cylinder heads. Autom. Industries, Bd. 73 (1935), S. 725.
- [41 a] Bensinger. Die Aussichten der Schiebersteuerungen für Flugmotoren. Ringbuch der Luftf.-Technik III A 2.
- [42] A. Berger. Die Entwicklung der Vorkammer-Viertakt-Dieselmotoren als Luftschiff-, Schnellboots- und Flugmotoren. Gesammelte Vorträge d. Hauptversammlung 1937 der Lilienthal-Gesellschaft.
- [43] H. Caroselli. Untersuchung über die günstigste Zylinderzahl und Zylindergröße von Flugmotoren im Hinblick auf Leistung, Drehzahl, thermische Belastung und Gewicht. 3. Teilbericht: Der Einfluß der Gaseschwindigkeit in den Ventilen auf die Höhe des mittleren Druckes bei Viertaktmotoren. FB 537/3 der DVL.
- [44] L. Hausfelder. Die Fahrzeugdieselmachine in England. ATZ, Bd. 38 (1935), S. 473.
- [45] M. Kuhn. Der Einfluß der Zylinderbaugröße auf die motorischen Kennwerte und die Baugewichte. Diss. Stuttgart 1939.
- [46] W. Riedel. Drehschiebergesteuerte Verbrennungskraftmaschinen. ATZ, Bd. 41 (1938), S. 340.
- [47] F. Schöllhammer. Oberflächenbehandelte Kolben und Zylinder sowie Maßnahmen zur Bekämpfung der Reiboxydation. Ber. A 68 (1939) d. Lilienthal-Ges. f. Luftf.-Forsch.
- [48] W. Schünemann. Untersuchung über die günstigste Zylinderzahl und Zylindergröße von Flugmotoren im Hinblick auf Leistung, Drehzahl, thermische Belastung und Gewicht. 5. Teilbericht: Zusammenhang zwischen Zylinderabmessungen und Gaseschwindigkeiten in den Steuerorganen. FB 537/7 der DVL.
- [49] K. Schwaiger. Entwerfen und Berechnen neuerzeitlicher Nutzkraftwagen-Motoren. M. Krayn, Berlin 1934.
- [50] H. Wood. Liquid-cooled aero-engines. SAE-J., July 1936, S. 267.
- [51] Der neue Sauter-Doppelwirbelungsmotor. ATZ, Bd. 38 (1935), S. 153.
- F. Arbeitsverfahren und Allgemeines**
- [52] F. R. Banks. Aviation Fuels and Engines. SAE-Journ., 1939, S. 389.
- [53] R. Düll. Ber. über den heutigen Stand niedrig verdichtender Einspritzmotoren mit Fremdzündung. ATZ, Bd. 38 (1935), S. 158.
- [54] R. Klaffen. Die Luftspeicher-Dieselmachine. Berlin 1932.
- [55] Löhner - Helmbold. Kraftstoffverbrauch und Wärmebelastung des Zylinder-Flugmotors. Luftf.-Forsch., Bd. 12 (1936), S. 10.
- [56] H. Pauling. Leistungssteigerung und Abgas-temperatur senkung mittels Durchspülung und Aufladung. FB 701 der DVL.
- [57] D. R. Pye. The internal combustion engine. Oxford at the Clarendon Press 1931. Deutsche Ausgabe: Berlin 1933, J. Springer.
- [58] H. R. Ricardo. Schnellaufende Verbrennungskraftmaschinen. Deutsche Ausgabe: Berlin 1932, J. Springer.
- [59] H. R. Ricardo. Thermodynamik und Gemischbildung bei Höhenmotoren. Vortrag Volta-Tagung, Rom 1935.
- [60] F. A. F. Schmidt. Verbrennungsmotoren. Berlin 1939, J. Springer.
- [61] W. Wilke. Untersuchungen am Hesselmann-Motor. ATZ, Bd. 41 (1938), S. 25—30; Z. VDI, Bd. 82 (1938), S. 778—780.

Abgeschlossen am 12. April 1940