

# ÜBER EINIGE INNERE VORGÄNGE EINES 50-kW SCHWINGFEUERGERÄTS

Von

Z. FÜLÖP, E. SCHARLE und A. PENNINGER

Lehrstuhl für Kalorische Maschinen, Technische Universität Budapest

Vorgelegt von Prof. G. BASSA

Eingegangen am 28. Oktober 1981

## 1. Einleitung

Die pulsierende Verbrennung blickt auf eine mehr als 60jährige Vergangenheit zurück. Während dieser Zeit erschienen auf umfangreichen Anwendungsgebieten mit immer neuen Zielbestrebungen die verschiedensten Schwingfeuergeräte. Einige dieser Anwendungsmöglichkeiten sind z. B. die Gasturbinebrennkammer, der Propulsionsantrieb der Flugzeuge, die Heizungsanlagen verschiedener Ausbildung, Nutzung und Größe [1—12]. Der Vorgang der pulsierenden Verbrennung wird auch heute viel untersucht, um ihre Vorteile zu nützen, die in erster Linie in der Vollkommenheit des Verbrennungsablaufes, in dem hohen Wärmeübergang zwischen Gas und Wand und in der Nutzung der Energie von dem aus der Brennkammer austretenden Gasstrahl bestehen.

## 2. Versuchsschwingfeuergerät

Auslegungs- und Konstruktionsprinzipien der Pulsationsbrennkammern wurden bis jetzt nicht veröffentlicht, bloß einige Konstruktionsbeschreibungen bekanntgegeben.

Um die in der Brennkammer verlaufenden Vorgänge kennenzulernen, haben wir nach Literaturangaben [10, 12] eine kleine Brennkammer konstruiert.

Unser Ziel war, ein funktionsfähiges Gerät zu bauen und dessen Erfahrungen bei der Entwicklung zum Kaltstart der Motoren, Typ RABAMAN geeigneter kleiner Versuchspulsationsvorwärmer anzuwenden [14, 15]. Die Messungen mit unserer ersten Versuchseinheit wurden nach der in Abb. 1. dargestellten Anordnung durchgeführt. Zum Starten des Schwingfeuergeräts tritt die Luft durch die Leitung (7) in das Mischrohr (6), den Druck darin erhöhend und die Membran (1) abschließend. Der Kraftstoff gelangt aus dem unter Druck bestehenden Kraftstofftank durch Rohr (3) und Düse (2), in den Mischraum, dort bildet er ein Gemisch mit der Luft, das beim Start durch den Funken der Zündkerze (8) angezündet wird. Die Verbrennung verläuft

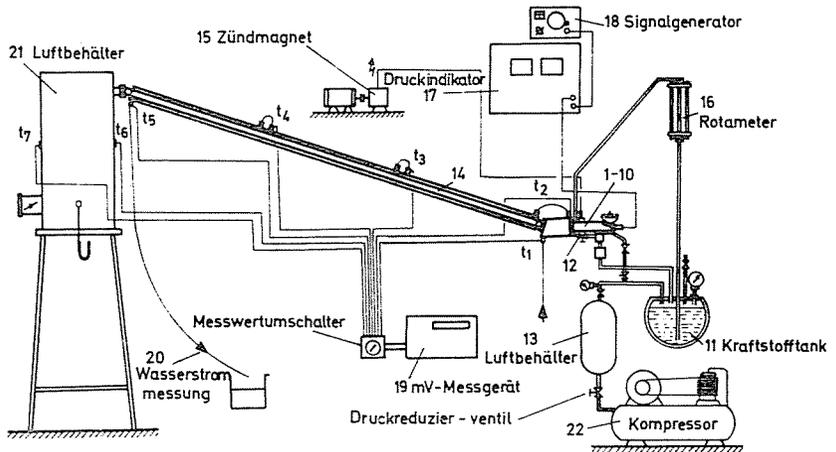


Abb. 1. Allgemeine Anordnung der Versuchseinheit

hauptsächlich in der Brennkammer (5). Während der Verbrennung expandiert das Abgas sowohl in Richtung des Mischrohrs wie gegen das offene Ende des Schwingungsrohrs, der entstandene Druckstoß schließt das Rückschlagventil, die Abgase strömen auf Grund des Druckunterschiedes unter grosser Geschwindigkeit ab. Infolge der Massenträgheit des Mediums entsteht beim Abströmen im Schwingungsrohr ein Unterdruck, demzufolge sich das Rückschlagventil öffnet und frische Luft in die Mischkammer einströmt.

Bei einem Dauerbetrieb ist darauf zu achten, daß im Kraftstofftank über dem Kraftstoffniveau ein Überdruck bestehe, durch welchen die Kraftstoffförderung in die Mischkammer gesichert wird. Bei dem Vorversuchen wurde dies aus einem äußeren Luftbehälter gesichert.

Die kontinuierliche Entzündung des Kraftstoff-Luftgemisches wird durch die von dem Schwingungsrohrende rücklaufenden Kompressionswellen verursacht und zwar durch die Bewegung der in der Brennkammer zurückgebliebenen Restgase, die den Zündvorgang des Gemisches einleiten.

Die Wärmeleistung des ersten Schwingfeuergeräts betrug  $q = 11,63 \text{ kW}$ , bei einer Heizflächenbelastung von  $q_f = 3,5 \cdot 10^6 \text{ kW m}^{-2}$ . In der folgenden Phase unserer Arbeit wurden die Bedingungen zum Selbstfahren des Gerätes geprüft. Dazu wurde von der Überdruckphase des Schwingvorganges der Druck der Abgase bzw. der Luft durch ein aerodynamisches Ventil über das Kraftstoffniveau in den Kraftstofftank geführt. Durch das Variieren der Bohrungen des aerodynamischen Ventils war der zur Kraftstoffzerstäubung notwendige Überdruck sichergestellt. Bei einer Wärmeleistung von  $9,5 \text{ kW}$  gelang es, mit dem Versuchsschwingfeuergerät einen Dauerbetrieb zu erreichen.

Auf Grund der Erfahrungen dieser Untersuchungen wurde mit den Forschungsarbeiten eines Schwingfeuergeräts von  $50 \text{ kW}$  Leistung begonnen.

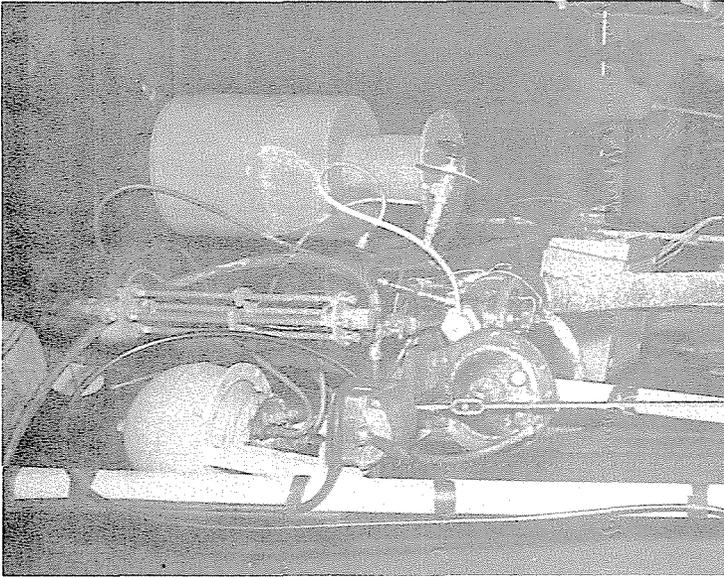


Abb. 2. Versuchsvorwärmer großer Leistung in der Zusammenstellung für die Versuchsmessungen

### 3. Das Schwingfeuergerät von 50-kW Leistung

Wir stützten uns bei der Konstruktion des 50 kW-Schwingfeuergeräts auf die gewonnenen Erfahrungen des Grundgeräts.

Ein Gerät dieser Leistung kannte bisher die Literatur nicht. Die Haupttrichtlinien der Konstruktionsgestaltung waren folgende:

a) Die bei der Grundkonstruktion gemessenen Wärmebelastungswerte sind auch bei dieser Brennkammer zu verwirklichen.

b) Die mittlere Geschwindigkeit der Gasströmung im Ventilgehäuse, im Mischrohr war, mit den bei der Grundkonstruktion gemessenen Werten gleich genommen.

c) Die verschiedenen Konstruktionselemente wie Brennkammer, Mischraum, Rückschlagventil usw. sollen einfach austauschbar sein.

d) Die Länge des Mischrohres soll veränderlich sein.

e) Die Gehäuse der Zerstäubungsdüse bzw. des aerodynamischen Ventils sollen austauschbar und voneinander unabhängig sein.

Das nach unter a—e besprochenen Richtlinien gebaute Versuchsgerät wurde in der in Abb. 2. dargestellten Zusammenstellung untersucht.

Nach den Vorversuchen war es klar, daß ohne die Kenntnis des Luftbedarfs die Entwicklungsarbeiten fast aussichtslos sind. Um die Ansaugluftmenge messen zu können, wurde eine Einheit bestehend aus Ausgleichtopf und Ansaugmeßblände am Ansaugstutzen aufgesetzt. (Abb. 2.)



Diese Untersuchungen wurden neben verschiedenem Zerstäubungsdruck und Mischrohrlänge durchgeführt. Das Gerät war nicht selbstfahrend, die Kraftstoffförderung in die Brennkammer wurde durch einen — vom Gerät unabhängigen — unter Druck stehenden Luftbehälter gesichert. Während des Versuches wurde eine Wärmeleistung von 52 kW erreicht.

### 3.2. Bestimmung der Bedingungen des Selbstfahrens

Zum Erreichen des Selbstfahrens wurden zahlreiche Messungen mit dem aerodynamischen Ventil gemacht. Als günstigste Ausführung wurde die in Abb. 4 dargestellte Konstruktion gefunden. Die durch das aerodynamische Ventil geförderte Luftmenge als Funktion des Gegendruckes zeigt Abb. 5 unter Angabe der konstantgehaltenen Geräteparameter der einzelnen Messungen.

Die Bedingung des Selbstfahrens ist aus dem Diagramm der Zusammenarbeit zu bestimmen. Der dazu notwendige Luftverbrauch wurde an der Zerstäuberdüse gemessen. (Abb. 6) Ebenfalls sind aus dem Diagramm Meßwerte bei verschiedenen Brennstoffmengen (am Rotameter abgelesen) und Brennstoffdrücken zum stabilen Betrieb erforderliche Ventilstellungen zu entnehmen. Der Wert  $G_{düse}$  ist eine relative Menge, er bezeichnet die Teilungen am Rotameter. (Bemerkung: alle Messungen wurden mit dem gleichen Rotameter unternommen, infolgedessen bezeichnen die Teilungen immer gleiche Mengen.)

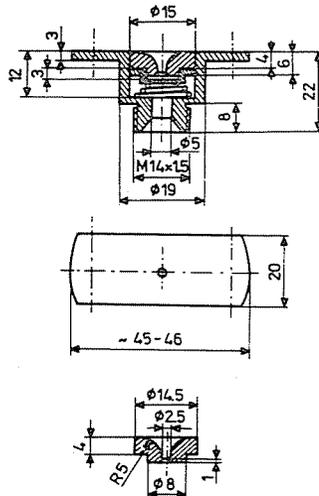


Abb. 4. Das aerodynamische Ventil

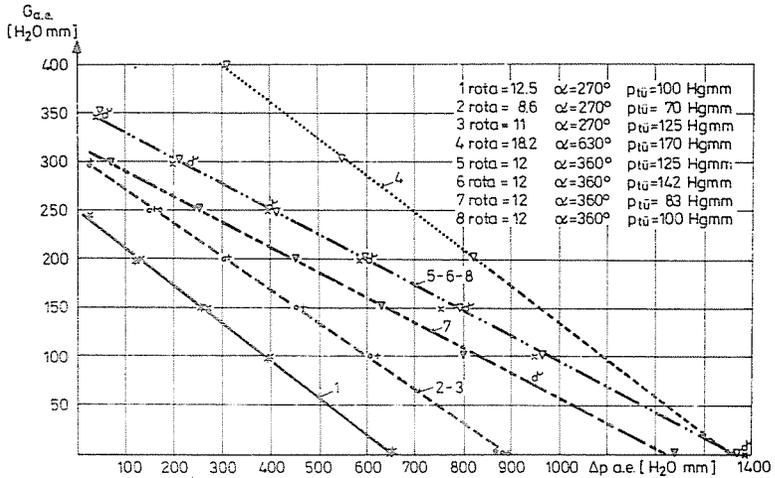


Abb. 5. Die durch das aerodynamische Ventil geförderte Luftmenge

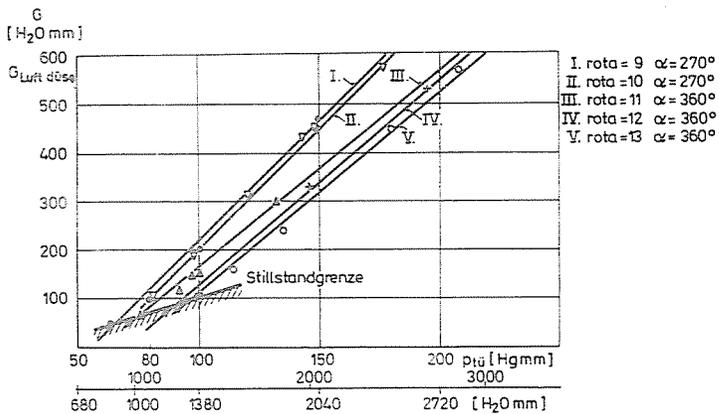


Abb. 6. Der Luftverbrauch der Zerstäuberdüse als Funktion des Brennstoffdruckes

Durch das Vergleichen der Abb. 5 und Abb. 6 ist die Bedingung des Selbstfahrens, das heißt die Gleichheit des Luftverbrauchs der Zerstäuberdüse und der Luftförderung des aerodynamischen Ventils bestimmbar:

$$G_{düse} = G_{ae} \text{ (Bedingung Nr. 1.)}$$

die bei einem  $\Delta p$  Druckunterschied zustandekommt. Der Druckanstieg am aerodynamischen Ventil muß folglich den Druckbedarf der Zerstäubung decken:

$$\Delta p_{ae} = \Delta p_{düse} \text{ (Bedingung Nr. 2.)}$$

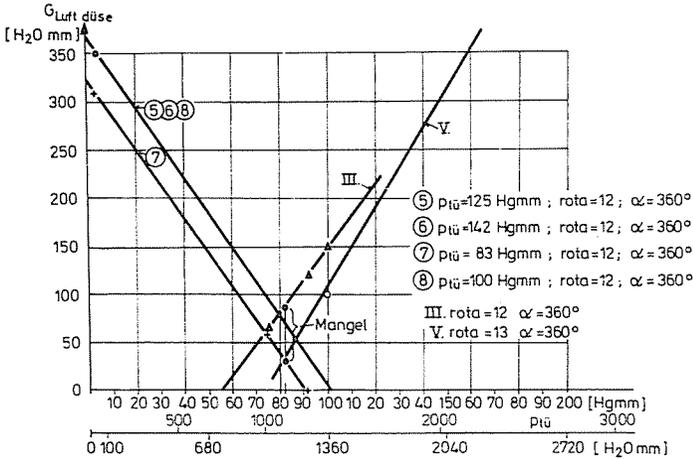


Abb. 7. Der Luftverbrauch der Zerstäuberdüse und die durch das aerodynamische Ventil geförderte Luftmenge als Funktion des Brennstoffdruckes

Weitere Bedingungen sind noch der gleiche Brennstoffumsatz (Bedingung Nr. 3.) und die gleiche Luftventilstellung ( $\alpha$ ) (Nr. 4.).

In den Abb. 5 und 6 ist der gleiche Brennstoffverbrauch (Rotameter-teilung) zu finden, der in Abb. 7. zusammengezeichnet wurde.

Die Kurven 5—8 sind bei bestimmtem Brennstoffdruck gültig, so z. B. die Kurven III. und V. (die Kurve des Luftbedarfes der Zerstäuberdüse) ergeben keinen Zusammenarbeitspunkt. Die Kurve 7 z. B. zeigt, daß die Luftförderung des aerodynamischen Ventils bei  $\Delta p = 80\text{—}100$  mg Hg noch bedeutend ist, aber der zu diesem Wert gehörende Luftverbrauch der Zerstäubung (Kurve III.) noch größer ist.

Zur Auffindung des Zusammenarbeitspunkts hat sich die Forderung der gleichzeitigen Erfüllung der 4 Bedingungen für zu streng erwiesen.

Durch das weitere Analysieren der Meßergebnisse konnte man feststellen, daß die Verhältnisse bei geringerem Brennstoffverbrauch in Hinsicht auf das aerodynamische Ventil günstiger sind, infolgedessen die Zusammenarbeit wahrscheinlicher ist. Der Luftbedarf der Zerstäubung bei verschiedenem Luftverbrauch ist auf Grund der Messungen in Abb. 8 dargestellt. Aus der Abb. 8 ist erkennbar, daß der Luftbedarf der Zerstäubung bei gleichbleibendem Brennstoffverbrauch ziemlich unabhängig von dem Luftverbrauch des Schwingfeuergeräts ist bzw. das sich der Luftbedarf mit steigendem Luftverbrauch ein wenig verringert. Demzufolge war es möglich, von den Bedingungen der Zusammenarbeit die Gleichheit des Brennstoffdruckes laut Bedingung Nr. 3. und die konstante Ventilstellung laut Bedingung Nr. 4. zu mildern.

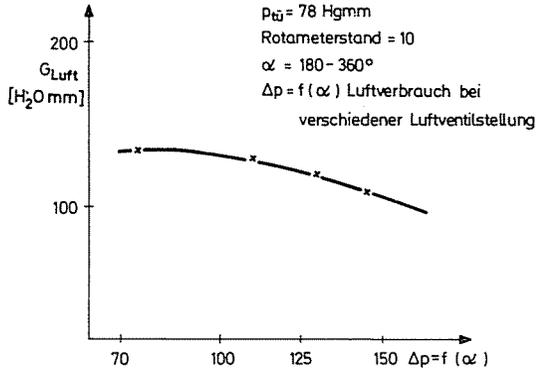


Abb. 8. Luftbedarf der Zerstäuberdüse bei konstanter Kraftstoffmenge als Funktion der Luftventilstellung

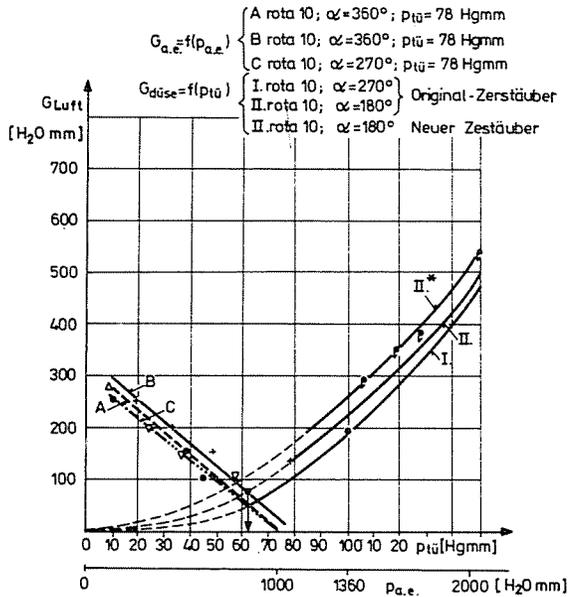


Abb. 9. Auf Grund modifizierter Forderungen gemessener Luftdurchsatz der Kraftstoffdüse und des aerodynamischen Ventils. (Kraftstoffdruck  $p_{t\ddot{u}}$  = konst.)

Auf Grund dieser modifizierten Forderungen wurde in Abb. 9 der von früheren Messungen bekannte Luftbedarf der Zerstäubung bei konstanter Brennstoffzufuhr (Kurven I, II, III) bzw. die Luftförderung des aerodynamischen Ventils bei derselben Brennstoffzufuhr angegeben. Die Möglichkeit der Zusammenarbeit war bei einem Wert von  $\Delta p_{t\ddot{u}} = 62 \text{ mm Hg}$  zu erwarten.

Infolge dieser ermittelten Werte ließ sich das Selbstfahren des Schwingfeuergeräts verwirklichen. Dieser erste Arbeitspunkt des Selbstfahrens

lag zwar noch unter dem gewünschten Leistungsniveau, sein Auffinden bestätigte jedoch die Richtigkeit dieser Methode zum Aufsuchen der Verhältnisse der Zusammenarbeit.

Der erste Zusammenarbeitspunkt ergab sich bei

$$\Delta p_{t\ddot{u}} = 62 \text{ mm Hg}$$

$$Q = 23 \text{ kW}$$

$$\alpha = 270^\circ$$

Durch Verminderung des Ventilhubes stieg die Brennstoffzufuhr an, womit eine Wärmeleistung von  $Q = 29 - 35 \text{ kW}$  zu erreichen war.

Aus den Untersuchungen konnte man den Schluß ziehen, daß, obzwar das Gerät selbstfahrend ist, das gewünschte Leistungsniveau mit einer Zerstäuberdüse sich nicht erreichen läßt.

Die Fortsetzung der Untersuchungen mit der Zerstäuberdüse bzw. des aerodynamischen Ventils schien nicht zweckmäßig, da wir schon von den zahlreichen Versuchen die für die Zusammenarbeit günstigste Konstruktion auswählen konnten.

Die gewünschte Leistung durch Erfüllung der Zusammenarbeitsbedingungen zu erzielen versuchten wir auf folgende Weisen;

a) Mit zwei Zerstäuberdüsen, zwei aerodynamischen Ventilsystemen und ungeteiltem Brennstofftank.

b) wie a), nur mit geteiltem Brennstofftank

c) Mit einer pneumatisch betriebenen Membranpumpe zum Sicherstellen des Brennstoffdruckes

d) Mit einer pneumatisch betriebenen Membranpumpe zum Sicherstellen des Luftbedarfes der Zerstäuberdüse.

Im Folgenden wurden die Varianten b) und c) nicht weiter untersucht, da nur die Varianten a) und d) einen Erfolg brachten.

### 3.3. Schwingfeuergerät mit zwei Zerstäuberdüsen und mit zwei aerodynamischen Ventilen

Bei der Bestimmung der Bedingungen der Zusammenarbeit haben wir schon gesehen, daß die Zerstäubungsbedingungen mit einer Düse nicht beherrschbar sind. Zur Steigerung der Wärmeleistung im Schwingfeuergerät wurde demzufolge die Düse und das Ventilsystem verdoppelt. Mit den zwei parallel geschalteten Düsen und aerodynamischen Ventilen wurde eine Wärmeleistung von  $Q = 43,5 \text{ kW}$  erreicht (Abb. 10). Die Anlage war in dieser Zusammenstellung auf eine Verletzung des Rückschlagventils sehr

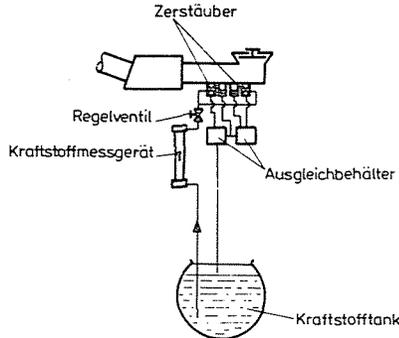


Abb. 10. Schwingfeuergerät mit zwei Zerstäuberdüsen und mit zwei aerodynamischen Ventilen

empfindlich. Bei defektem Ventil hat sich die Anlage sofort abgestellt. Durch das Abstimmen der Durchflußeigenschaften der Düsen und der aerodynamischen Ventile, des Luftdurchsatzes der Anlage wurde das gewünschte Leistungsniveau von

$$Q = 52 \text{ kW}$$

erreicht.

#### 3.4. Schwingfeuergerät mit pneumatisch betriebener Membranpumpe zur Sicherstellung des Luftbedarfes der Kraftstoffzerstäubung

Die Membranpumpe war anstelle des aerodynamischen Ventils vorgesehen. Ihre Wirkungsweise ist analog mit dem des aerodynamischen Ventils, die Selbststeuerung der Anlage läßt sich auch realisieren. Die Anwendung einer Membranpumpe an einem Schwingfeuergerät ist neuartig. Mit steigendem Brennraumdruck steigt auch die Luftförderung und der Druck der Membranpumpe. Die durch die Düse herausströmende Luftmenge wird mit steigendem Kraftstoff größer, demzufolge kann sich der Kraftstoffstrom nicht grenzlos ändern, da der Druck im Kraftstofftank mit der Luftförderung schon ins Gleichgewicht geriet.

Die Zusammenstellung der Anlage mit pneumatischer Membranpumpe ist in Abb. 11. zu sehen. Mit der abgeänderten Anlage wurde während der Versuche eine Wärmeleistung von

$$Q = 45 - 69 \text{ kW} \quad \bullet$$

erreicht.

Die Untersuchungen wurden damit abgeschlossen, da die Lösungen bekannt geworden sind, mit deren Hilfe ein Schwingfeuergerät gewünschter Leistung realisierbar ist.

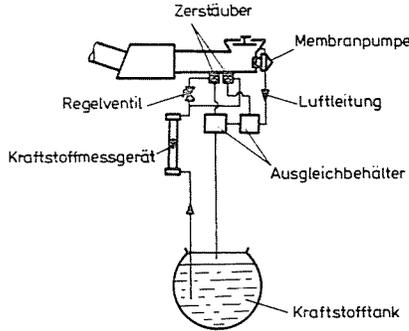


Abb. 11. Schaltung der Einheit mit zwei Zerstäuberdüsen und mit Membranpumpe

#### 4. Die Wirkung der Resonatorrohrlänge des Schwingfeuergeräts

Aus den durchgeführten Untersuchungen ging hervor, daß die Resonatorrohrlänge des Schwingfeuergeräts veränderbar war. Die Veränderung der Rohrlänge hat aber die Veränderung der Betriebseigenschaften zur Folge.

Zuverlässige Unterlagen standen zur Bestimmung der optimalen Rohrlänge nicht zur Verfügung. Die Konstruktionslänge des Resonatorrohrs besteht aus dem Strahlungsheizkörper und aus dem zwischen Schwingfeuergerät und Strahlungsheizkörper eingebauten Verbindungsrohr.

Zu Beantwortung dieser Frage wurden weitere Untersuchungen durchgeführt. Das Schwingfeuergerät wurde mit einem Resonatorrohr von 6000 mm Länge und  $\varnothing$  43 mm Durchmesser versehen. Die Rohrlänge war zwischen 1=6000–1000 mm Länge zu verändern. Unter solchen Bedingungen wurden der Luftdurchsatz, die Pulsationsfrequenz und die obere und untere Zündgrenze gemessen. Der Druckverlauf wurde mit einem Quarzindikator aufgenommen. Die Endresultate der Messungen sind in Abb. 12. und Abb. 13. dargestellt.

Es ist zu erkennen:

a) daß das Schwingfeuergerät dieselbe Frequenz aufweist bei zwei verschiedenen Rohrlängen, und daß die Frequenz der Verpuffung von der Rohrlänge abhängig ist,

b) daß die Funktion  $1=f$  (Hz) nicht kontinuierlich ist, es gibt eine Rohrlänge bei der das Schwingfeuergerät nicht funktioniert. Diese Rohrlänge betrug den Wert  $1 = 3750\text{—}4000$  mm, bei der gegebenen Einheit,

c) daß die Bedingung des stabilen Betriebes jene Rohrlängen bedeuten, wobei man von der Unstetigkeitsstelle der Funktion  $1=f$  (Hz) genügend weit ist.

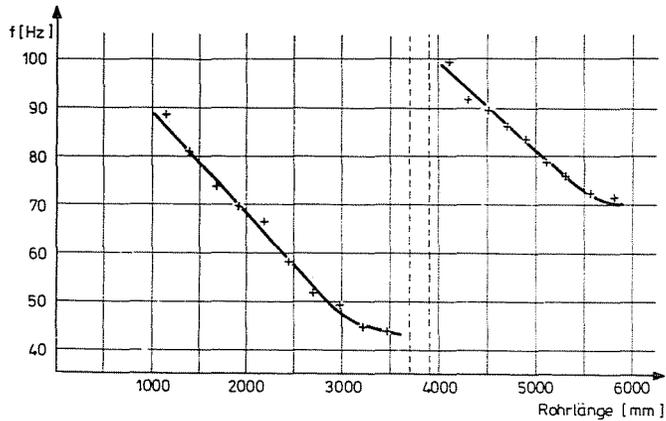


Abb. 12. Die Änderung der Pulsationsfrequenz in Abhängigkeit der Resonatorrohrlänge

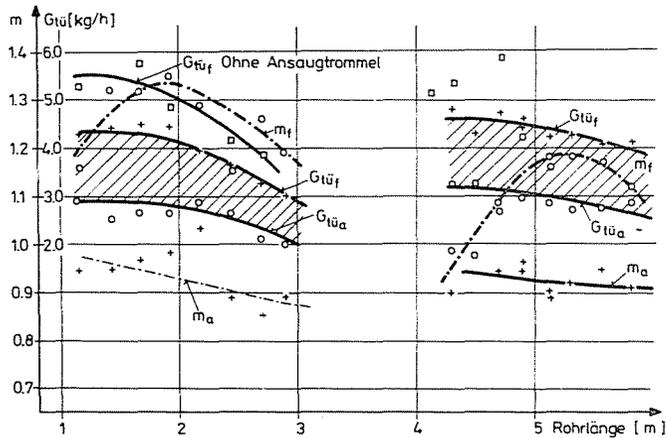


Abb. 13. Der Arbeitsbereich des Geräts in Abhängigkeit von der Resonatorrohrlänge

Die in Abb. 12. dargestellten Ergebnisse und Zusammenhänge lenken auf eine in der früheren Literatur nicht disputierte Erscheinung die Aufmerksamkeit.

In Abb. 13. sind die wichtigeren wärmetechnischen Parameter als Funktion der Rohrlänge des Schwingfeuergeräts dargestellt. Die Parameter  $m_f$  (obere Luftzahl) und  $m_a$  (untere Luftzahl) grenzen den effektiven Arbeitsbereich ab, die Kurve  $G_{t\ddot{u}a}$ -zeigt die Kraftstoffmenge bei konstantem Rückschlagventilhub. In der Abb. 13. sind zwei  $G_{t\ddot{u}a}$ -Kurven zu sehen, wovon die oberen Werte ohne Ansaugtrommel, die untere mit Ansaugtrommel gemessen wurden.

Die Leistung der Anlage blieb ziemlich gleichbleibend bei verschiedenen Rohrlängen.

## Zusammenfassung

Auf Grund des aus der Literatur bekannten Schwingfeuergeräts kleiner Leistung wurde eine Einheit mit ca vierfacher Leistung entwickelt. Diese Einheit ist schon für die komplexen Kaltstartbedingungen der Dieselmotoren geeignet.

Die Entwicklungsarbeiten hatten zahlreiche Probleme gestellt, die man ausführlich besprochen hat. Das Sicherstellen des Selbstfahrens war grundlegend in Hinsicht auf die Konstruktion einer einfachen, kompakten, von Hilfsenergie unabhängigen Einheit.

Die Membranpumpe, die in dem Schwingfeuergerät periodisch ablaufenden Druckänderungen ausnützend, kann den Druck im Kraftstofftank auf einem konstanten Niveau halten. Die Anwendung einer solchen Lösung an Schwingfeuergeräten ist völlig neu und ermöglicht das Selbstfahren der Einheiten von großer Leistung.

Die Änderung der Resonatorrohlänge beeinflusste die Arbeitsfrequenz der Einheit. Es wurde gezeigt, daß die Frequenz als Funktion der Rohrlänge durch eine nicht kontinuierliche Kurve charakterisiert werden kann. Diese Tatsache soll bei konkreten Ausbildungen in Acht genommen werden.

Die in diesem Aufsatz besprochene Einheit war zum langzeitigen Selbstfahren fähig, das die Einheit zu weiteren Anwendungen geeignet macht.

## Literatur

1. SCHMIDT, P.: Entwicklung der Zündung periodisch arbeitender Strahlgeräte. VDI. Nr. 16. 1950.
2. HUBER, L.: Das Schwingfeuergerät. ATZ. Nr. 8. 1951.
3. Forsch. Inst. für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotor TH. Stuttgart: Das Schmidrohr als Heizgerät. ATZ. Nr. 5. 1952.
4. REYNST, F. H.: Der Resonator als Möglichkeit zur Herabsetzung des Brennstoffverbrauches bei Turbotriebwerken von Flugzeugen. VDI. Nr. 3. 1952.
5. REYNST, F. H.: Das Schmidrohr. VDI. Nr. 36. 1952.
6. REYNST, F. H.: Pulsierende Feuerungen für Dampfkessel. Mitt. d. VGB. Juni 1953.
7. DIETRICH, G.: Entwicklung des „VI“ Triebwerkes. MTZ. Jg. 15. Nr. 5. 1954.
8. REYNST, F. H.: Der Arbeitprozess des Schmidrohres. Energie. Nr. 1. 1955.
9. REYNST, F. H.: Pulsating Combustion. Pergamon Press. 1961.
10. HUBER, L.: Mit Schwingfeuer betriebene Heizanlagen für Nutzfahrzeuge. ATZ. Jg. 66. Heft 2. 1964.
11. HUBER, L.: Neuentwicklungen am Eberspächer Schwingfeuergerät. ATZ. Nr. 9. 1967.
12. HUBER, L.: Der Selbstzündungsvorgang der Schwingfeuergeräte im Verlauf der Entwicklung. Betriebs-Ökonom. Heft 8. 1970.
13. FÜLÖP, Z. u. Mitarbeiter: Előkészítő elméleti és kísérleti vizsgálatok lüktető tüzelésű motorelőmelegítő kialakítására. Kutatási jelentés. 1969. Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Ausbildung eines Motorvorwärmers von pulsierender Verbrennung. Forschungsbericht.
14. FÜLÖP, Z. u. Mitarbeiter: 35—40 000 kcal/h teljesítményű pulzációs előmelegítő kísérletei. I. II. Kutatási jelentés. 1970—71. Die Versuche eines Pulsationsvorwärmers von 35—40 000 kcal/h Leistung. Teil I.-II. Forschungsbericht.
15. FÜLÖP, Z. u. Mitarbeiter: Kísérleti lüktető előmelegítő konstrukciója és megépített példányainak kísérleti eredményei. Kutatási jelentés 1972. Die Konstruktion eines Versuchs-Pulsationsvorwärmers und die Versuchsergebnisse der gebauten Exemplare. Forschungsbericht.

Dr. Zoltán FÜLÖP  
 Dr. Erzsébet SCHARLE  
 Dr. Antal PENNINGER } H-1521, Budapest