

Betrachtungen über das Ansaug- und Auspuff-
system kleiner Zweitaktmotoren

von Masatake Miyake
und Masahito Mitani

Firma Shinmitsubishi Jukogyo K.K.

1. Vorwort

Bei den Zweitaktmotoren mit Kurbelgehäusespülung ist die Druckdifferenz zwischen den Einlaß- und Auslaßschlitzen klein und die Frischluftdurchströmverluste sind groß. Insbesondere wird bei den kleinen Motoren, da bei hohen Drehzahlen das Zeit-Flächen-Produkt der Schlitze nicht ausreicht, die zugeführte Luftmenge sehr klein. Da andererseits in dem Ansaug- und Auspuffrohrleitungssystem der Motoren ganz erhebliche Druckschwingungen entstehen, so ist der Einfluß des Ansaug- und Auspuffsystems auf die Motorleistung ganz außerordentlich stark.

Über die Möglichkeiten, wie man unter Ausnützung der Druckschwingungen im Ansaug- und Auspuffrohrleitungssystem die Leistung des Motors verbessern kann, haben List ¹⁾, Asanuma ²⁾, Nagao ³⁾ u.a. Versuche durchgeführt. Jenny ⁴⁾ hat ein quantitatives Analysenverfahren für die Auspuffleitung vorgeschlagen, bei welchem er die Kennlinienmethode benützt hat. Bei diesen Verfahren bereitet es jedoch erhebliche Schwierigkeiten, wenn man sie unmittelbar auf die Berechnung und Konstruktion eines praktisch auszuführenden Motors anwenden will, denn hierzu sind umfangreiche Berechnungen erforderlich.

In der vorliegenden Arbeit haben wir nun durch Versuche an

kleinen Zweitaktmotoren den Einfluß der Ansaugrohrlänge und der Motordrehzahl auf das Luftverhältnis (wörtlich: das Verhältnis der zugeführten Luft) untersucht und auf dem Wege einer Analyse des Trägheits-Pulsationseffektes des Ansaugrohrsystems eine experimentelle Gleichung gefunden, welche das günstigste Ansaugrohrsystem für Einzylinder- und Zweizylindermotoren angibt.

Was nun das Auspuffleitungssystem anbelangt, so haben wir den Einfluß des Druckes beim Austritt aus dem Auspuffschlitz auf die Spülung untersucht; aus der Resonanztheorie der Akustik haben wir eine einfache Formel für die Berechnung der Änderung des Druckes beim Austritt aus dem Auspuffschlitz hergeleitet. Aufgrund der Versuche haben wir die Abstimmbedingungen eines Auspuffleitungssystems, insbesondere eines Auspuffleitungssystems mit angebauten kegelförmigem Rohr, (Diffusor) gefunden.

2. Die Bezeichnungen

Die in dem vorliegenden Aufsatz verwendeten Bezeichnungen sind aus der Tafel 1 ersichtlich.

3. Das Ansaugleitungssystem

3.1 Die Versuchsmethodik

Der für die Versuche verwendete Motor war ein in dem von unserer Firma hergestellten "Mitsubishi 360"-Wagen eingebauter Zweitaktbenzinmotor mit zwangsläufiger Luftkühlung; die Hauptdaten dieses Motors sind folgende:

Zylinderdurchmesser x Hub	62 mm x 59.6 mm
Zylinderzahl	2
gesamte Auspuffmenge	0.359 l
Kurbelgehäusekompressionsverhältnis	1.39
Zusammenspiel der Schlitze	

	Öffnungs- u. Schließ- zeitpunkt	Produkt: Grad x Fläche
Ansaugen	$\pm 63^{\circ}58'$ (TDC)	614 cm ² deg
Spülen	$\pm 50^{\circ}24'$ (BDC)	337 cm ² deg
Auspuff	$\pm 65^{\circ}24'$ (BDC)	384 cm ² deg

Die Abb.1 zeigt eine schematische Darstellung der Versuchseinrichtung, der Abb.2 können wir die geometrischen Abmessungen des Ansaugrohres entnehmen, und in der Abb.3 ist die der Messung der Druckänderung dienende Versuchseinrichtung dargestellt.

Die Versuche wurden bei den nachstehend aufgeführten Bedingungen durchgeführt:

- (1) Das Luftfilter hat man abgenommen.
- (2) Den Vergaser hat man abgenommen und gegen eine mit dem Vergaser äquivalente Drossel und ein gerades Anschlußrohr ausgetauscht.
- (3) Da es sich gezeigt hat, daß bei der Auspuffleitung, wenn man die Rohrlänge über ein gewisses Maß hinaus kürzt, der Einfluß auf das Luftverhältnis (wörtlich: das Verhältnis der zugeführten Luft) (gemeint ist vielleicht das Verhältnis der zugeführten Luftmenge zur Auspuffmenge?) kleiner wird, so hat man die Auspuffleitung vollständig weggenommen und die Versuche so durchgeführt, daß der Auspuff von der Auspufföffnung des Zylinderblockes unmittelbar ins Freie erfolgte.
- (4) An der Eintrittsöffnung eines Überlauftanks (surge tank) (3 x 800 mm \varnothing x 400 mm) sind nebeneinander 2 Stutzen mit 28 mm \varnothing und 40 mm \varnothing angebracht, die angesaugte Luftmenge wurde an einem "Göttinger"-Manometer abgelesen. Der Einfluß der Anbringung eines Überlauftankes betrug maximal 50 mm Wassersäule, der Einfluß auf das Luftverhältnis war außerordentlich klein.
- (5) Für die Messung der Änderung des Druckes hat man Widerstandsdraht-Dehnungsmesser verwendet, als Gerät für die Beobachtung hat man einen Brown'schen 6fach-

Oszillographen verwendet.

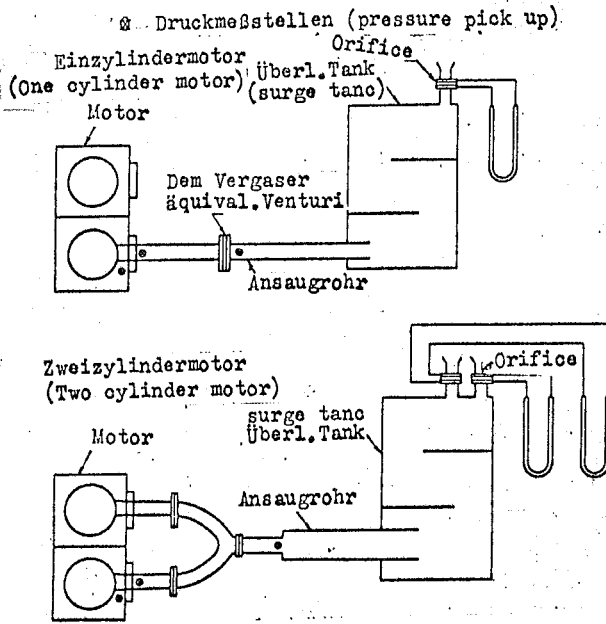


Abb. 1 Schematische Darstellung der Versuchseinrichtung

Tafel 1

Benützte Bezeichnungen

Bezhg.	Einheit	Bedeutung	Bezhg.	Einheit	Bedeutung
p	ata	Druck	d	m	Rohrdurchmesser
$pkso, pksc$	ata	Druck im Kurbelgehäuse bei geöffneten bzw. geschl. Spülschl.	A	m^2	Rohrquerschnittsfläche
V	m^3	Volumen	m	—	Drossel-(flächen)-verhältnis
V_h	m^3	Auspuffvolumen	a	m/s	Schallgeschwindigkeit
V_{ks}	m^3	Kurbelgehäusevolumen bei geöffneten bzw. geschl. Spülschl.	f	c/s	Frequenz
γ	kg/ m^3	spezifisches Gewicht	τ	s	Druckwellendauer
T	$^{\circ}K$	Temperatur	φ	—	Druckwellenkürzung
G	kg/s	Durchströmmenge	η	—	Druckwellenreflexion
w	m/s	Strömungsgeschwindgkt.	q	—	Diffusorbeschl.-Verzg.Koeff.
F	m^2	Schlitzöffnungsfläche	α_{diff}	—	Diffusorverstärkung
θ_i^*	$^{\circ}$	wirks. Ansaugschl. Öff. Per.	M	—	Druckwellenankunftshäufigkt.
θ_s, θ_e	$^{\circ}$	Spül-, Ausp. Schl. Öff. Per.	g	m/s^2	Schwerkraftbeschleunigung
L	%	Luftverhältnis	n	rpm	Drehzahl des Motors
l	m	Rohrleitungslänge	μ	—	Schlitzdurchströmkoef.
l^*	m	Äquivalente Rohrlänge	θ	$^{\circ}$	Kurbelwinkelgrad
			t	s	Zeit
			k	—	Verhältnis d. spez. Wärme

Indexbezeichnungen	Bedeutung
i, s, e	Ansaugen, Spülen, Auspuff
z, k	im Zylinder, im Kurbelgehäuse
$diff, a, b, c, 1, 2$	Auspuffdiffusor, Rohr, Zyl. Zahl
IO, SO, EO, IC, SC, EC	Ansaug-, Spül-, Auspuffschl. offen bzw. zu
IG	Zündzeitpunkt
TDC, BDC	obere bzw. untere Totpunktslage
max, mean, min	höchster, mittlerer, niedrigster Wert
I, P	Trägheitseffekt, Pulsationseffekt

In den 3 Maßen
6, 106, 206 variierbar

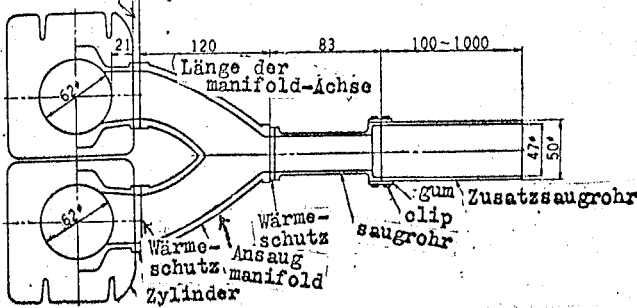


Abb.2 (1) Schematische Darstellung des Ansaugsystems eines Zweizylindermotors während des Betriebes

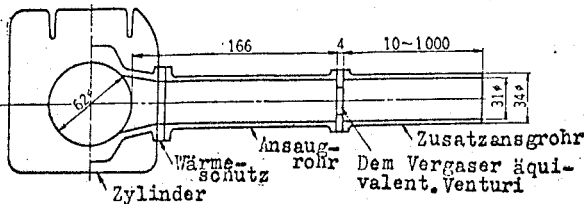


Abb.2 (2) Schematische Darstellung des Ansaugsystems eines Einzylindermotors während des Betriebes

(6) Aus äquivalent für den Vergaser hat man Drosseln (Venturi) mit den Abmessungen 31.0 \varnothing /31 \varnothing ; 24.0 \varnothing /31 \varnothing ; 13.8 \varnothing /31 \varnothing (der Zähler gibt den Durchmesser der Stutzenbohrung an, während der Nenner den Durchmesser des Ansaugrohres bedeutet) verwendet; vor diesen Drosseln hat man zuerst zusätzlich angebrachte Ansaugrohre mit verschiedenen Längen untersucht, indem man Saugrohre von 100 mm bis 1000 mm Länge, jeweils von 100 zu 100 mm der Länge fortschreitend verwendete.

Die Versuchsmethodik bestand darin, daß man die Saugrohrlänge und die dem Vergaser äquivalente Drossel (Venturi) änderte, und daß man in einem Motordrehzahlbereich von 1200 U/Min. bis 5300 U/Min., jeweils von 100 zu 100 U/Min. fortschreitend die angesaugte Luftmenge G und die Änderung des Druckes an den einzelnen Stellen maß und aufzeichnen ließ. Das Luftverhältnis L wird aufgrund der angesaugten Luftmenge G aus der nachstehenden Gleichung gefunden

$$L = G \times \frac{1}{V_h \gamma} \times \frac{60}{n} \times 100\% \quad (1)$$

Ehe man an die Ausführung der Versuche heranging, hat man den Unterschied des Luftverhältnisses beim "motoring"-Betrieb (Schleppen des Motors?) und beim "firing"-Betrieb des Motors (Lauf des Motors mit Zündung?) untersucht.

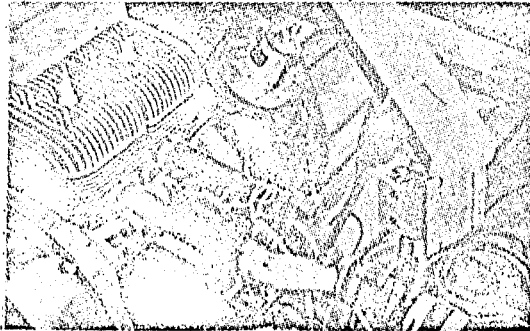


Abb.3 Die Versuchseinrichtung

3.2 Die Versuchsergebnisse und ihre Beurteilung

Um auf leichte Weise den Trägheitseffekt und den Pulsationseffekt analytisch untersuchen zu können, hat man sich eines graphischen Verfahrens bedient, indem man auf der Abszissenachse die Länge des Ansaugrohres und auf der Ordinatenachse die Motordrehzahl abgetragen, und dann die Punkte gleichen Luftverhältnisses untereinander verbunden hat; wir bezeichnen diese Verbindungslinien als die "Kurven gleichen Frischluftanteils".

In der graphischen Darstellung dieser Kurven gleichen Frischluftanteils bezeichnen wir diejenigen Linien, welche die Punkte des als auf dem Trägheitseffekt beruhend angenommenen maximalen Frischluftanteils verbinden, als "Trägheitseffektlinien"; in der gleichen Weise bezeichnen wir diejenigen Linien, welche die als von dem Pulsationseffekt herrührend anzunehmenden Maxima des Luftverhältnisses verbinden, als die "Pulsationseffektlinien".

Bei der Durchführung der Versuche zur Untersuchung des An-

saug- und Auspuffsystemes ist es von großer Wichtigkeit, ob man diese Versuche beim Lauf des Motors ohne Zündung (motoring) oder beim Lauf des Motors mit Zündung (firing) durchführt. Bei unserer Forschungsarbeit haben wir in der Absicht, diesen Einfluß genau zu untersuchen und zu bestätigen, Vorversuche durchgeführt, deren Ergebnisse in der Abb.4 dargestellt sind. Aus dieser Abbildung ersehen wir zwar, daß eine Tendenz der Verschiedenheit der Ergebnisse je nach der Motorzahl vorhanden ist, da jedoch die absoluten Werte dieser Differenzen nicht groß sind, so haben wir unsere Versuche beim Betrieb des Motors ohne Zündung (motoring) durchgeführt.

(A) Das Luftverhältnis beim Betrieb eines Einzylindermotors

Die Abb.5 zeigt die Kurven gleichen Luftverhältnisses beim Betrieb eines Einzylindermotors. Die Abb. 5 (a), (b) u.(c) zeigen die Ergebnisse bei jeweils verschiedenen, dem Vergaser äquivalenten Drosseln; wir können aus der Abb.5 folgende Schlüsse ziehen:

(1) Es sind mindestens 2 Berge eines hohen Luftverhältnisses entstanden. Diese Berge stellen den Trägheitseffekt und den Pulsationseffekt dar.

(2) Beim Trägheitseffekt sind die absoluten Werte des Luftverhältnisses höher als beim Pulsationseffekt, die Steigung der Berge in der Nähe der Effektlinien ist geringer; da auch der Bereich der Zunahme der Luftzufuhr groß ist, so sind die praktischen Werte groß. Wenn man jedoch bei den schnell laufenden Motoren die Saugrohrlänge nicht kürzer machen kann, dann ist es wünschenswert den Pulsationseffekt auszunützen.

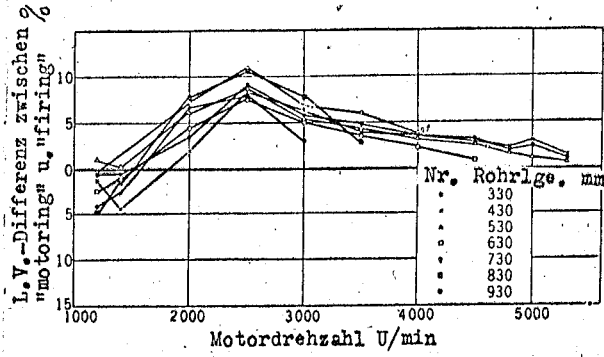
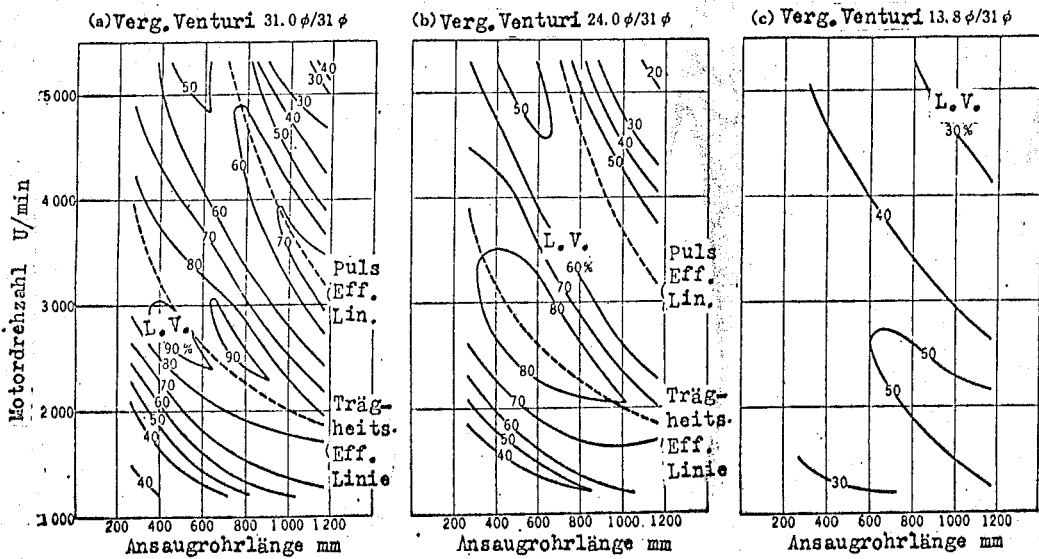


Abb.4 Der Unterschied des Luftverhältnisses beim "motoring"-Betrieb und beim "firing"-Betrieb.



Die gestrichelten pulsationseffektlinien und Trägheitseffektlinien sind aufgrund der experimentell gefundenen Formeln berechnet worden

Abb.5 Die Linien gleichen Luftverhältnisses beim Betrieb eines Einzylindermotors.

(3) Je nach der Größe der dem Vergaser äquivalenten Drossel wird der Wert des Luftverhältnisses mehr oder weniger beeinflusst, der Verlauf der Trägheitseffektlinien und der Pulsationseffektlinien erfährt jedoch keine Änderung. Wenn man jedoch die dem Vergaser äquivalente Drossel (Venturi) bis auf 13.8 $\phi/31 \phi$ drosselt, dann wird nahezu kein Trägheitseffekt und kein Pulsationseffekt mehr festgestellt.

(B) Der Trägheitseffekt beim Betrieb eines Einzylindermotors

Die Ergebnisse der analytischen Untersuchung der Trägheits-

effektlinien sind in der nachstehenden Versuchsgleichung zum Ausdruck gebracht

$$n_{11} f_{11} \times 2 \times \frac{\theta_i^*}{360} \times 60 (\text{rpm}) \quad (2)$$

Hierin wird die Eigenfrequenz f_{11} , indem man das Ansaugsystem des untersuchten Motors durch ein einfaches akustisches System von der Länge l_i , der Querschnittsfläche A_i , und dem mittleren Kurbelkastenvolumen $V_{k \text{ mean}}$ bei geöffneten Ansaugschlitzen ersetzt, und indem man den Begriff der akustischen Impedanz einführt, durch folgende Gleichung⁽⁶⁾ bestimmt:

$$\sqrt{\frac{k_i V_{k \text{ mean}}}{A_i}} = \cot k_i l_i \quad k_i = \frac{2\pi f_i}{a_i}$$

Wenn wir hierin

$$\cot k_i l_i = \frac{1}{k_i l_i}$$

annehmen, bekommen wir (für ein kurzes Ansaugrohr)

$$f_{11} = \frac{a_i}{2\pi} \sqrt{\frac{A_i}{l_i V_{k \text{ mean}}}} \quad (3)$$

Bei einer Motordrehzahl n_{11} , bei welcher die Bedingung der Übereinstimmung des Ansaugschlitzöffnungszeitintervalls mit der halben Periode der aus der Gleichung (3) bestimmten Eigenfrequenz erfüllt ist, erhält man eine Zunahme des Luftverhältnisses.

Die Abb.6 und das in der Abb.7 gezeigte Oszillogramm dienen der Erklärung der Erscheinung des Trägheitseffektes. Gleichzeitig mit dem Öffnen der Ansaugschlitze sinkt der Druck beim Eintritt in die Ansaugschlitze unter der Einwirkung des im Innern des Kurbelgehäuses herrschenden Unterdruckes plötzlich ab, und darnach bekommt man die Wellenform einer freien Schwingung. Die kurze Periode, während welcher dieser Druck ganz rasch abfällt, bezeichnen wir als den Überschreitungswinkel der Ansaugschlitzöffnungsstellung. Wenn wir nun den Punkt, in welchem die freien Schwingungen beginnen, als negativen Maximalwert,

und das Schließen der Ansaugschlitze bei dem eine halbe Periode nach dem genannten Punkt liegenden positiven Maximalwert annehmen, dann können wir die Druckwelle wirksam ausnützen und bekommen einen hohen Wert des Luftverhältnisses.

Den Zeitpunkt unmittelbar vor dem Schließen der Ansaugschlitze bezeichnen wir als den wirkungslosen Winkel der Ansaugschlitzschließstellung, weil hier die Querschnittsfläche der Ansaugschlitzöffnung bereits ganz klein und somit ihre Wirkung nur ganz gering ist. Bei dem für unsere Versuche verwendeten Motor haben wir den Überschreitungs- winkel und den wirkungslosen Winkel je mit 15° angenommen.

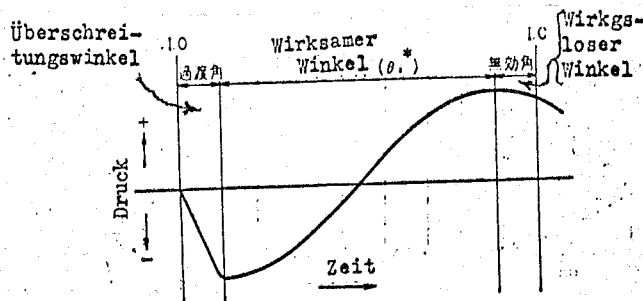


Abb. 6 Der Trägheitseffekt und der Überschreitungs- winkel bzw. der wirkungslose Winkel

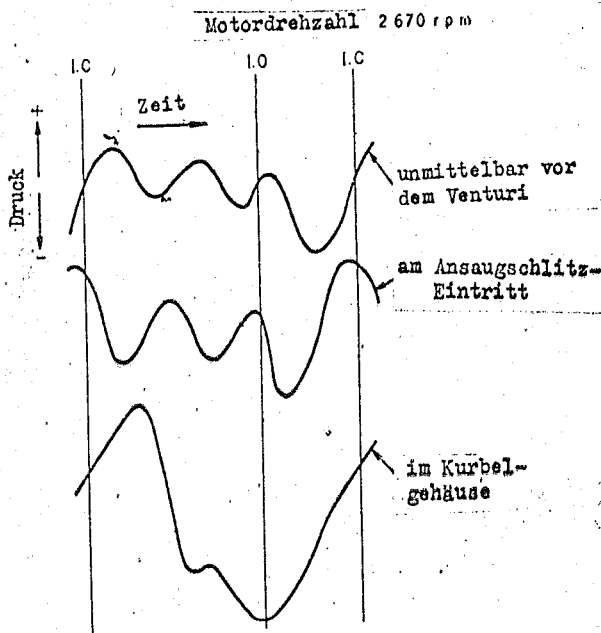


Abb. 7 Die Druckänderung beim Betrieb eines Einzylinder- motors. (Der Fall des Auftretens des Trägheits- effektes)

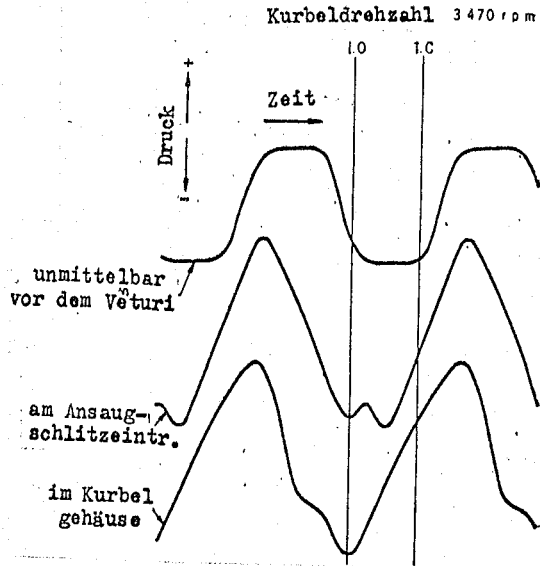
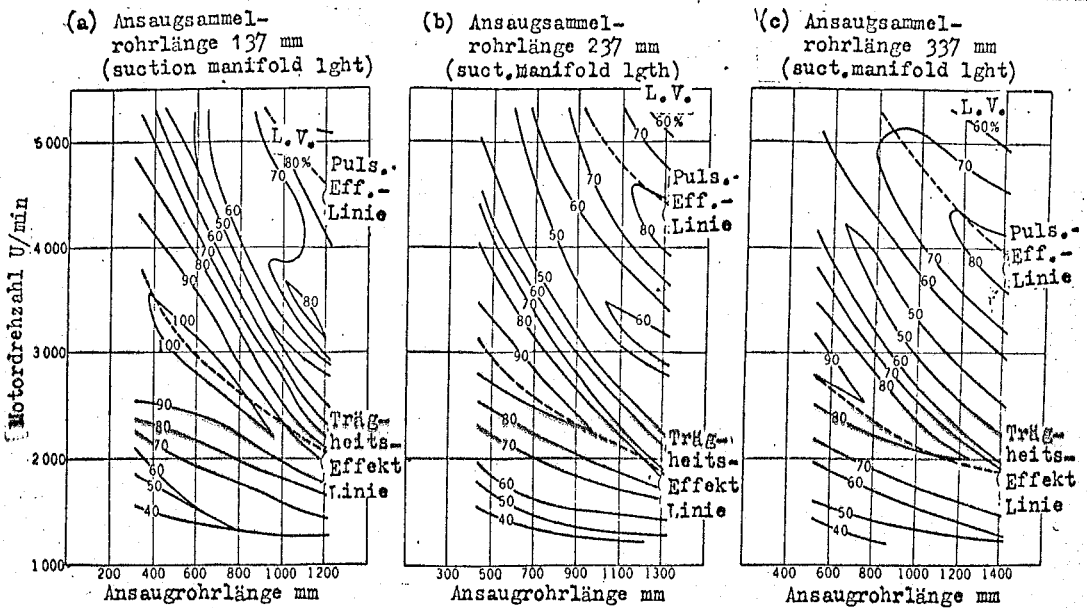


Abb.8 Die Druckänderung beim Betrieb eines Einzylinder-
motors.
(Der Fall des Auftretens des Pulsationseffektes)



Die gestrichelten Pulsationseffektlinien und Trägheitseffektlinien sind aufgrund der experimentell gefundenen Formeln berechnet worden

Abb.9 Die Linien gleichen Luftverhältnisses beim Betrieb eines Zweizylindermotors

(C) Der Pulsationseffekt beim Betrieb eines Einzylinder-
motors

Das Ergebnis der analytischen Untersuchung der Pulsationseffektlinien haben wir durch die nachstehende Versuchsgleichung ausgedrückt:

$$n_{p1} = f_{p1} \times \frac{360 - \theta_1^*}{360} \times 60 \text{ (rpm)} \quad (4)$$

$$f_{pi} = \frac{a_i}{4l_i} \quad (5)$$

Somit ist die Bedingung dafür, daß eine Periode der Eigenschwingungen mit der Ansaugschlitzöffnungsperiode übereinstimmt, diejenige Bedingung, bei welcher man den Pulsationseffekt erhält.

Das Oszillogramm dieses Zustandes ist in der Abb.8 dargestellt. Aus dieser Abbildung können wir entnehmen, daß während der Ansaugschlitzöffnungsperiode ein Druckanstieg hinzukommt.

(D) Das Luftverhältnis beim Betrieb eines Zweizylinder-motors

Die Abb. 9 (a),(b),(c) zeigen die Linien gleichen Luftverhältnisses beim Betrieb eines Zweizylindermotors. Die Länge von der Zylinderinnenwand bis zu dem Ansaugsammelrohr (intake manifold) haben wir durch die 3 Abmessungen 137 mm (a), 237 mm (b) und 337 mm (c) ausgedrückt; die Ergebnisse haben wir durchweg nur für eine dem Vergaser äquivalente Drossel von $31.0 \text{ } \phi / 31 \text{ } \phi$ angegeben. Aus dieser Abbildung können wir ersehen, daß in der gleichen Weise wie bei der Prüfung des Einzylindermotors 2 Maxima des Luftverhältnisses entstehen. Dies bedeutet, daß wir sowohl einen Trägheitseffekt, wie auch einen Pulsationseffekt haben.

(E) Der Trägheitseffekt beim Betrieb eines Zweizylinder-motors

Genau in der gleichen Weise wie schon bei der Gleichung (2) hat man auch die Ergebnisse der analytischen Untersuchung der Trägheitseffektlinien beim Betrieb eines Zweizylindermotors durch eine Versuchsgleichung ausgedrückt

$$n_{r2} = f_{r2} \times 2 \times \frac{\theta_i^*}{360} \times 60 (\text{rpm}) \quad (6)$$

Die Eigenfrequenz f_{12} beim Betrieb eines Zweizylindermotors wurde, ausgehend von dem Begriff der akustischen Impedanz, durch die nachstehenden Gleichungen gefunden, indem man, da sich die Ansaugperioden der einzelnen Zylinder gegenseitig nicht überlagern, das Ansaugsystem durch ein einfaches akustisches System mit der Länge des Ansaugrohres des Versuchsmotors l_a (Länge vom Zylinder bis zum zusätzlichen Ansaugrohr), und l_b (Länge des zusätzlichen Ansaugrohres), sowie mit den Querschnittsflächen A_a und A_b und mit dem Volumen V_k mean ersetzte:

$$\frac{\tan k_i l_a + \frac{k_i}{A_a} \cdot V_k \text{ mean}}{1 - \frac{k_i}{A_a} \cdot V_k \text{ mean} \cdot \tan k_i l_a} = \frac{A_b}{A_a} \cdot \cot k_i l_b$$

Wenn wir hierin $\tan k_i l_a \approx k_i l_a$, $\cot k_i l_b \approx k_i l_b$ annehmen,

dann bekommen wir die Gleichung

$$f_{12} = \frac{a_1}{2\pi} \sqrt{\frac{l_a \cdot l_b \cdot A_a + V_k \text{ mean} \cdot l_b + V_k \text{ mean} \cdot l_a}{A_a}}$$

(7)

Genau in der gleichen Weise wie beim Betrieb eines Einzylindermotors erhält man eine Zunahme des Luftverhältnisses für diejenige Motordrehzahl n_{12} , für welche die Bedingung der Übereinstimmung der Ansaugschlitzöffnungsperiode mit einer halben Periode der aus der Gleichung (7) gefundenen Eigenschwingungsfrequenz erfüllt ist.

(F) Der Pulsationseffekt beim Betrieb eines Zweizylindermotors

Auch in diesem Falle hat man bei der Analyse der Pulsationseffektlinien die nachstehende Versuchsgleichung erhalten:

$$n_{p2} = f_{p2} \times 2.0 \times \frac{180 - \theta}{360} \times 60 (\text{rpm}) \quad (8)$$

Ausgehend von dem Begriff der akustischen Impedanz erhalten wir in der gleichen Weise wie bei dem oben beschriebenen Trägheitseffekt für das Ansaugsystem, wenn wir fol-

gende Annahme machen

$$\frac{A_b}{A_a} = \tan k_1 l_a \cdot \tan k_1 l_b$$

$$\tan k_1 l = k_1 l$$

die Gleichung

$$f_{02} = \frac{a_1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{A_b}{A_a \cdot l_a \cdot l_b}} \quad (9)$$

Beim Betrieb eines Zweizylindermotors ist somit die Bedingung, bei welcher 1/2 Periode der Eigenfrequenz mit der Ansaugschlitzöffnungsperiode übereinstimmt, gleich derjenigen Bedingung, für welche man den Pulsationseffekt erhält.

Die Gleichungen (6) und (8) lassen sich auch auf die Versuche anwenden, bei welchen man die Länge des Ansaugsammelstutzens in verschiedener Weise geändert hat.

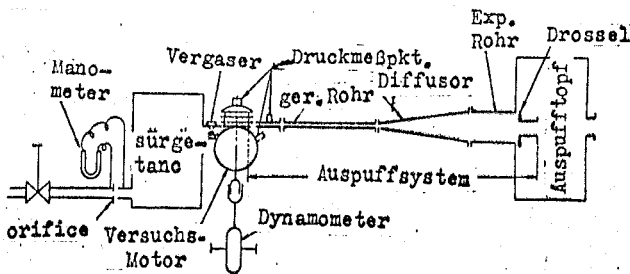


Abb.10 Schematische Darstellung der Versuchseinrichtung

4. Das Auspuffsystem

4.1 Die Versuchsmethodik

Der für die Versuche verwendete Motor ist ein Zweitakt-einzyldermotor mit zwangsläufiger Luftkühlung der Bauart "Shunewre" (?), dessen Hauptdaten im folgenden aufgeführt werden:

Zylinderdurchmesser x Hub	52 mm x 58 mm
gesamte Auspuffmenge	0.1232 l
Kurbelkastenverdichtung	1.48
Schlitzanordnung:	

	Öffnungs- u. Schließzeitpunkte	Produkt: Grad x Fläche
Ansaugen	± 58°(TDC)	296 cm ² deg
Spülen	± 56°(BDC)	290 cm ² deg
Auspuff	± 69°(BDC)	389 cm ² deg

Die Abb.10 zeigt eine schematische Darstellung der Versuchseinrichtung. Die Luft, deren Menge am Stutzen (orifice) gemessen wird, gelangt über den Überlauftank (surge tank) in den Vergaser. Das Ansaugrohr hat man so kurz als nur irgend möglich, nämlich 44 mm lang gemacht. Da wir annehmen durften, daß das Ansaugrohrsystem auf das Auspuffsystem keinen Einfluß habe, so haben wir über die gesamten Versuche, insbesondere beim Ansaugsystem nichts geändert.

Die Länge des Auspuffkanales beträgt 65 mm. Die in der Austrittsöffnung des Zylinderblockes liegende Auspuffkanallänge beträgt 48 mm; dies ist der niedrigste Wert der Auspuffrohrlänge. Für die Messung des Druckes in der Auspuffleitung wurde ein pickup verwendet, welcher an einer 105 mm von der Zylinderwand entfernten Stelle angebracht war. Die Auspuffgase wurden in einem Auspufftopf von ausreichend großem Volumen gesammelt und strömten von dort ins Freie aus. Bei den Versuchen wurden die nachstehenden Auspuffrohrsysteme verwendet:

- (1) Gerades Auspuffrohrsystem
- (2) Gerades Diffusor-Auspuffsystem
- (3) Gerades Diffusor-Auspuffsystem (mit Expansionsrohr und Drossel)

Die Formen der einzelnen Auspuffsysteme sind aus der Abb. 11 ersichtlich. Bei dem geradlinigen Auspuffsystem hat man die Auspuffrohrängen 48, 130, 232, 385, 585, 788 und 1034 mm genommen. Bei dem geradlinigen Diffusor-Auspuffsystem hat man Diffusoren mit den in der Tafel 2 zusammengestellten Abmessungen genommen. Die Größe des Expansionsrohres betrug 100 mm ϕ x 200 mm, bei der am Ende des Rohres vorgesehenen Drossel konnte man das Drosselverhältnis von 0.1 bis 1.0 ändern.

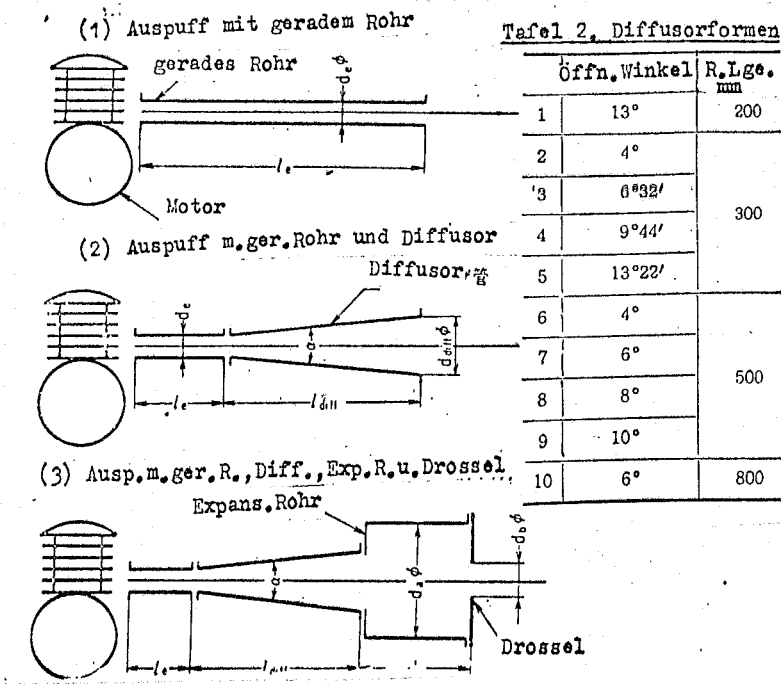


Abb. 11 Die Formen des Auspuffleitungssystems.

Die Versuche wurden bei voll geöffneter Vergaserdrosselklappe durchgeführt, außer am Austritt der Auspuffschlitze wurde der Druck auch im Innern des Zylinders und im Kurbelgehäuse mit Hilfe von Widerstandsdrahtdehnungsdruckmessern (pickup) gemessen und mit einem Oszillographen aufgezeichnet (siehe Abb. 12); die Temperatur wurde mit Hilfe von Thermoelementen am Sitz der Zündkerze, im Kurbelgehäuse, und an der Austrittsöffnung der Auspuffschlitze gemessen. Die Motordrehzahl betrug 2000 - 7000 U/Min, die vom Motor abgegebene Leistung wurde durch ein Elektrodynamometer absorbiert.

4.2 Theoretische Betrachtung

Um den von den Druckschwingungen im Auspuffsystem auf die Spülung des Motors ausgeübten Einfluß festzustellen, haben wir zunächst anhand der einfachen Grundgleichungen den Druck an den Austrittsöffnungen der Auspuffschlitze und dem Luftverhältnis betrachtet; sodann haben wir die

einfachen Gleichungen für die Berechnung der Änderung des Druckes am Austritt der Auspuffschlitze hergeleitet und die Bedingungen für die Abstimmung des Auspuffrohrleitungssystemes gefunden.

Sodann haben wir angenommen, daß der Gasaustausch im Motor durch die Querschnittsfläche der Schlitze, die Druckdifferenz und durch die Größe des Durchflußmengenkoeffizienten bestimmt sei. Wir haben weiterhin angenommen, daß die Zustandsänderungen im Zylinder, im Kurbelgehäuse und in der Auspuffleitung einschließlich der Schlitzöffnungszeiten durch die adiabatische Änderung ausgedrückt werden könne. Wenn wir von diesen Annahmen ausgehen, dann ist die Druckänderung im Zylinder und im Kurbelgehäuse durch die nachstehende Gleichung gegeben ⁷⁾:

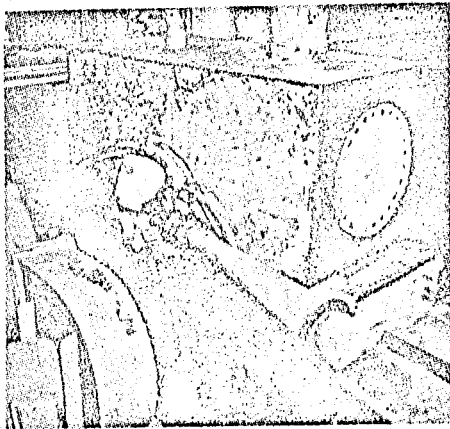


Abb. 12 Eine Ansicht der Versuchseinrichtung

Für die Druckänderung im Zylinder gilt

$$\frac{1}{P_1} \cdot \frac{dP_1}{d\theta} + \frac{1}{V_1} \cdot \frac{dV_1}{d\theta} - \frac{1}{V_1} \cdot \frac{\kappa}{6n} \cdot \mu_s \cdot F_s \cdot w_s = 0 \quad (10)$$

Für die Druckänderung im Kurbelgehäuse gilt

$$\frac{1}{P_2} \cdot \frac{dP_2}{d\theta} + \frac{1}{V_2} \cdot \frac{dV_2}{d\theta} - \frac{1}{V_2} \cdot \frac{\kappa}{6n} \cdot \mu_k \cdot F_k \cdot w_k = 0 \quad (11)$$

Hierin stimmen bei geöffneten Spül- und Auspuffschlitzen μ_z^F und μ_k^F , und bei geöffneten Ansaugschlitzen

$\mu_s F_s$ und $\mu_e F_e$ mit $\mu_i F_i$ überein.

Wenn Gase aus einer Kammer, wo sie den Druck P_2 und das spezifische Gewicht γ_2 haben, über eine Düse in eine Kammer wo sie den Druck P_1 und das spezifische Gewicht γ_1 haben, ausströmen, dann ist ihre Strömungsgeschwindigkeit w durch nachstehende Gleichungen gegeben:

Strömungsfall ($p_1 > p_2$)
 (1) wenn $0.5283 p_1 \geq p_2$ ist, dann wird

$$w = -\sqrt{\frac{p_1}{\gamma_1} \frac{2g\kappa}{\kappa+1}} \cdot \frac{p_1}{p_2}^{-\frac{1}{\kappa}} \quad (12)$$

(2) wenn $0.5283 p_1 < p_2$ ist, dann wird

$$w = -\sqrt{\frac{p_1}{\gamma_1} \frac{2g\kappa}{\kappa-1} \left\{ 1 - \frac{p_2}{p_1} \right\}^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \cdot \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{-\frac{1}{\kappa}} \quad (13)$$

Strömungsfall ($p_1 < p_2$)
 (3) wenn $p_1 < 0.5283 p_2$ ist, dann wird

$$w = \sqrt{\frac{p_2}{\gamma_2} \frac{2g\kappa}{\kappa+1}} \quad (14)$$

(4) wenn $p_1 \geq 0.5283 p_2$ ist, dann wird

$$w = \sqrt{\frac{p_2}{\gamma_2} \frac{2g\kappa}{\kappa-1} \left\{ 1 - \frac{p_1}{p_2} \right\}^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \quad (15)$$

Wenn wir diese Beziehungen auf den Zylinder und das Kurbelgehäuse anwenden, dann können wir für jeden einzelnen Kurbelwinkelgrad w_z und w_k finden.

Außerdem ist das Luftverhältnis durch folgende Gleichung gegeben:

$$L = \left\{ \left(\frac{p_{z,0}}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left(\frac{p_{k,0}}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right\} \frac{V_{k,0}}{V_h} \quad (16)$$

Um den Einfluß des Ansaugleitungssystems vernachlässigen zu können, nehmen wir an, daß der Druck beim Eintritt in das Kurbelgehäuse gleich dem atmosphärischem Druck ist. Der Druck beim Austritt aus den Auspuffschlitzen ist verschieden, je nach dem Auspuffleitungssystem. Zunächst nehmen wir in den Gleichungen (10) und (11) den Druck im Zylinder p_z und den Druck im Kurbelgehäuse p_k bei der oberen Totpunktlage des Motors an und fahren dann mit der Berechnung fort, indem wir die Kurbel jeweils um 5° weiter

drehen; wir wiederholen diese Berechnung solange, bis nach einem Arbeitszyklus der Druck im Innern des Zylinders und der Druck im Kurbelgehäuse mit den von vornherein angenommenen Werten übereinstimmen; auf diese Weise können wir die Änderung des Druckes im Zylinder und in dem Kurbelgehäuse bestimmen. Bei dem für unsere Versuche verwendeten Motor haben wir für eine Motordrehzahl von 5000 U/Min. die Änderung des Druckes im Zylinder und im Kurbelgehäuse berechnet und die Ergebnisse in der Abb.13 dargestellt.

Tafel 3

Die Druckänderung bei den verschiedenen Auspuffsystemen

Systembezeichnung.	Art des Systems und Druckänderung	
A	ziemlich lang	nicht abgestimmtes Auspuffsystem
B	außerordentlich lang	
C	ziemlich kurz	
D	Unterdruckbereich schmal	abgestimmtes Auspuffsystem
E	Absolutwert des Unterdrucks gering	
F	Wirkungsgrad der zugeführten Luft wird nicht besser	
G	günstigstes Auspuffsystem	

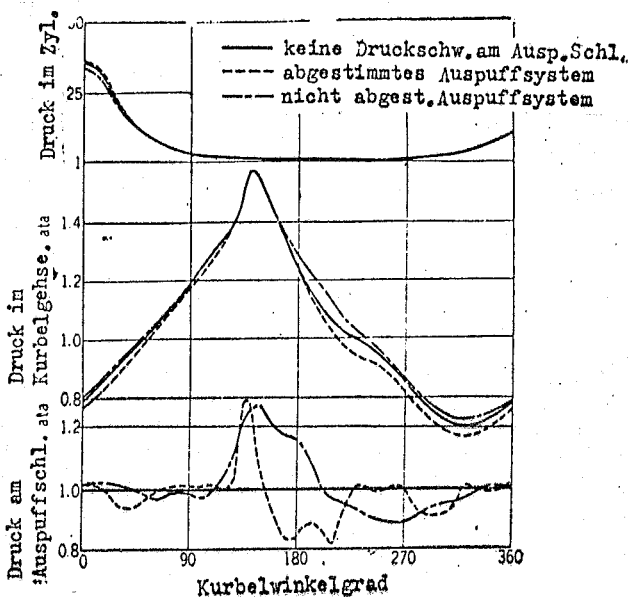


Abb.13 Die Druckänderung im Innern des Zylinders und des Kurbelgehäuses (berechnet).

System Druckändg. am Ausp. Schlitz L.V. %

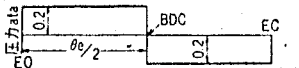
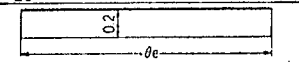
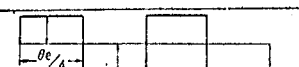
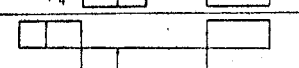

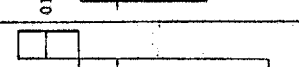

A		65.1
B		40.3
C		45.6
D		68.1
E		64.3
F		70.2
G		70.4

Abb.14 Die Druckänderung am Austritt der Auspuffschlitze und das Luftverhältnis (berechnet)

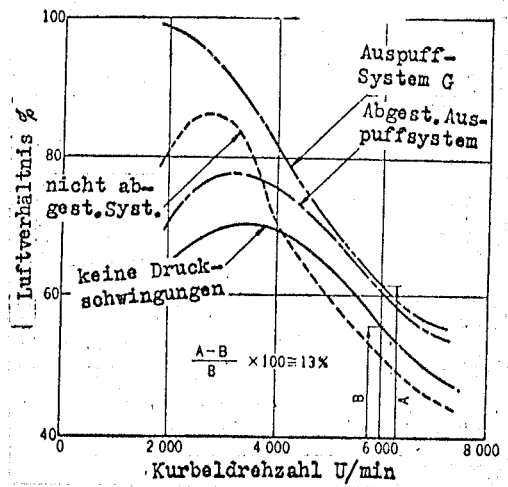


Abb.15 Vergleich der Kurven des Luftverhältnisses bei verschiedenen Auspuffsystemen (berechnet).

In der Abb.14 haben wir die Änderung des Druckes am Auspuffschlitzaustritt während der Auspuffschlitzöffnungsperiode und dem Luftverhältnis bei den verschiedenen Annahmen in der Abb.14 vergleichend gegenübergestellt. Die in der Abbildung vorkommenden Druckänderungen A-G haben wir in der Tafel 3 in ihrem Zusammenhang mit dem Auspuffleitungssystem aufgeführt. Aus dieser Tafel sehen wir, daß B wegen seines außerordentlich langen Auspuffrohres, oder aber wegen des Widerstandes eines hinter dem Auspuffrohr angeordneten Schalldämpfers oder dergleichen das schlechteste Auspuffleitungssystem darstellt, in welchem der Auspuffdruck angestiegen ist. Bei dem System G kann man, da nach dem Schließen der Spülschlitze eine positive Druckwelle vorhanden ist, trotz gleichen Luftverhältnisses einen höheren Wirkungsgrad der zugeführten Luft erwarten als bei dem System F.

Aus dem oben Dargelegten ergibt sich für uns die Möglichkeit, wenn wir durch die von der Auspuffströmung in der Auspuffleitung erzeugten Druckwelle in der Weise eine

Steuerung herbeiführen, daß in der Nähe der unteren Totpunkt-lage an den Austrittsöffnungen der Auspuffschlitze ein weiter Unterdruckbereich gebildet wird, indem wir die Druckdifferenz zwischen dem Zylinder und dem Innern des Kurbelgehäuses groß machen, die Menge der zugeführten Luft zu steigern.

Die Abb.15 zeigt die durch Messungen an dem für unsere Versuche benützten Motor festgestellte Druckänderung eines abgestimmten Auspuffleitungssystemes ($l_e^* = 380 \text{ mm}$) und eines nicht abgestimmten Auspuffleitungssystemes ($l_e^* = 788 \text{ mm}$), sowie die Änderung des Luftverhältnisses, welche man aus der Druckänderung G der Abb.14 unter Benützung der Gleichungen (10), (11) und (16) berechnet hat. Den Druck am Austritt der Auspuffschlitze hat man für den Fall, daß keine Druckschwingungen vorhanden sind, gleich dem atmosphärischen Druck angenommen. Wenn man in diesem Falle, wie dies bei A und B in der Abbildung gezeigt wird, die Drehzahl des Motors bei maximaler Leistungsabgabe mit 6000 U/Min. annimmt, dann beträgt die durch das Auspuffleitungssystem gewonnene Steigerung des Luftverhältnisses bei maximaler Leistung des Motors ungefähr 13%.

Sodann bestimmen wir den Zusammenhang zwischen dem Druck am Austritt der Auspuffschlitze und der Form des Auspuffleitungssystemes. Der Druck in der Auspuffleitung setzt sich zusammen aus der vom Auspuffschlitz kommenden gegen das Ende der Auspuffleitung hin gerichteten Druckwelle und aus der am Ende der Leitung reflektierten und zurückkommenden Druckwelle. Wenn wir nun bei dem Rohrdurchmesser d_e und bei der Rohrlänge l_e die mittlere Schallgeschwindigkeit in der Auspuffleitung mit a_e bezeichnen, dann wird

die Zeit, welche gebraucht wird, bis die reflektierte Welle an der Austrittsöffnung des Auspuffschlitzes anlangt, gleich $2 l_e / a_e$ sein.

Wenn wir zunächst für den Fall einer außerordentlich langen Saugleitung die von den Auspuffschlitzen kommende Ausströmmenge mit G_e und die Geschwindigkeit in der Auspuffleitung mit w_e bezeichnen, und ^{wenn} wir außerdem die Zustandsänderung als eine adiabatische Änderung annehmen, dann bekommen wir die Kontinuitätsgleichung und die Zustandsgleichung

$$G_e = \gamma_e \cdot A_e \cdot w_e \quad (17)$$

$$p_e \gamma_e^{\kappa} = p_0 \gamma_0^{\kappa} \quad (18)$$

Aus der Gleichung (18) finden wir γ_e und setzen es in die Gleichung (17) ein; wenn wir nun die für eine sich in einem Rohr konstanten Querschnittes nur in einer Richtung fortpflanzende Druckwelle geltende Beziehungsgleichung (8)

$$\frac{w_e}{a_e} = \frac{2}{\kappa - 1} \left\{ \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{2\kappa}} - 1 \right\} \quad (19)$$

anwenden, dann bekommen wir

$$\frac{G_e}{A_e} \cdot \frac{1}{\alpha_e \gamma_e} \cdot \frac{p_e}{p_0} \cdot \frac{1}{\kappa} = \frac{2}{\kappa - 1} \left\{ \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{2\kappa}} - 1 \right\} \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

Da hierin

$$G_e = \mu_e F_e \gamma_e w_e$$

ist, so ist die Druckänderung p_e am Austritt der Auspuffschlitze durch folg. Gleichg. gegeben:

$$\frac{\mu_e F_e w_e}{\alpha_e A_e} \cdot \frac{p_e}{p_0} \cdot \frac{1}{\kappa} = \frac{2}{\kappa - 1} \left\{ \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{2\kappa}} - 1 \right\} \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (20)$$

Je größer also die vom Zylinder kommende Durchströmmenge ist, und je kleiner die Querschnittsfläche des Auspuffrohres ist, umso größer wird der Maximalwert des Druckes an der Austrittsöffnung der Auspuffschlitze.

Wenn wir nun eine Auspuffleitung haben, welche so kurz ist daß die reflektierte Welle eintrifft, ehe die von der Auspuffausströmung herrührende Druckwelle abgeklungen ist, dann wird die Druckänderung an der Austrittsöffnung der Auspuffschlitze durch Zusammensetzung der Druckwellen be-

rechnet. Wenn wir nun die Druckänderung, wie dies in der Abb.16 dargestellt ist, durch eine angenäherte Sinuskurve ersetzen, dann ist der Druck p_e am Austritt der Auspuffschlitze durch folgende Gleichung gegeben:

$$p_e - 1 = (p_{e, \max} - 1) \sin \frac{\pi}{\tau} t - \eta (p_{e, \max} - 1) \sin \frac{\pi}{\phi \tau} t - \frac{2l_e}{a_e} \quad (21)$$

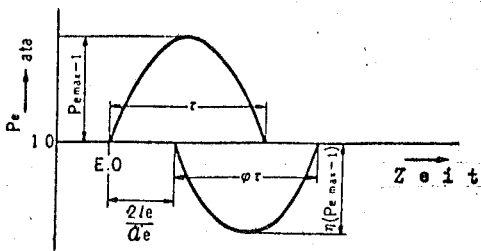


Abb.16 Die Druckänderung am Austritt der Auspuffschlitze (Sinuswellen)

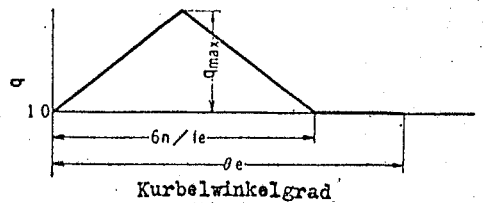


Abb.17 Der von dem Diffusor herrührende Beschleunigungs-Verzögerungskoeffizient.

Hierin sind $p_{e, \max}$ der Maximalwert des in der Gleichung (20) auftretenden p_e und τ die Verknüpfungszeit der Druckwellen. Aus der Gleichung (21) erhalten wir den Maximalwert des Unterdruckes $p_{e, \min}$; und zwar erhalten wir, wenn

$$\begin{aligned} \frac{2l_e}{a_e} < \frac{\tau}{2} \text{ ist,} \\ p_{e, \min} - 1 &= -(p_{e, \max} - 1) \sin \frac{\pi}{\phi \tau} \left(\tau - \frac{2l_e}{a_e} \right) \text{ und, wenn} \\ \phi &\cong 1 \text{ ist,} \\ p_{e, \min} - 1 &= -\eta (p_{e, \max} - 1) \sin \frac{\pi}{\phi} \frac{2l_e}{a_e} \text{ und, wenn} \quad (22) \\ \frac{\tau}{2} &\leq \frac{2l_e}{a_e} < \tau \text{ ist,} \\ p_{e, \min} - 1 &= -\eta (p_{e, \max} - 1) \quad (23) \end{aligned}$$

Aus den Gleichungen (22) und (23) können wir entnehmen, daß der Maximalwert des Unterdruckes umso größer wird, je länger die Auspuffleitung ist, und daß der höchste Wert des Maximalwertes gleich $-\eta (p_{e, \max} - 1) + 1$ ist. Wir benötigen nun den Maximalwert des Unterdruckes $p_{e, \min}$, um die Druckänderung an der Austrittsöffnung der Auspuffschlitze während der Auspuffschlitzöffnungsperiode durch folgende

Näherungsgleichung auszudrücken:

$$p_r - 1 = (1 - p_{r, \min}) \alpha_{\text{diff}} \cdot \sin \left\{ \frac{60 f_e}{n} \times \theta + \frac{\theta_e}{2} - 180^\circ \right\} \quad (24)$$

Hierbei wird der die vom Diffusor herrührende Wirkung angegebende Koeffizient α_{diff} umso größer, je größer die Querschnittsfläche des offenen Endes des Diffusors ist; die Versuche haben ergeben, daß es sich hierbei um eine zwischen 1 und 2 liegende Konstante handelt. Die Eigenfrequenz f_e des Auspuffleitungssystems können wir, indem wir das mittlere Zylindervolumen bei geöffneten Auspuffschlitzen $V_z \text{ mean}$ benützen, durch folgende Gleichung berechnen:

$$\frac{2\pi l_e^* f_e}{a_e} \tan \frac{2\pi l_e^* f_e}{a_e} = \frac{A_e \cdot V_e^*}{V_z \text{ mean}} \quad (25)$$

Hierin benützen wir, für eine
 $l_e^* = l_e$ gerade Auspuffleitung: (26)

und für eine gerade Diffusor-Auspuffleitung:

$$l_e^* = l_e + \frac{1}{2} l_{\text{diff}} \quad (27)$$

Da außerdem bei einem Diffusor die Druckwelle nicht nur am offenen Ende, sondern von jeder größer werdenden Querschnittsfläche kontinuierlich reflektiert wird und zurückkommt, so benützen wir anstelle des durch die Gleichung (25) gefundenen f_e das durch die nachstehende Gleichung definierte f_{ediff} :

$$f_{\text{ediff}} = q f_e \quad (28)$$

Wenn wir die Änderung von q , wie aus der Abb. 17 zu ersehen ist, als linear betrachten, dann ist q_{max} durch folgende Gleichung gegeben:

$$q_{\text{max}} \tan \frac{2\pi f_e}{a_e q_{\text{max}}} \left(l_e^* + \frac{1}{2} l_{\text{diff}} \right) = \tan \frac{2\pi f_e l_e^*}{a_e} \quad (29)$$

Die Häufigkeit M , mit welcher die Druckwelle während einer Auspuffschlitzöffnungsperiode an den Austrittsöffnungen der Auspuffschlitze eintrifft, ist, wenn wir die Eigen-

frequenz f_6 aus der Gleichung (25) benützen, durch folgende Gleichung gegeben:

$$M = \frac{60}{n} \frac{\theta_1}{360} / \frac{1}{f_1} = \frac{f_1 \theta_1}{6n} \quad (30)$$

Nun werden die Abstimmbedingungen des Auspuffleitungssystems, welche durch die Druckänderung G der Abb. 14 näherungsweise gegeben sind, unter Benützung der Gleichungen (24) und (30) berechnet und man erhält das Ergebnis $M \cong 0.75 - 1.0$.

Wenn man sodann nachdem man durch den Diffusor eine Erweiterung (des Querschnitts?) herbeigeführt hat, ein Expansionsrohr von geeigneter Länge anbringt, und am Ende dieses Expansionsrohres drosselt, dann bekommt man dadurch eine Regelung, daß während der vom Ende der Diffusoröffnung her reflektierte Unterdruck noch fortdauert, eine positive Druckwelle an der Austrittsöffnung der Auspuffschlitze eintrifft. Wenn man es so einrichtet, daß diese positive Druckwelle vor dem Schließen der Auspuffschlitze an der Austrittsöffnung der Auspuffschlitze eintrifft, so erreicht man dadurch, indem man das Durchströmen von Frischluft verhindert, eine Erhöhung des Wirkungsgrades der zugeführten Luft. Wenn wir die Länge des Expansionsrohres mit L_a bezeichnen, dann sind die Abstimmbedingungen durch folgende Gleichung gegeben:

$$\frac{2(L_a + l_0)}{a} = \frac{\theta_1}{6n} \sim \frac{\theta_1}{6n} \quad (31).$$

Der absolute Wert der positiven Druckwelle wird zwar umso größer, je kleiner das Drosselverhältnis m ist, da jedoch, wenn m allzu klein wird, der Ausströmwiderstand des gesamten Auspuffleitungssystemes höher wird, und somit der Auspuffdruck ansteigt, so gibt es einen günstigsten Wert des Drosselverhältnisses.

4.3 Die Versuchsergebnisse

Die Abb.18 zeigt die bei einem abgestimmten Auspuffleitungssystem ($l_e^* = 380 \text{ mm}$) gemessenen Werte der Druckänderung an der Austrittsöffnung der Auspuffschlitze. Die gestrichelte Linie in der Abbildung gibt die nach der Gleichung (24) unter Zugrundelegung einer mittleren Schallgeschwindigkeit im Auspuffrohr von 577 m/s (500°C) berechneten Werte an. Diese berechneten Werte sind zwar etwas größer als die praktisch gemessenen Maximalwerte des Unterdruckes, da jedoch die aus der Druckänderung gefundenen Luftverhältnisse gut übereinstimmen, so sieht man leicht ein, daß die Gleichung (24) für die Berechnung der vom Auspuffleitungssystem herrührenden Druckänderung durchaus brauchbar ist.

(A) Die Abstimmung des Auspuffleitungssystems

Die Abb.19 zeigt die Beziehung zwischen der Häufigkeit des Eintreffens der Druckwelle an der Austrittsöffnung der Auspuffschlitze während der Schlitzzöffnungsperiode und der maximalen abgegebenen Leistung. Wie aus der Abbildung zu ersehen ist, erhält man die maximale abgegebene Leistung bei $M \approx 1$. Die Abstimmbedingungen des Auspuffleitungssystems sind also durch die nachstehenden Ausdrücke gegeben.

$$\frac{f \cdot \theta_s}{6n} = 1 \quad f_s = \frac{6n}{\theta_s} \quad (32)$$

Indem man unter Änderung der Länge des Auspuffrohres die Motorleistung gemessen hat, ist man zu einer günstigsten Länge des Auspuffrohres von 385 mm gekommen. Dieser Wert stimmt recht gut mit dem unter Zugrundelegung einer Drehzahl des Versuchsmotors bei Höchstleistung von $5000 - 6000 \text{ U/Min.}$ nach den Gleichungen (25) und (32) rechnerisch gefundenen Wert für die günstigste Auspuffrohlänge von

380 - 400 mm überein.

Bei den Versuchen hat man zwar die Auspuffschlitzöffnungsperiode um (auf?) $138 - 151^\circ$ geändert, es hat sich jedoch gezeigt, daß in diesem Schlitzzeinstellungsbereich die Größe der Auspuffschlitzöffnungsperiode ohne Einfluß auf die Abstimmung des Auspuffleitungssystems ist.

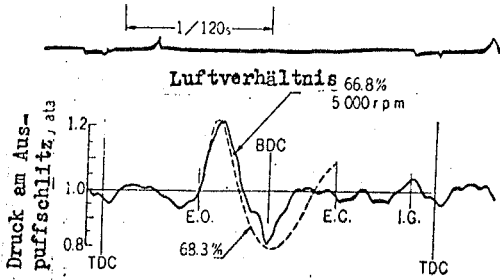


Abb. 18 Die Druckänderung am Austritt der Auspuffschlitze

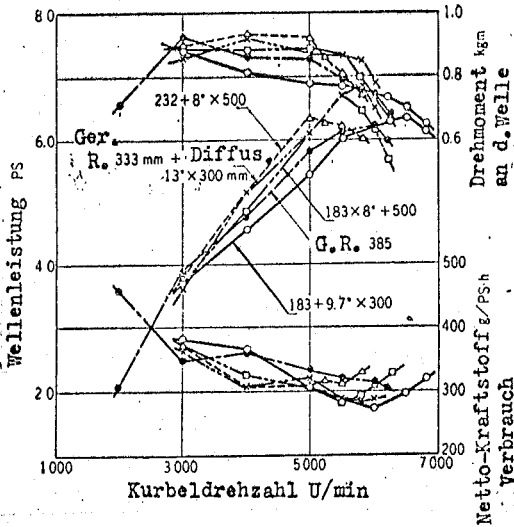


Abb. 20 Die Motorleistung bei einem Auspuffleitungssystem mit geradem Diffusor

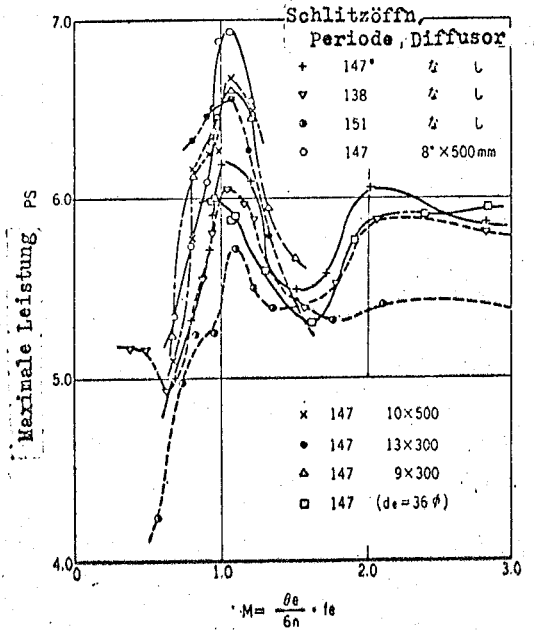


Abb. 19 Die Beziehung zwischen der Eigenfrequenz und der maximalen Leistung.

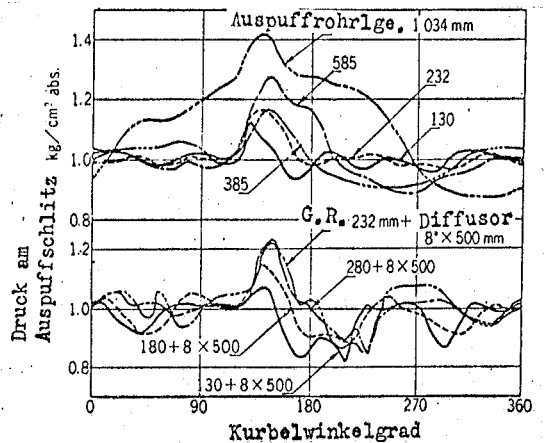


Abb. 21 Die Druckänderung am Austritt der Auspuffschlitze (bei verschiedenen Längen des Auspuffrohres).

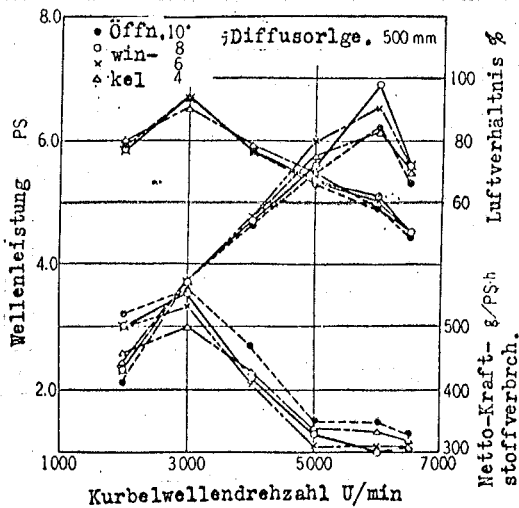


Abb. 22 Vergleich der Diffusoröffnungswinkel

(B) Die Wirkung des Diffusors

Die Abb. 20 zeigt die Motorleistung mit Diffusor, während die Abb. 21 die Druckänderung an der Austrittsöffnung der Auspuffschlitze darstellt. Bei der Abb. 21 haben wir oben ein Auspuffsystem mit geradem Auspuffrohr, dabei sind die Auspuffrohrängen 232 - 385 mm und der maximale Unterdruck beträgt ungefähr 0.1 kg/cm^2 gemessen; dieses System entspricht dem Auspuffleitungssystem E der Abb. 14. Bei einem außerordentlich langen Auspuffrohr von 1034 mm nimmt der Auspuffdruck in gleicher Weise zu und man bekommt das Auspuffsystem B. Der untere Teil der Abb. 21 bezieht sich auf ein Auspuffleitungssystem mit geradem Diffusor, der maximale Unterdruck beträgt ungefähr 0.2 kg/cm^2 gemessen. Das dem System F entsprechende abgestimmte Auspuffleitungssystem hat eine Länge des geraden Rohres von 130 mm + Diffusor mit 8° Öffnungswinkel und einer Länge von 500 mm, wir haben also $l_e^* = 380 \text{ mm}$; bei einer etwas geringeren Länge des geraden Rohres von 232 mm + Diffusor mit 8° Öffnungswinkel und einer Länge von 300 mm haben wir ein dem System A entsprechendes nicht abgestimmtes Auspuffleitungssystem.

Wenn wir einen Diffusor anbringen, dann nimmt die prozentuale Reflexion der Druckwelle zu, in der Nähe der unteren Totpunktslage bildet sich ein weiter Unterdruckbereich und das Luftverhältnis nimmt sehr stark zu. Bei einem Auspuffleitungssystem mit geradem Diffusorrohr ist in einem weiten Drehzahlbereich die Leistung des Motors höher als bei einem einfachen geraden Rohr. Je größer der Diffusoröffnungswinkel ist, umso höher wird die prozentuale Energiereflexion, und umso höher wird auch der maximale Unterdruck, da jedoch bei einem allzu großen Öffnungswinkel des Diffusors ein Abschälen der Strömung und somit eine Zunahme des Strömungswiderstandes eintritt, so gibt es einen günstigsten Öffnungswinkel. In der Abb.22 haben wir die für Öffnungswinkel von $4-10^\circ$ erhaltenen Ergebnisse einander gegenübergestellt und dabei einen günstigsten Öffnungswinkel von $6-8^\circ$ gefunden.

(C) Der Einfluß des Expansionsrohres und der Drossel

Wenn man hinter dem Diffusor ein Expansionsrohr anbringt und am Ende dieses Expansionsrohres eine Drossel anordnet, dann kann man dadurch erreichen, daß die positive reflektierte Welle vor dem Schließen der Auspuffschlitze eintrifft und eine Aufladung bewirkt. Die Abb.23 zeigt die Druckänderung an der Austrittsöffnung der Auspuffschlitze bei einer Motordrehzahl von 5000 U/Min. Je kleiner das Drosselverhältnis ist, umso größer wird der positive Druck. Bei allzu starker Drosselung jedoch steigt der Druck im gesamten Auspuffsystem an und das Luftverhältnis, d.h. also die Leistung fällt ab. Die Abb.24 zeigt die Motorleistung bei verschiedenen Drosselverhältnissen. Das günstigste Drosselverhältnis liegt bei $m = 0.1$; dabei stimmt die Drosselquerschnittsfläche mit der Auspuffkanalquerschnitts-

fläche beim Austritt aus dem Zylinderblock überein. Beim günstigsten Drosselverhältnis beträgt die Steigerung der Leistung durch die positive Druckwelle ungefähr 7%.

Somit kann man also für das gesamte Auspuffsystem durch Ausnutzung der Druckschwingungen eine Leistungssteigerung von ungefähr 20% erreichen.

5. Zusammenfassung

Die Leistung der Zweitaktbenzinmotoren wird durch Ausnutzung der Druckschwingungen im Ansaug- und Auspuffrohrleitungssystem gesteigert. Um die günstigsten Bedingungen für das Ansaug- und Auspuffleitungssystem zu finden, haben wir eingehende Versuche durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Versuche können wir wie folgt kurz zusammenfassen:

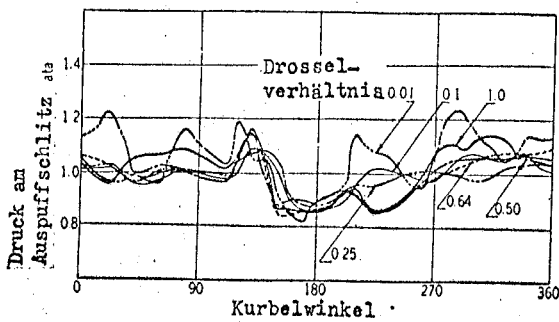


Abb. 23 Die Druckänderung am Austritt der Auspuffschlitze bei einem Auspuffsystem mit geradem Diffusor (mit Expansionsrohr und Drossel)

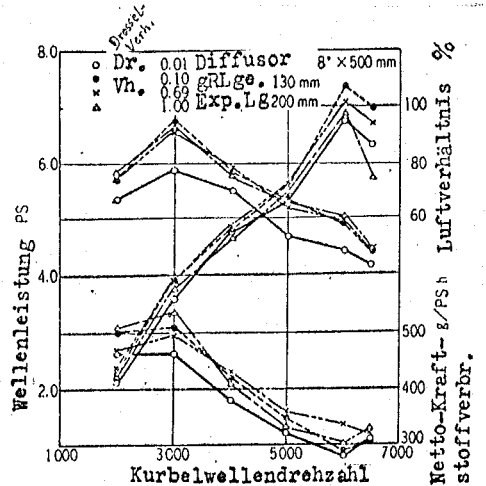


Abb. 24 Die Motorleistung bei einem Auspuffsystem mit geradem Diffusor (mit Drossel)

(1) Wenn wir den Trägheitseffekt eines Ansaugleitungssystems ausnützen, dann erhalten wir sowohl für Einzylindermotoren, wie auch für Zweizylindermotoren das höchste Luftverhältnis, wenn folgende Gleichung befriedigt wird:

$$n_1 = f_1 \times 2 \times \frac{\theta_1^*}{360} \times 60 \text{ (rpm)}$$

(2) Wenn wir den Pulsationseffekt eines Ansaugleitungssy-

stem ausnützen, dann bekommen wir das höchste Luftverhältnis, wenn folgende Gleichungen befriedigt sind:

(a) Im Falle eines Einzylindermotors:

$$n_{r1} = f_{r1} \times \frac{360 - \theta_1^*}{360} \times 60 \text{ (rpm)}$$

(b) Im Falle eines Zweizylindermotors:

$$n_{r2} = f_{r2} \times 2 \times \frac{180 - \theta_2^*}{360} \times 60 \text{ (rpm)}$$

(3) Die Drehzahl, bei welcher die oben erwähnten Trägheits- und Pulsationseffekte auftreten, werden vom Durchmesser der Drosselklappe (venturi) nicht beeinflusst.

(4) Bei der Bestimmung des Luftverhältnisses aus der Druckänderung an der Austrittsöffnung der Auspuffschlitze hat sich ergeben, daß man die Spülung eines Motors verbessern kann, wenn man das Auspuffleitungssystem so einreguliert, daß in der Nähe der unteren Totpunktlage der Unterdruck an der Austrittsöffnung der Auspuffschlitze reflektiert wird. In diesem Falle kann man unter Ausnützung der Energie des Auspuffleitungssystem eine maximale Leistungssteigerung von ungefähr 20% erreichen.

(5) Die am Austritt der Auspuffschlitze auftretende Druckänderung kann in ihrer Abhängigkeit vom Auspuffleitungssystem durch folgende einfache Gleichung angenähert ausgedrückt werden:

$$p_{e-1} = (1 - p_{e, \min}) \cdot \alpha_{diff} \cdot \sin \left\{ \frac{60 f_3}{n} \left(\theta + \frac{\theta_2}{2} - 180^\circ \right) \right\}$$

(6) Durch die Anbringung eines Auspuffdiffusors wird die Leistung des Motors in einem weiten Drehzahlbereich gesteigert; der Grund hierfür ist darin zu suchen, daß gleichzeitig mit der Zunahme des absoluten Wertes des durch den Diffusor an der Austrittsöffnung der Auspuffschlitze erzeugten Unterdruckes der Unterdruckbereich lange Zeit hindurch aufrechterhalten wird.

Wenn man hinter dem Auspuffdiffusor ein abgestimmtes Expansionsrohr anbringt und am Ende dieses Expansionsrohres eine Drossel anordnet, dann trifft die positive Druckwelle am Austritt der Auspuffschlitze ein, ehe die Auspuffschlitze geschlossen sind, und dadurch wird der Wirkungsgrad der zugeführten Luft gesteigert. Hierbei ist es besonders günstig, wenn die Querschnittsfläche der Drossel ungefähr gleich der Auspuffkanalquerschnittsfläche am Austritt aus dem Zylinderblock ist.

Literaturhinweise

- (1) List, Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine, Wien, 4-2, (1950).
- (2) Azanuma u.a., Sammlung von Berichten der jap.Gesellschaft für Mechanik (2.Teil), Bd.25, Heft 156 (August 1959).
- (3) Nagao u.a., Berichte der jap.Gesellschaft für Mechanik Band 26, Heft 171 (November 1960), S. 1675
- (4) Jenney, Brown Boveri Review 37, 11 (1930), 477
- (5) Azanuma u.a., vorgetragen bei der Jubiläumstagung anlässlich des 60.Jahrestages der Gründung der Gesellschaft, Sonderheft Nr.130 (Oktober 1957).
- (6) Maekawa u.a., vorgetragen bei der 54.Jahresversammlung der jap.Gesellschaft für Mechanik.
- (7) Nagao u.a., Sammlung von Berichten der jap.Gesellschaft für Mechanik, Bd.25, Heft 156 (August 1959)
- (8) Nagao u.a., Sammlung von Berichten der jap.Gesellschaft für Mechanik, Bd.24, Heft 148 (Dez.1958) S.1019.

(Abgedruckt aus der Zeitschrift
"Shin Mitsubishi - Techn.Berichte")