

Beitrag zur Gestaltung der Auspuffsammler und Auspuffleitungen bei Flugmotoren

Von Dr.-Ing. H. MARTIN, Eßlingen

Die Auspuffsammler und -leitungen haben die Aufgabe, die Abgasströmung und den Auspuffschall bei geringstem Verlust an Motor- und Vortriebsleistung (Rückstoß) nach Stellen zu führen, wo der Austritt in folgender Weise erfolgt:

- a) akustisch gedämpft
- b) mit geringem Strömungswiderstand
- c) wärmetechnisch und festigkeitsmäßig vorteilhaft
- d) ohne Flammenbildung.

Die Auspuffleitungen sind also für Schall und Strömung zu bemessen. Da beide Vorgänge physikalisch miteinander verknüpft sind und die Motorleistung, Vortriebsleistung und Flammendämpfung entscheidend beeinflussen, soll zunächst der pulsierenden Strömung ein breiterer Raum gegeben werden, während die Zusammenhänge zwischen Strömung und Flammendämpfung, ferner zwischen Schall und Rückstoß in einem späteren Beitrag besprochen werden.

Bezeichnungen

1. Akustische Vorgänge bei pulsierender Strömung
 2. Einfluß der Rohrlänge auf die Motorleistung
 3. Einfluß der Rohrlänge auf die Lautstärke
 4. Einfluß des Rohrquerschnitts auf die Lautstärke
 5. Einfluß des Rohrquerschnitts auf den statischen Rückdruck
 6. Einfluß des Schalldämpfers auf den zeitlichen Druckverlauf am Auslaß-Ventil
 7. Schalldämpfer für Flugzeuge
 8. Konstruktive Richtlinien
- Schrifttum

9795

524

Beitrag zur Gestaltung der Auspuffsammler und Auspuffleitungen bei Flugmotoren

Bezeichnungen	
p [dyn/cm ²] oder [at]	Schalldruck
i [cm ² /sec]	Schallfluß
λ [m]	Wellenlänge
Z [dyn · sec/cm ²]	Schallwiderstand
ω [1/sec]	Kreisfrequenz
ρ [dyn · sec ² /cm ⁴] oder [kg · sec ² /m ⁴]	Dichte
l [m]	Rohrlänge
F [cm ²]	Rohrquerschnitt
ν [1/sec]	Frequenz
a [m/sec]	Schallgeschwindigkeit
D [cm]	Lochdurchmesser
R [cm]	Halbmesser
d [cm]	Spaltabstand
c [cm]	akustischer Leitwert
N_p [%]	Verlustleistung
n [1/min]	Drehzahl
z [—]	Zylinderzahl
w [m/sec]	Strömungsgeschwindigkeit
ξ [—]	Widerstandszahl
Re [—]	Reynoldssche Zahl
β	Zusammenfassung von $\left[1,6 \cdot \zeta \cdot \frac{l}{a^2} \cdot \frac{\rho}{F} \right]$
c_0	Zusammenfassung von $\left[\frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{1}{F^2} + \frac{1}{F^2} + \dots + \frac{1}{F_n^2} \right) \right]$
m [1/sec]	Teilfrequenz
V [cm ³]	Volumen
i_s [cm ² /sec]	Momentanwert der schwankenden Strömungsmenge
i_0 [cm ² /sec]	konstante Strömungsmenge

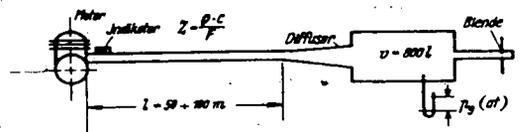


Abb. 1 Versuchsanordnung zur Ermittlung des Schallflusses

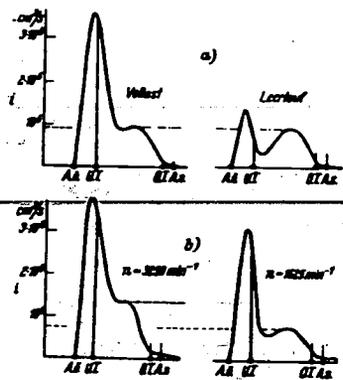


Abb. 2

a) Schallfluß für Vollast und Leerlauf bei $n = 2400 \text{ min}^{-1}$
 b) Schallfluß für Vollast bei den Drehzahlen $n_1 = 3250 \text{ min}^{-1}$ und $n_2 = 1625 \text{ min}^{-1}$ ($n_1 : n_2 = 1 : 2$)

(cm²/s) in der Leitung eine Phasenverschiebung gegeneinander, und zwar eilt unterhalb der Resonanz (Sperrresonanz bei $\frac{1}{4} \lambda$; $\frac{3}{4} \lambda$ usw.) der Schalldruck dem Schallfluß voraus, im Resonanzfall ist der Druck mit dem Fluß in Phase, oberhalb der Resonanz eilt der Fluß dem Druck voraus.

Zur Kennzeichnung jeden Auspuffvorgangs sind also 2 Meßgrößen nötig, wobei der Fluß die primäre und wichtigste Komponente darstellt.

Die Messung des Schallflusses ist nur möglich, wenn das Auspuffrohr reflexionsfrei abgeschlossen ist. Dies geschieht entweder mit einer sehr langen Rohrleitung, deren Eigendämpfung nach Kirchhoff mindestens 80 Dezibel groß sein muß, oder mit einem an die Leitung angeschlossenen Exponentialhorn [1]^{*)} mit genügend tiefer Eigenfrequenz.

Den mit einer derartigen Meßanordnung (s. Abb. 1) aufgenommenen Schallflußverlauf für einen Einzylinder-Viertakt-Motor zeigt Abb. 2 a und b.

Während des ersten Teils des Auspuffvorgangs A. ö. bis U. T. kann der Zylinder wegen der mit Schallgeschwindigkeit ausfließenden Strömung als ein Generator mit gegebenem Fluß [1] angesehen werden. Die Flußspitze steigt mit der Füllung und mit der Drehzahl. Im

1. Akustische Vorgänge bei pulsierender Strömung

Der Auspuffvorgang ist durch eine scharf zerhackte Strömung großer Geschwindigkeit gekennzeichnet, deren zeitlicher Verlauf durch die Steuerung der Auslaßorgane und durch den zeitlichen Verlauf der Druckverhältnisse vor und hinter dem Auslaßventil entscheidend bestimmt wird. Diese pulsierende Strömung hat eine Schallwelle zur Folge, die sich zunächst als Welle mit ebener Wellenfront in der Auspuffleitung und dann in erster Annäherung als Kugelwelle im freien Raum ausbreitet.

Da der Widerstand der Auspuffleitung in der Beschreibung der Elektrotechnik im allgemeinen komplex ist, haben Schalldruck p (dyn/cm²) und Schallfluß²⁾ i

¹⁾ Der Schallfluß i ist das Produkt aus Geschwindigkeitsamplitude und Fläche ($a \cdot \omega \cdot F$).

²⁾ Siehe Schrifttum.

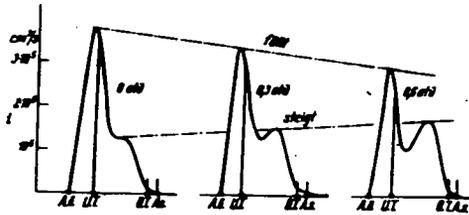


Abb. 3 Schallfluß i in Abhängigkeit vom Gegendruck ($atü$)

zweiten Teil des Auspuffvorgangs U.T. bis O.T. (s. Abb. 2b) ist die Strömungsgeschwindigkeit der Kolbenschnelle $v = \omega \cdot r$ proportional [3], also unabhängig von der Füllung, und nimmt nicht mehr so hohe Werte an, weshalb in diesem Gebiet eine stärkere Beeinflussung des Flusses und damit der Motorleistung vorhanden ist. So zeigt Abb. 3 den Einfluß des statischen Gegendruckes (Versuchsordnung nach Abb. 1) auf den am Auslaßventil gemessenen Schallfluß. Mit steigendem reinstatistischem Gegendruck p ($atü$) tritt somit ein Absinken der Schallflußspitze bei UT (kritische Geschwindigkeit des Vorauspuffes) und dafür ein Anheben derselben zwischen UT und OT (Aus Schub) ein. Interessanterweise wäre bei Höhenbetrieb die umgekehrte Erscheinung zu erwarten, was eine Änderung des Schallenergiespektrums mit zunehmender Höhe bedeutet.

Bei Mehrzylindermaschinen mit Sammler addieren sich die Flußbilder entsprechend der Ventilüberschneidung. So zeigt Abb. 4 die graphische Addition für 6 Zylinder einer Motorseite und gleichzeitig die oszillographische Schallflußaufnahme (Abb. 4 unten) als Kontrolle in recht guter Übereinstimmung zu dem graphisch gewonnenen Bild 4 (oben).

Zwischen Schalldruck p , Schallfluß i und akustischem Widerstand Z der Auspuffleitung besteht jetzt die Beziehung

$$p = Z \cdot i.$$

Wie oben erwähnt, ist Z eine komplexe Größe, nur in besonderen Fällen nimmt Z einen reellen Wert an (Exponentialhorn oder theoretisch unendlich lange Rohrleitung).

In nachstehender Tabelle sind die Werte von Z für die wichtigsten Fälle zusammengestellt.

für kurze Rohrleitung $Z = \omega \cdot \rho \cdot \frac{l}{F}$	gültig, solange $l \leq \frac{\lambda}{6} = \frac{a}{6v}$
Im Resonanzfall Sperr-Resonanz: $l = \begin{cases} \frac{\lambda}{4} \\ \frac{3}{4} \lambda; \text{ usw.} \end{cases} \quad Z = 3 \cdot \rho \cdot \frac{a}{F}$	entspricht dem Strahlungswiderstand von Antennen (elektr. Analogie)
Akustischer Kurzschluß $Z = 0$ $l = \frac{\lambda}{2}, \lambda, 1 \frac{1}{2} \lambda$ usw.	s. hierzu Abb. 11 und 6a
für sehr lange Rohrleitung $Z = \frac{\rho \cdot a}{F}$	entspricht Ohmschen Widerstand in der Elektrotechnik
für kreisrunde Öffnung 	elektrisch: $\omega \cdot L$
für Ring-spalt 	Leitwert: $\omega = \sqrt{\frac{8 R^3 d}{3 \pi}} \cdot 2 \pi R$ gültig für $d \geq 8 \text{ mm}$

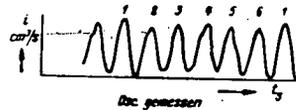
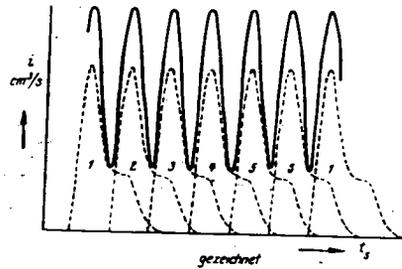


Abb. 4 Schallfluß des 6-Zylindermotors

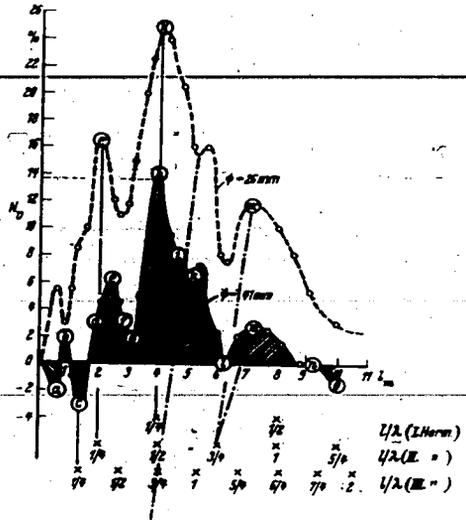


Abb. 5 Leistungsverlust in Abhängigkeit von der Rohrlänge l (m) für die Rohrdurchmesser $\varnothing_1 = 41 \text{ mm}$ und $\varnothing_2 = 26 \text{ mm}$ bei konstanter Drehzahl $n = 3250 \text{ min}^{-1}$

2. Einfluß der Rohrlänge auf die Motorleistung

Wie die verschiedenen Größen von Z in Abhängigkeit von der Rohrlänge Versuchsordnung von Abb. 11 die Motorleistung beeinflussen, zeigt Abb. 5 zusammen mit dem am Auslaßventil gemessenen Schalldruckverlauf von Abb. 6.

Die Bilder gelten für einen Einzylinder, 500 cm^3 Viertakt bei $n = 3250 \text{ min}^{-1}$. Die positiven oder negativen Druckflächen zwischen U.T. und O.T. in den Schwingungsbildern der Abb. 6 entsprechen vollkommen dem Verlust oder Gewinn in Abb. 5. Den gleichen charakteristischen Verlauf zeigt der in Abb. 5 dargestellte engere Querschnitt $\varnothing = 26 \text{ mm}$.

Die Ergebnisse sind auf den Einzylinder des Flugmotors (Vergasermotor) ohne weiteres qualitativ zu übertragen, wenn man an Stelle des Leistungsverlustes die Mehraufladung \pm zur Konstanthaltung der Leistung setzt, bei Annahme kleiner Amplituden [14].

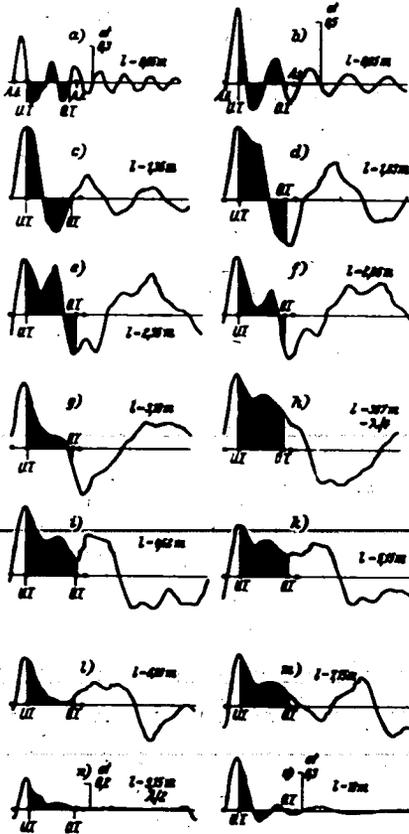


Abb. 6 Schalldruckverlauf in der Rohrleitung ($\varnothing = 41 \text{ mm}$) (am Auslaßventil) in Abhängigkeit von der Rohrlänge $l \text{ (m)}$ bei konstanter Drehzahl $n = 3250 \text{ min}^{-1}$

Da der Schallfluß, wie bereits erwähnt, zwischen U, T und O, T lediglich eine Funktion der Kolbenschnelle $s = \omega \cdot Z$ ist, so steigt der dynamische Druck $p = \rho \cdot \omega \cdot Z$ im Resonanzfall proportional der Drehzahl $[3]$ und damit auch der Leistungsverlust proportional der Drehzahl und umgekehrt proportional mit der Füllung an, wie Abb. 7

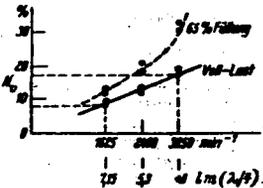


Abb. 7 Leistungsverlust $N_p\%$ jeweils bei der Rohrgrundresonanz in Abhängigkeit von der Drehzahl für verschiedene Füllungen

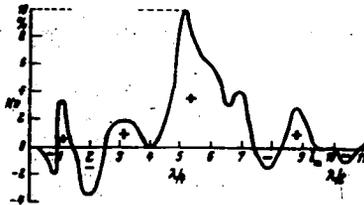


Abb. 8 Leistungsverlust in Abhängigkeit von der Rohrlänge l bei $n = 2400 \text{ U/min}$ für Rohrdurchmesser $\varnothing = 41 \text{ mm}$

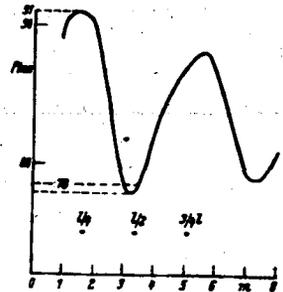


Abb. 9 Lautstärke in Abhängigkeit von der Rohrlänge am 6-Zylindermotor ($n = 1600 \text{ U/min}$)

beweist (vgl. hierzu auch Abb. 5 gegen Abb. 8, aufgenommen für die Motordrehzahlen $n = 3250$ und 2400 min^{-1}).

Werden dagegen mehrere Zylinder zusammengefaßt und beträgt der örtliche Abstand der Zündfolge auf Grund der Drehzahl etwa $\frac{1}{4} l$ der Grundfrequenz, was bei Ringsammiera für Sternmotoren in der Regel der Fall ist, so hat die Motorgrundresonanz nicht mehr den Einfluß auf die Leistung wie bei einem Einzylindermotor. Außerdem entstehen durch das periodische Wandern der Schallquelle im Sammler (springender Dopplereffekt) wesentlich tiefere Frequenzen als der Motorgrundfrequenz entspricht. Man kann annehmen, daß der Leistungsverlust bei Resonanz der Motorgrundfrequenz etwa nach der Beziehung

$$N_p = \frac{n}{200 \cdot s} \% \text{ verläuft, worin } n \text{ in } \text{min}^{-1} \text{ und } s$$

die in einer Leitung zusammengefaßten Zylinder bedeuten.

Zur Vermeidung der Grundresonanz, die in akustischer wie in leistungsmäßiger Hinsicht schädlich wirkt, muß die Bedingung erfüllt sein, daß bei Ein- und Zweizylinderanordnungen (das entspricht Einzelauspuff oder Sammelauspuff von je 2 Zylindern) die Leitungslänge

entweder $l \leq \frac{1}{6}$ der höchsten Auspuffgrundfrequenz [1]

oder bei konstanter Drehzahl gleich oder ein ganzes Vielfaches der halben Wellenlänge [3] der Auspuffgrundfrequenz wird, also $l = \frac{1}{2}; 1; \frac{3}{2} \lambda$, da dann der Rohr-

leitungswiderstand für alle Flußharmonischen gleich Null wird (akustischer Kurzschluß, s. Tabelle S. 4), soweit diese ganzzahlige Vielfache der Motorgrundfrequenz sind. Bei Beachtung dieser Punkte ist dann noch genauestens zu überprüfen, daß keine Zylinder zusammengefaßt werden, deren Ventilhubkurven sich unvorteilhaft überschneiden, da dann wiederum die Leistung nachteilig beeinflusst, außerdem die Auspuffperiode nicht exakt wird.

3. Einfluß der Rohrlänge auf die Lautstärke

Den Einfluß der Rohrlänge auf die Lautstärke zeigt Abb. 9. Die Lautstärkeaufnahme wurde an einem 6-Zylindermotor bei $n = 1600 \text{ min}^{-1}$ in 20 m Entfernung gemacht. Da die Obertöne theoretisch ganzzahlige Vielfache der Motorgrundfrequenz sind, so durchwandern bei Änderung der Rohrlänge sämtliche ungeradzahligen Obertöne gleichzeitig die Resonanz (phasengleiche Erregung). In gleicher Weise ist für alle Frequenzen

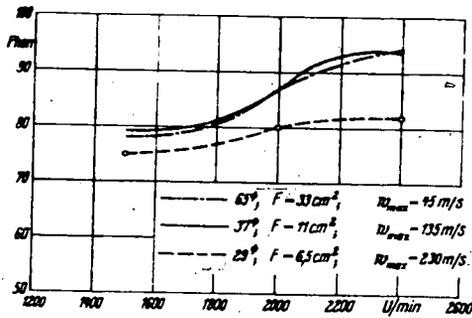


Abb. 10 Einfluß vom Rohrquerschnitt auf die Lautstärke

(gerad- und ungeradzahlige Obertöne), soweit ein diskretes Linienspektrum vorliegt, gleichzeitig der Rohrwiderstand Null. Dies hat zur Folge, daß bei $\frac{l}{\lambda} = \frac{1}{4}$ die

Gesamtlautstärke 13 Phon lauter wird als bei $\frac{l}{\lambda} = \frac{1}{2}$.

Die günstigste Auspuffrohrlänge hinsichtlich geringer Lautstärke liegt also dann vor, wenn

$$l = \frac{a}{2 \nu}, \text{ worin } a = \text{Schallgeschwindigkeit m/s}$$

und $\nu = \text{Motorgrundfrequenz}$ bedeuten.

4. Einfluß des Rohrquerschnitts auf die Lautstärke

Da die Rohraustrittsöffnung als Kugelstrahler (punktförmige Schallquelle) zu behandeln ist, so wird, solange die Austrittsöffnung klein zur abgestrahlten Wellenlänge zu betrachten ist, bei konstantem Schallfluß die abgegebene Lautstärke weniger von dem Durchmesser der Austrittsöffnung als zunächst von der Reibungsdämpfung der Leitung nach Kirchhoff bestimmt, wobei zu beachten ist, daß sich außerdem der akustische Widerstand gleichstromdurchflossener Rohrleitungen mit zunehmender Abgasgeschwindigkeit im turbulenten Gebiet sehr stark ändert. Einen gewissen Anhaltspunkt geben die in Abb. 10 dargestellten Lautstärkenwerte in Abhängigkeit von den Rohrdurchmessern 65, 37 und 29 mm (punktförmige Schallquelle bis 5000 Hz) aufgenommen an einem 6-Zylindermotor, 2,5 Ltr., Rohrleitungslänge $l = 1,5$ m.

Es ist hieraus zu entnehmen, daß bis zu einer Abgasgeschwindigkeit von etwa $w = 140$ m/s (das entspricht bei vorliegender Schallgeschwindigkeit von $a = 470$ m/s der Machschen Zahl $w/a = 1/3$) praktisch keine Lautstärken-senkung eintritt. Erst bei Abgasgeschwindigkeit von etwa 200 m/s und mehr (Machsche Zahl = 0,5) ergibt sich eine wesentliche Lautstärkenverminderung (12 Dezibel), soweit pulsierende Strömung vorliegt.

5. Einfluß des Rohrquerschnitts auf den statischen Rückdruck

Man gibt im allgemeinen an, daß der zeitliche Mittelwert, des mit Prandtl-Staurohr gemessenen statischen Gegendrucks eines strömungsführenden Teiles nicht größer werden darf als ein zulässig erprobter Wert, der durch die Wärmebelastung der Ventile bestimmt wird. Solange die Welligkeit der Strömung klein ist, ist diese Mittelwertbildung genau genug.

Der Praxis stehen für die Bemessung der Querschnitte gerader Rohrleitungen 2 Formeln zur Verfügung, die etwa das gleiche Resultat ergeben.

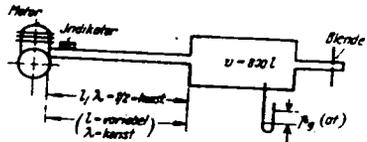


Abb. 11 Versuchsanordnung zur Herstellung des Schallwiderstandes Z, des Strömungswiderstandes und des rein statischen Rückdruckes (atü)

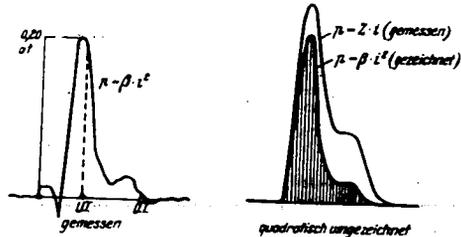


Abb. 12 Strömungsdruck $p = \zeta \frac{l}{d} \cdot \omega^2 \frac{\rho}{2} \approx \beta \cdot i^2$ bei

$n = 3250 \text{ min}^{-1}$
a) für Rohrdurchmesser $\varnothing = 41 \text{ mm}$; $l = 9,15 \text{ m}$

$$P_{\text{stat (at)}} = \zeta \cdot \frac{l}{d} \cdot \omega^2 \cdot \frac{\rho}{2} = \frac{0,3164}{\sqrt{Re}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \omega^2 \cdot \frac{\rho}{2}; \quad (1)$$

$$= 27 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{l}{d} \cdot \omega^2 \cdot \frac{\rho}{2}; \quad (\text{gültig für Abgas von } 500^\circ)$$

Für 500° wurde die Konstante ζ von Willms mit $20 \cdot 10^{-8}$ angegeben.

- l in cm,
- d in cm,
- ω in cm/s,
- $\rho \cdot \varphi$ in kg/cm³.

Durch Umformung ergibt sich hieraus

$$P_{\text{stat (at)}} = 43 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{l}{\varnothing} \cdot \omega^2 \cdot \frac{\rho}{2} \quad (i_s \text{ in cm}^3/\text{s Abgas})$$

$$= \beta \cdot i_s^2;$$

$$F = 0,04 \cdot P \cdot \frac{n}{N} \cdot 0,5 \quad (\text{amerikanische Formel für Ringsammler}) \quad (2)$$

- $P = \text{Leistung}$
- $n = \text{Anzahl der einzelnen Zylinder}$
- $N = \text{Gesamtzahl der Zylinder}$
- $F = 0,26 \cdot N \text{ Leistung}$

Die Formel 2 begrenzt die Geschwindigkeit der Abgas auf ein Maß von etwa 70 m/s.

Im übrigen sind die Angaben über den zulässig statischen Gegendruck noch sehr uneinheitlich. Der Grund liegt darin, daß die statische Druckmessung des zeitlichen Mittelwertes in den Einzelstutzen und im Krümmer auf Grund quadratischer Schallgleichrichtung [4] in der Öffnung des statischen Meßröhrchens, sehr große Fehlerquellen in sich birgt. Es läßt sich nämlich leicht nachweisen, daß bei Resonanz der Leitung (ohne Gleichstrom) eine im Druckbauch liegende normal ausgebildete statische Meßstelle einen positiven, statischen Druck vortäuscht.

Wie die Verhältnisse des quadratischen Strömungsdruckes ohne Schalldruck bei einem Einzelstutzen liegen, zeigt beispielsweise die nach der Versuchsanordnung von

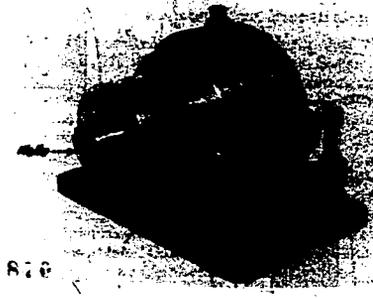


Abb. 13 b Druckstroboskop (Ansicht)

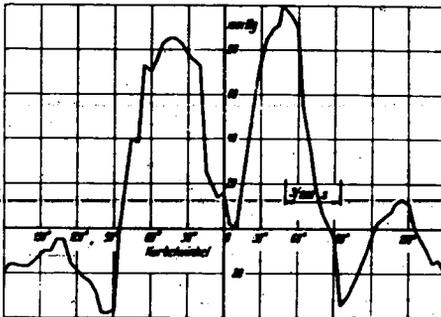


Abb. 13 a Stroboskopische Druckaufnahme im Auspuffrohr

Abb. 11 (Schallwiderstand $Z = 0$ bei $l = \frac{\lambda}{2} = 0,15 \text{ m}$) erzielte Strömungsdruckerfassung in Abb. 12. Der Strömungsdruck p entspricht in bezug auf seinen Verlauf qualitativ genau dem Quadrat des Flusses i aus Abb. 2 b, d. h. $p \approx \beta \cdot i^2$, folglich i , proportional i . Es ist klar, daß hier jede manometrische Druckmessung versagt und nur der Oszillograph mit elektrischer Druckdose oder ein geeignetes Druckstroboskop weiterhilft. Abb. 13 a zeigt eine Aufnahme mit dem in Abb. 13 b speziell für diese Zwecke entwickelten Druckstroboskop. Die Messungen wurden an einem Zweitakt-Einzylindermotor: Drehzahl $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ bei offener Auspuffleitung ausgeführt. Wie Abb. 13 a zeigt, konnten mit vorliegendem Gerät für ein Zeitintervall von $\frac{1}{1000} \text{ s}$ noch Druckunterschiede von $\frac{1}{100} \text{ at}$ registriert werden.

6. Einfluß des Schalldämpfers auf den zeitlichen Druckverlauf am Auslaßventil

Ist beispielsweise die Sammelauspuffleitung mit einem Schalldämpfer abgeschlossen, der die Welligkeit der Strömung völlig glättet, dann setzt sich der am Ventil gemessene Druck aus 3 Komponenten zusammen:

1. Zeitlich konstanter statischer Rückdruck p_0 durch wiederholten vollständigen Geschwindigkeitsverlust der geglätteten Strömung i_0 im Dämpfer ($p_0 = c_0 \cdot i_0^2$) gibt scheinbare Nullachse bei der elektrischen Druckregistrierung an, über der sich die veränderlichen Drücke aufbauen (manometrischer Wert). Hierin ist $c_0 = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{1}{f_1^2} + \frac{1}{f_2^2} + \dots + \frac{1}{f_n^2} \right)$, wenn Rohre verschiedenen Querschnitts nacheinander durchströmt werden.

2. Zeitlich veränderlicher Strömungsdruck nach Blasius $p = \beta \cdot i^2$, ($i_0 =$ Momentanwert der Strömung) überlagert sich als quadratisches Glied (vgl. Seite 6).
3. Zeitlich veränderlicher Schalldruck p als Funktion des Schallflusses i mit dem verbleibenden akustischen Widerstand Z des gesamten Leitungssystems ($p = \sum_{n=1}^m Z_n \cdot i_n^2$) überlagert sich den Werten 1 und 2.

Da im zweiten Teil des Auspuffvorganges U. T. bis O. T. der Fluß vom Druck beeinflusst wird (vgl. Abb. 3), werden die Verhältnisse bei gleich starker Überlagerung aller drei Einflüsse etwas komplizierter. So zeigt beispielsweise der nach Versuchsordnung in Abb. 11 aufgenommene Druckverlauf von Abb. 14 a bis d die Verhältnisse bei:

- a) Zeitlich veränderlichem Strömungsdruck $p = \beta \cdot i^2$ (quadratisches Glied),
- b) Überlagerung von Schalldruck mit Strömungsdruck ($p_{\text{sum}} = \sum_{n=1}^m [Z_n \cdot i_n^2] + \beta \cdot i^2$),
- c) Schalldruck mit Strömungsdruck und statischem Gegendruck von 0,5 atü ($p_{\text{sum}} = \sum_{n=1}^m Z_n \cdot i_n^2 + \beta \cdot i^2 + c_0 \cdot i_0^2$),
- d) Strömungsdruck mit statischem Gegendruck von 0,5 atü ($p_{\text{sum}} = \beta \cdot i^2 + c_0 \cdot i_0^2$).

Es ist hieraus zu erkennen, daß nicht der quadratische Strömungswiderstand (Abb. 14 a), sondern der Schallwiderstand [1], [2] Z der Leitungen (Abb. 14 b) das Zustandekommen großer Spitzendrücke während des Auslasses am Ventil bewirkt, und zwar kann dieser dynamische Widerstand nach Messungen [3] und Rechnung [13] als etwa fünf- bis zehnmal so groß wie der Strömungswiderstand angenommen werden.

Für die thermische Belastung des Motors (Ventiltemperatur) wird dieses Ergebnis von ausschlaggebender Bedeutung. Da der dynamische Widerstand (Schallwiderstand) gegeben ist durch die Gleichung: $p = Z \cdot i = \omega \cdot \rho \cdot \frac{i}{f} \cdot i$, so werden die Spitzendrücke mit der Motordrehzahl und der Rohrlänge l steigen, dagegen mit zunehmender...

²⁾ Da der wirksame akustische Widerstand Z von der Frequenz abhängt, ist der Schalldruck für jede Teilfrequenz m des Schallflusses (von Abb. 2) gesondert zu bestimmen (harmonische Analyse) und der Gesamtdruck durch Summation zu ermitteln, also $p = \sum_{n=1}^m Z_n \cdot i_n^2$.

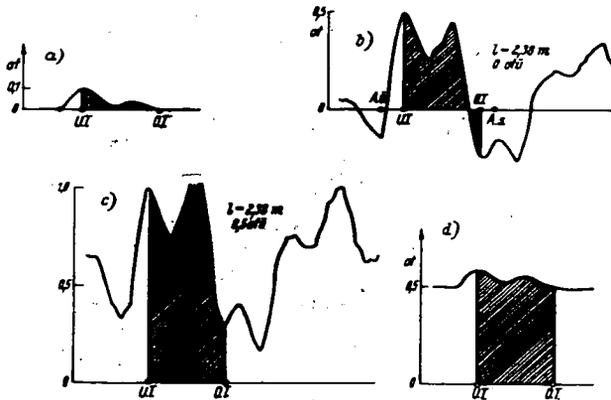


Abb. 14

a) Strömungsdruck $p = \beta \cdot \dot{v}_0^2$; $l = 2,38 \text{ m}$ (resonanzfrei)

b) Schalldruck + Strömungsdruck

$$p_{\text{ges}} = \sum |Z_m \cdot \dot{v}_m| + \beta \cdot \dot{v}_0^2$$

c) Schall- + Strömungs- + statischer Gegen-
druck

$$p_{\text{ges}} = \sum |Z_m \cdot \dot{v}_m| + \beta \cdot \dot{v}_0^2 + c_0 \cdot \dot{v}_0^2$$

d) Strömungs- + statischer Gegen-
druck

$$p_{\text{ges}} = \beta \cdot \dot{v}_0^2 + c_0 \cdot \dot{v}_0^2 \text{ (resonanzfrei)}$$

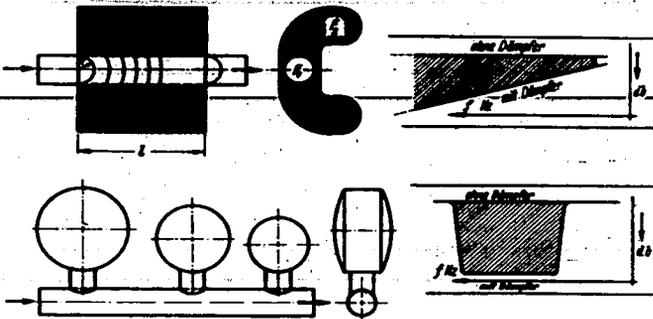


Abb. 15

a) Divergenzfilter, Bauart DVL
b) Dämpfungsverlauf

Abb. 16

a) Bandperrfilter, Bauart J. Eberspäcker
b) Dämpfungsverlauf

mendem Querschnitt F der Rohrleitung fallen. Es ergibt sich hieraus, daß ein Motor mit resonanzfreier Auspuffleitung (Abb. 14 d) einen wesentlich höheren statischen Gegendruck vertragen muß [8] als bei Mitwirken des viel wirksameren dynamischen Widerstands Z (Abb. 14 c). Die Gegenüberstellung der Abb. 14 c und 14 d erhärtet diese Überlegung.

Im Sammlerbau wird aus strömungstechnischen Erwägungen der Sammlerquerschnitt in der Regel größer als der in diesen in Strömungsrichtung mündende Einzelauspuffstutzenquerschnitt ausgeführt. Damit ist gleichzeitig einer Senkung des dynamischen Widerstandes zum Teil bereits Rechnung getragen.

Einen resonanzfreien Abschluß der Auspuffleitung erhält man, wie bereits erwähnt, mit einem Exponentialhorn und zum Teil bereits mit einem Konus bestimmter Steigung. Verwendet man in dieser Weise einen ausgesprochen konischen Sammler, der in bezug auf seine Länge bei einem vorliegenden Drehzahlbereich resonanzfrei arbeitet, so tritt auf Grund der erheblichen Senkung seines dynamischen Widerstandes der Diffusoreffekt verstärkt auf. Mit diesem Sammler konnte ein Leistungsgewinn von 5,5 vH erzielt werden. Im engsten Sammlerquerschnitt (Konusanfang, Zyl. 1) wurde dabei mit der manometrischen Rückstrommethode ein Unterdruck von 300 mm Wasser gemessen.

7. Schalldämpfer für Flugzeuge

Die Theorie der Schalldämpfung ist eingehend und wiederholt behandelt worden, so daß diese in vorliegendem Beitrag nur kurz gestreift und im wesentlichen auf die Literaturstellen 1, 2, 3 und 5 bis 12 hingewiesen werden soll.

Zur Schalldämpfung werden akustische Filter in Verbindung mit Schallabstrahlung oberhalb des Tragdecks verwendet, deren Ausbildung sich je nach der Aufgabe richtet, die an die Dämpfer gestellt werden.

Die Forderungen unterteilen sich gewöhnlich in

- a) Lautstärkenverminderung in geringer Entfernung (zivile Luftfahrt);
- b) Lautstärkenverminderung in größerer Entfernung durch Hörreichweitenbegrenzung (strategische Bedeutung für Militärflugfahrt).

Zur Lösung der Aufgabe für den vordringlichen Fall b (Hörreichweitenbegrenzung) wurden bis jetzt zwei verschiedene Wege eingeschlagen, und zwar:

1. Schalldämpfung mittels Absorptionsmaterials (Quarzwolle) (Divergenzfilter, Bauart DVL) nach Abb. 15 a;
2. Schalldämpfung mittels geometrisch gestaffelter Resonatoren (Bandperrfilter, Bauart J. Eberspäcker) nach Abb. 16 a.

Dem Divergenzfilter, Bauart DVL, nach Abb. 15 a liegt folgende Theorie zugrunde:

Auf Grund des extrem großen Querschnittsverhältnisses nach einer Achse (Nierenform) breiten sich im Dämpfer die Schallwellen wie im freien Schallfeld aus und werden durch den Absorptionsstoff hierbei völlig gedämpft (Strömungsdämpfung). Die Dämpfung beträgt bei Anwendung des hyperbolischen Entfernungsgesetzes innerhalb des Dämpfers, daher in erster Annäherung:

$$D = 20 \cdot \lg \frac{l}{r} \text{ Dezibel.}$$

Das Ergebnis der am kalten Prüfstand (Schwebungssummeer-Lautsprecher) durchgeführten Schallflußdämpfung zeigt Abb. 15 b. Das Dämpfungsergebnis zeigt den für Absorptionsdämpfer charakteristischen Verlauf.

Dem Bandsperfilter, Bauart J. E., nach Abb. 16 a, liegt folgende Theorie zugrunde:

Die Dämpfungsbreite eines Resonators (als Abzweigfilter) ist bestimmt durch den Ausdruck $\epsilon = \frac{c \cdot V}{4 F^2}$ [10],
worin

c = Leitwerk der Öffnungen,

V = Volumen,

F = Querschnitt der Leitung.

Durch eine Aneinanderreihung von Einzelresonatoren, die in bezug auf Eigenresonanz in an- oder absteigendem Sinne geometrisch gestaffelt sind, kann unter Einhaltung bestimmter Bedingungen ein sehr breites Band lückenlos, d. h. ohne Entkopplung ausgefiltert werden.

Die am kalten Prüfstand durchgeführte Dämpfungsmessung (Schallflußdämpfung) ist in Abb. 16 b dargestellt. Das Dämpfungsergebnis zeigt den für Bandfilter charakteristischen Verlauf.

Der mit dem Divergenzfilter, Bauart DVL, bei Flugversuchen erzielte Erfolg war nach den von der DVL im Jahresbericht gemachten Angaben ein sehr beachtlicher.

Ebenso war das bei Flugversuchen an normalen Serienmaschinen mit dem Bandsperfilter, Bauart J. E., erzielte Ergebnis in bezug auf Hörreichweitenbegrenzung ohne Verlust an Motorleistung überraschend gut.



Abb. 17 Biegsame Wellrohrverbindung

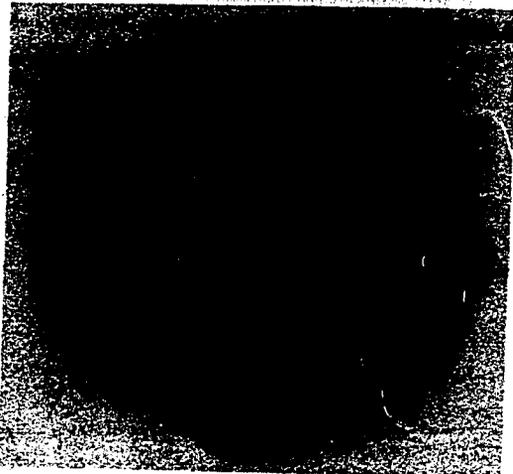


Abb. 18 Kugelgelenke

8. Konstruktive Richtlinien

Für die konstruktive Ausbildung von Sammlern und Leitungen gilt allgemein folgender Satz:

Neben dem durch Querschnittsverengung oder Strömungsumkehr auftretenden statischen Druckstau auf die Maschine ergibt sich ein örtlicher Wärmestau, der von großer entscheidender Wirkung auf die Haltbarkeit der Sammler werden kann.

Querschnittsverengung durch nachträglich eingebaute Heizrohre, falsche Ausbildung der Eintrittsstutzen bei Krümmern, Nichtbeachtung des Krümmungsradius bei Strömungsumkehr ($r \geq 2 \cdot D$) besiegeln oft jäh das Ende eines Sammlers. Dagegen wird dessen Lebensdauer verlängert, wenn ausreichende Kühlung aller Sammlerwände und Einschaltung von Schieberverbindungen (Federungskörper) nach Abb. 17 oder Kugelgelenken nach Abb. 18 in die Wärmedehnungsspannungen führenden Leitungen erfolgen.



Abb. 19 a
Luftgekühlte
Tropfenstege



Abb. 19 b
Luftgekühlte
Tropfenstege

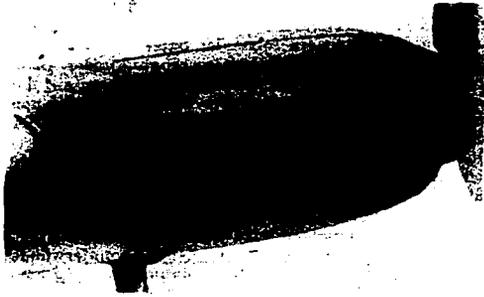


Abb. 20 Zweckmäßiger Einbau in der Verkleidung in bezug auf geringsten Stirnwiderstand

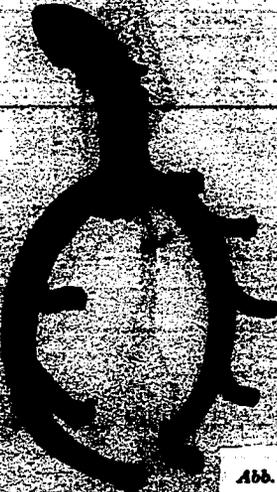


Abb. 21 Ringsammler



Abb. 22 Reihensammler

Ein weiterer wesentlicher Punkt sind die aus Schwingungsfestigkeitsgründen zu vermeidenden ovalen Formen und geraden Wände. Sammlerwände, die zu Schwingungen neigen, müssen nach Abb. 19 a und b durch luftgekühlte Tropfenstege gegenseitig im Innern verankert werden. Nicht zuletzt ist zur Vermeidung von unzulässiger Erhöhung des Stirnwiderstandes und von Grenzschicht- und Leitwerkstörungen ein zweckmäßiger Einbau (richtige Lagerung) der Auspuffanlage erforderlich, s. Abb. 20. Ausführungsbeispiele für einen Ring- und für einen Reihensammler zeigen die Abb. 21 und 22.

In bezug auf die konstruktive Durchbildung der Schalldämpfer gelten gleichfalls die oben angeführten Richtlinien. Als besonderes Merkmal ist bei dem Absorptionsfilter, Bauart DVL, die Forderung einer größtmöglichen akustischen Abdichtung der zum Dämpfer führenden Abgasleitung getreten (akustisch abgedichtete Schieberverbindung). Bei dem Bandsperfilter, Bauart J. E., konnten normale Schieberverbindungen benutzt werden, da der akustische Eingangswiderstand des Resonatorämpfers stets Null ist ($Z_{\text{tra}} = 0$), ein akustischer Leckwiderstand vor dem Dämpfer also stets viel größer als der Filterwiderstand selbst wird.

Schrifttum

- [1] Kluge: Problem der Dämpfung des Auspuffschalles. ATZ 1933 H. 7 und 9.
- [2] Martin: Dämpfung des Auspuffschalles. VDI 1934 Bd. 78 Nr. 43; ATZ 1935 H. 10.
- [3] Martin: Schalldämpfung ohne Leistungsverlust am 4-Taktmotor. ATZ 1937 H. 15.
- [4] Sell und Trendelenburg: Hdb. d. Physik VIII (1927)
- [5] Kaufmann und U. Schmidt: Schalldämpfer für Automobilmotoren. Verlag M. Krayn, Berlin 1932.
- [6] Piening: Schalldämpfung der Ansaug- und Auspuffgeräusche von Dieselanlagen auf Schiffen. Z. VDI 81/1937 S. 770.
- [7] G. Buschmann und W. Willms: Schalldämpfung in Rohrleitungen. Die Schalltechnik 6/1933.
- [8] E. Waetzmann und F. Noether: Über akustische Filter. Ann. d. Phys. 13/1932 S. 212.
- [9] W.-P. Mason: Study of regular combination of acoustic elements with application to recurrent acoustic Filters, tapered acoustic Filters and horns. Bell Syst. 6/1927.
- [10] M. Bentele: VDI 1938.
- [11] G. W. Stewart und R. B. Lindsay (Deutsche Übersetzung von G. Schmidt) 1934.
- [12] H. Martin, U. Schmidt, W. Willms: Entwicklungsstand der Auspuffschalldämpfer (Gemeinsch.-Bericht). MTZ 1940—1941 H. 12 und 1.
- [13] E. Sörensen: Strömungsfragen am Dieselmotor. Z. VDI 46/1940 S. 877.
- [14] E. Lettau: Messungen an Gaschwingungen großer Amplitude in Rohrleitungen. Deutsche Kraftfahrtforsch. VDI. H. 30, 1939 (s. dort Schrifttum).

Abgeschlossen am 21. Oktober 1940