ETH zürich

ETH Library

Temperaturen und Wärmefluss in Auspuffventilen von Dieselmotoren

Doctoral Thesis

Author(s):
Drolshammer, Ivar

Publication date:
1943

Permanent link:
https://doi.org/https://doi.org/10.3929/ethz-a-000267974

Rights / license:
In Copyright - Non-Commercial Use Permitted

This page was generated automatically upon download from the ETH Zurich Research Collection.
For more information, please consult the Terms of use.

Temperaturen und Wärmefluß in Auspuffventilen von Dieselmotoren

VON DER

EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE IN ZÜRICH

ZUR ERLANGUNG

DER WÜRDE EINES DOKTORS DER TECHNISCHEN WISSENSCHAFTEN

GENEHMIGTE

PROMOTIONSARBEIT

VORGELEGT VON

IVAR DROLSHAMMER
dipl. Maschineningenieur
aus Drammen (Norwegen)

Referent: Herr Prof. Dr. G. Eichelberg
Korreferent: Herr Prof. H. Quiby

Zürich 1943
Dissertationsdruckerei AG. Gebr. Leemann & Co.
Stockerstr. 64

Erscheint als Nr. 3 der Mitteilungen aus dem Institut für Thermodynamik und Verbrennungsmotorenbau an der Eidgenössischen Technischen Hochschnle in Zürich, herausgegeben von Prof. Dr. G. Eichelberg

Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist auf Anregung von Herrn Prof. Dr. *G. Eichelberg* entstanden. Sie ist ein Beitrag zur Kenntnis der Ventil-, speziell Auspuffventiltemperaturen in Viertaktdieselmotoren mit und ohne Büchi-Aufladung. Unter verschiedenen Betriebsbedingungen konnten Messungen über die Temperaturverteilung und den Wärmefluß in Auspuffventilen durchgeführt werden. Näher untersucht wurde insbesondere der Wärmeübergang durch die Dichtungsfläche des Ventils einerseits und der von den Verbrennungsgasen an den Ventilteller andererseits.

Die Messungen wurden im Maschinenlaboratorium der Eidgenössischen Technischen Hochschule in Zürich durchgeführt. Die Versuchskosten wurden teils durch die Eidgenössische Volkswirtschaftsstiftung, teils durch das Institut für Thermodynamik und Verbrennungsmotorenbau getragen.

Herrn Prof. Dr. *G. Eichelberg* möchte ich auch an dieser Stelle für das stete Interesse danken, das er der Arbeit entgegengebracht hat. Für die Mithilfe bei den Messungen bin ich den Ingenieuren *Schauenberg* und *Moine* zu Dank verpflichtet.

Inhaltsverzeichnis

		Seite
I.	Einleitung	5
II.	Die Temperaturmesseinrichtungen	8
III.	Ventiltemperaturmessungen an einem schnellaufenden Versuchsdieselmotor	12
	1. Maschinenanlage und Messeinrichtungen	12
	2. Verteilung der Temperaturmesstellen	12
	3. Die stationären Ventiltemperaturen	14
	4. Die Temperaturschwingungen	17
IV.	Ventiltemperaturmessungen an einem langsamlaufenden Versuchsdieselmotor	21
	1. Maschinenanlage und Messeinrichtungen	21
	2. Verteilung der Temperaturmesstellen	24
	3. Die stationären Ventiltemperaturen	26
	a) Einfluß der Büchi-Aufladung	26
	b) Einfluß der Ventilsitzbreite	26
	c) Einfluß der Kühlung	30
	d) Einfluß eines Wirbelschirmes am Einlaßventil	30
	4. Der stationäre Wärmefluß im Auspuffventil	33
	5. Die Temperaturschwingungen und der zeitlich veränderliche Wärmefluß	37
	a) Gasberührte Stellen	37
	b) Dichtungsflächen des Auspuffventils	45

I. Einleitung

Das Auspuffventil ist hinsichtlich Wärmebelastung der höchstbeanspruchte Bauteil des Verbrennungsmotors. Seine Temperatur stellt sich ein gemäß der Bilanz der aufgenommenen und der abgeleiteten Wärmemengen. Die Wärmeaufnahme erfolgt vorwiegend während des Arbeitsprozesses unmittelbar aus den die Ventiltellerinnenseite bestreichenden Verbrennungsgasen. Darüber hinaus kann — je nach Motor und Betriebsbedingungen — an der Außenseite des Ventiltellers, in der Hohlkehle im Übergang zum Schaft und in dem aus der Ventilführung herausragenden Teil des Schaftes Wärme aus den Auspuffgasen aufgenommen werden. Die Wärmeabgabe erfolgt hauptsächlich durch den Ventilsitz, in geringerem Maße durch den Ventilschaft und unter Umständen auch an den von den Auspuffgasen bestrichenen Stellen des Ventils. In Bezug auf den Wärmeaustausch des Ventils mit den Auspuffgasen verhalten sich die einzelnen Motorarten verschieden. Bei den Otto-Motoren, speziell bei den Flugmotoren, sind die Abgastemperaturen sehr hoch, sodaß hier ein Aufheizen des Ventils durch die Abgase stattfindet. Bei Dieselmotoren, besonders bei Betrieb mit Aufladung, ergeben sich bei gleicher Leistung niedrigere Abgastemperaturen, sodaß eine Wärmeabgabe vom Auspuffventil an die Abgase eintreten kann.

Um die Ventiltemperatur möglichst niedrig zu halten, ist für gute Wärmeableitung zu sorgen. Ein Mittel dazu ist die sorgfältige Kühlung des Ventilsitzes, ein anderes die Verbesserung der Wärmeableitung durch den Ventilschaft. Dies geschieht etwa durch die Anordnung eines Hohlraumes in Schaft und Teller, der zum Teil mit einem Kühlmittel ausgefüllt ist. Als Kühlmittel wird meistens metallisches Natrium verwendet, das eine hohe Wärmeleitzahl hat. Es schmilzt im Betrieb und wird durch die Bewegungen des Ventils in dem Hohlraum umhergeschleudert. Auf diese Weise wird eine größere Wärmemenge vom heißen Ventilteller weggeführt als bei vollem Ventilschaft. Diese Anordnung ist nur bei sehr hohen Verbrennungs- und Abgastemperaturen notwendig.

In der Literatur sind Angaben über Messungen von Ventiltemperaturen sehr spärlich und beziehen sich ausschließlich auf Versuche von Otto-Motoren.

Williams (8 u. 9*) hat an verschiedenen Motoren die Auspuffventiltemperaturen mit einem Strahlungspyrometer gemessen, und zwar in der Hohlkehle im Übergang vom Ventilteller zum Schaft. Mit dieser Meßmethode können nur Temperaturen von über 650° C gemessen werden. Die zugehörige Temperatur des Ventilsitzes im Zylinderkopf bei hängenden Ventilen bezw. im Zylinderblock bei stehenden Ventilen wurde mit einem Kupfer-Konstantan-Thermoelement gemessen, ebenso die Abgastemperatur.

*) Die in Klammern gesetzten Ziffern beziehen sich auf die entsprechenden Nummern im Literaturverzeichnis.

Bei einem wassergekühlten Automobilmotor mit hängenden, um 30° gegen die Zylinderachse geneigten Ventilen stieg die Auspuffventiltemperatur bei Vollast für eine Drehzahlerhöhung von 1500 auf 4500 t/min von 700° C auf 850° C, die Temperatur des Sitzes stieg gleichzeitig von 320° C auf 380° C, während sich die Abgastemperatur von 650° C auf 850° C erhöhte. Bei hohen Drehzahlen ist also die Abgastemperatur höher als die Ventiltemperatur, bei niedrigen Drehzahlen ist es umgekehrt. Die genannten Temperaturen ergaben sich bei Betrieb mit Benzin. Bei Verwendung von Methanol (97 % Methylalkohol) sank die Auspufftemperatur bei einer Drehzahl von 4000 t/min um ca. 50° C. Durch eine Verlängerung der Ventilführung bis nahe an den Ventilteller, wobei zwischen Führung und Schaft in dem von den Abgasen bestrichenen Teil vergrößertes Spiel vorhanden ist, konnte die Temperatur des Auspuffventils um 40° C herabgesetzt werden. Es wird die Vermutung ausgesprochen, daß die Ventilführung in ihrem untersten Teil in erster Linie ein Schutz des Ventilschaftes vor den heißen Abgasen ist und hier noch keine Wärme vom Schaft abnimmt.

An einer luftgekühlten Rennmaschine mit hängenden Ventilen (Auspuffventildurchmesser 41 mm) wurden etwas niedrigere Auspuffventiltemperaturen gemessen. Auch hier erhielt man durch Verlängerung der Ventilführung eine Temperaturerniedrigung um 30÷40° C. Der Ersatz der gußeisernen Ventilführung durch eine solche aus Kupfer brachte eine Reduktion um 50° C. Die Vergrößerung des Schaftdurchmessers von 8,7 auf 10,3 mm setzte die Temperatur über den ganzen Drehzahlbereich um ca. 40° C herab. Bei Betrieb mit einem Benzin-Benzol-Gemisch nahmen Auspuffventil- und Abgastemperatur mit steigendem Kompressionsverhältnis ab, wobei die Abgastemperatur viel stärker sank. Es wird daraus der Schluß gezogen, daß die Temperaturen während des Verbrennungsprozesses und nicht die Abgastemperaturen maßgebend sind für die Auspuffventiltemperatur. Wurde das Kompressionsverhältnis soweit gesteigert, daß Klopfen eintrat, so stieg die Temperatur des Auspuffventils stark an.

An einer seitengesteuerten Maschine mit stehenden Ventilen (Auspuffventildurchmesser 43 mm) wurde der Einfluß der Kühlwassertemperatur auf die Ventiltemperatur untersucht. Bei einer Reduktion der Kühlwasseraustrittstemperatur um 50° C sanken Ventil- und Sitztemperatur um annähernd den gleichen Betrag. Der Einfluß der Einstellung von Vergaser und Zündung war folgender: Armes Gemisch und Spätzündung gaben die niedrigsten, reiches Gemisch und Vorzündung die höchsten Ventiltemperaturen, wobei aber keine wesentlichen Unterschiede (höchstens 50° C) erreicht wurden. Bei einer Vergrößerung der Ventilsitzbreite von 0,8 mm auf 2,4 mm stieg die Ventiltemperatur unter sonst gleichen Bedingungen um ca. 40° C, während die Sitztemperatur um ca. 10° C fiel, bei weiterer Vergrößerung auf 3,0 mm ergaben sich wieder gleiche Temperaturen wie bei 0,8 mm Ventilsitzbreite.

An einer anderen seitengesteuerten Maschine wurde die interessante Feststellung gemacht, daß bei Verwendung eines Zylinderkopfes aus Leichtmetall die Auspuffventil- und die Sitztemperatur niedriger wurden als bei Verwendung eines Zylinderkopfes aus Gußeisen, trotzdem das stehende Ventil nicht mit dem Zylinderkopf in Berührung steht.

Bei keinem der untersuchten Motoren waren Einsatzringe für die Ventilsitze verwendet.

Booth (10) hat die Temperatur des Ventilsitzes im Zylinderblock gemessen und festgestellt, daß die Temperatur durch Anordnung eines Einsatzringes für den Ventilsitz bedeutend erhöht wird. Mit Sitzring wurde z. B. eine Temperatur von 315° C gemessen, während bei Anordnung des Sitzes direkt im Material des Zylinderblocks und verbesserter Kühlung des Sitzes durch Anordnung eines besonderen Wasserverteilrohres sich unter sonst gleichen Betriebsbedingungen des Motors eine Temperatur von 170° C ergab. Wie weit der Temperaturunterschied durch das Vorhandensein des Sitzringes, und wie weit er durch die bessere Kühlung bedingt ist, kann nicht entschieden werden.

Die meisten Abhandlungen über Ventile von Verbrennungskraftmaschinen beschäftigen sich mit den hochbeanspruchten Auspuffventilen in Flugmotoren. Es werden hauptsächlich Materialfragen behandelt. Die an den Werkstoff für diese Ventile gestellten Anforderungen sind folgende: Gute Warmfestigkeit, Widerstand gegen Oxydieren und Verbrennen, beständige Kristallstruktur, keine Tendenz zum Härten an der Luft bei rascher Abkühlung, Korrosionsfestigkeit. Am besten eignet sich hoch chrom-nickelhaltiger austenitischer Stahl.

In der vorliegenden Arbeit ist über Ventiltemperaturmessungen an einem schnellaufenden und einem langsamlaufenden Viertaktdieselmotor berichtet. Der erste Motor hat je zwei Einlaß- und Auslaßventile von 50 mm Durchmesser. Bei diesen Ventilen wurde die Temperatur nur in je einem Punkt gemessen. Die Ventile des zweiten Motors haben 140 mm Durchmesser. Im Auspuffventil konnte die Temperatur an sechs verschiedenen Stellen gemessen werden. Dadurch ist es möglich, die Temperaturverteilung im Ventil zu bestimmen, die vom Ventil aufgenommenen Wärmemengen zu berechnen und Näheres über die Verteilung der abfließenden Wärme und Ventilsitz, Ventilschaft und Auspuffgase zu erfahren.

Neben den stationären Temperaturen wurden auch die an den einzelnen Meßstellen während des Arbeitsspiels des Motors auftretenden Temperaturschwingungen gemessen.

II. Die Temperaturmeßeinrichtungen

Für die Temperaturmessungen wurden Chromnickel-Konstantan-Thermoelemente verwendet. Die Drähte von durchwegs 0,3 mm Stärke wurden einem Vorrat von möglichst gleichmäßiger Beschaffenheit entnommen. Zur Eichung wurde ein Thermoelement, dessen Drähte dem gleichen Vorrat entstammten, im Eidgenössischen Amt für Maß und Gewicht untersucht. Zur Feststellung der Thermokraft pro ^{0} C wurde die erste Ableitung der Eichkurve ermittelt. Die kalte Lötstelle wurde hierbei, wie auch später bei allen Versuchen, auf 0^0 C gehalten (schmelzendes Eis).

Die beiden Thermodrähte sind an den Meßstellen getrennt entweder direkt in das Material des zu untersuchenden Körpers oder in einen konischen Zapfen gleichen Materials eingenietet, der dann in eine Bohrung des betreffenden Körpers eingepreßt wird (Abb. 1). Das Material für diese Zapfen wurde teils Reserveteilen entnommen, teils wurde es von den Herstellerfirmen der Motoren zur Verfügung gestellt.

Die Isolation der Thermodrähte geschieht mit Quarzröhrchen mit einem Außendurchmesser von maximal 1,1 mm, die eigens zu diesem Zweck gezogen wurden. Die Bohrungen für die Zuführung der Drähte zu den Meßstellen konnten daher mit 1,2 mm Durchmesser sehr klein gehalten werden.

Die Einniettiefe der Drähte beträgt durchwegs 0,25 mm und kann mit Hilfe einer Lehre auf 0,01 mm genau eingehalten werden.

Bis zu 700^0 C haben sich diese Thermoelemente sehr gut bewährt. Darüber zeigte der Konstantandraht eine Neigung zum Verbrennen. Auch den mechanischen Beanspruchungen durch das ständige Hämmern des Ventils auf seinen Sitz haben die betreffenden Thermoelemente beim untersuchten langsamlaufenden Motor der S. L. M. Winterthur gut standgehalten. Beim schnellaufenden Saurer-Motor waren sie dagegen nach ca. 50 Betriebsstunden defekt.

Die stationären Temperaturen wurden mit Hilfe einer Kompensationseinrichtung gemessen. Zur Registrierung der Temperaturschwingungen diente der Universal-Oscillograph von Siemens. Die verwendete Meßschleife hat eine Empfindlichkeit von 0,02 mA pro mm Ausschlag bei 1 m Abstand der Registriertrommel. Die Eigenfrequenz ist 1040 Hertz. Die Thermospannungsschwankungen werden mit einem Gleichstromverstärker verstärkt, wobei eine Eingangsschwankung von ca. 10^0 C die ganze Diagrammbreite aussteuern konnte. Wegen der sehr großen Empfindlichkeit eines solchen Gleichstromverstärkers auf Störungen elektrischer Art mußte auf sorgfältige Abschirmung des Verstärkers selbst und der Zuleitungen von den Thermoelementen gesorgt werden. Der Verstärker und die zugehörigen Heiz- und Anodenbatterien wurden in einen geerdeten Kasten aus Kupferblech eingebaut. Die

Zuleitung vom Motor zum ca. 20 m entfernten Meßraum, in dem sich Verstärker und Oscillograph befanden, ging durch ein geerdetes Gasrohr, das in ca. 1,5 m Höhe vom Fußboden auf Stützen verlegt war.

Die Konstanz der Eichkurve des Verstärkers war bei gut geladenen Batterien sehr gut. Es wurden drei bis vier Kontrolleichungen während eines Versuches gemacht.

Zur Markierung der Totpunktlagen des Motors in den Temperatur- und auch den Druckdiagrammen diente ein kleiner Elektromagnet, der in der Nähe des Schwungrades angebracht war. Beim Durchgang eines am Schwung-

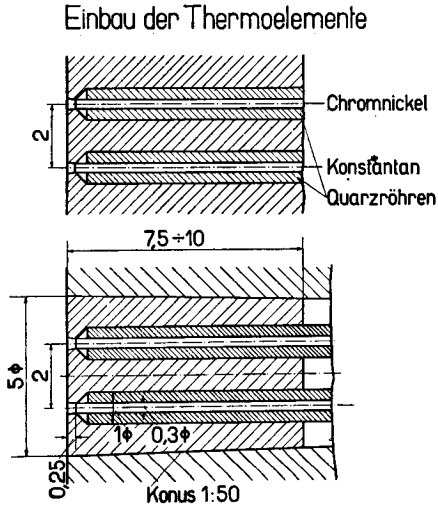


Abb. 1. Einbau der Thermoelemente.

rad angebrachten Ankers vor den Polen des Magnetchens wird eine Spannung induziert, die mit Hilfe einer besonderen Oscillographenschleife in die Diagramme eingezeichnet wird.

Die mit den beschriebenen Thermoelementen gemessenen stationären Temperaturen sind nach Modellversuchen von *Hug* (5) im ungestörten Temperaturfeld in einer Tiefe vorhanden, die ungefähr der Hälfte der Einniettiefe der Thermodrähte ist. Die genaue Tiefe hängt ab von den Materialkonstanten, der Temperatur und der Wärmeübergangszahl und schwankt zwischen 0,05 und 0,15 mm. Bei den höchsten stationären Temperaturgefällen, die bei den ausgeführten Versuchen im Ventilsitz gefunden wurden, weicht die stationäre Oberflächentemperatur nur um ca. 4 ^{0} C von der gemessenen ab.

Um aus den gemessenen Schwingungen die genauen Oberflächenschwingungen zu erhalten, muß man auf Grund der linearen Wärmeleitungsgleichung:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial t} = a \cdot \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2}$$

bezw. ihres allgemeinen Integrals:

$$\vartheta = \sum_{\nu=1}^{\infty} C_\nu \cdot e^{-\sqrt{\frac{\nu\omega}{2a}} \cdot x} \cos\left(\nu\omega t - \sqrt{\frac{\nu\omega}{2a}} \cdot x - \gamma_\nu\right);$$

von der Tiefe x auf die Oberfläche extrapolieren. (Bei der geringen Einniettiefe wird ein eindimensionales Strömen der Wärme angenommen.) Diese Tiefe x ist abhängig von der Frequenz, der Temperatur und der veränderlichen Wärmeübergangszahl. Nach Versuchen von *Hug* (5) spielen Temperatur und Wärmeübergangszahl nur eine geringe Rolle, sodaß es genügt, die Abhängigkeit von der Frequenz zu berücksichtigen. Zur Ermittlung dieser Abhängigkeit wurden von *Hug* drei geometrisch ähnliche Thermoelemente von 0,3, 0,4 und 0,6 mm Drahtstärke gemeinsam in einen Stopfen von ca. 20 mm Durchmesser eingebaut. Dieser Stopfen wurde in dem Zylinderdeckel eines Dieselmotors so angebracht, daß die die Thermoelemente enthaltende Stirnfläche mit der Innenfläche des Zylinderdeckels ausgerichtet war. Durch Vergleich der mit diesen drei Thermoelementen aufgenommenen Temperaturschwingungen wird versucht, die Oberflächenschwingung zu erhalten. Dabei wird nicht nach der Tiefe x der einzelnen Harmonischen einer gemessenen Schwingung gefragt, sondern nach den Verzerrungen der Oberflächenschwingung, wenn angenommen wird, daß alle Harmonischen in der gleichen Tiefe liegen und von dieser auf die Oberfläche extrapoliert werden. Diese Tiefe wird gleich der aus Modellversuchen gefundenen stationären Meßtiefe gesetzt (0,12 mm für das Thermoelement von 0,3 mm Drahtstärke). Zur Entzerrung der Oberflächenschwingung müssen die Amplituden der einzelnen Harmonischen mit einem frequenzabhängigen Korrekturfaktor zwischen 1 und 1,2 multipliziert werden, während die Phasenkorrekturen 0 sind.

Die Werte für den Korrekturfaktor streuen sehr stark. Der Grund dieser Streuungen liegt wahrscheinlich in der Unregelmäßigkeit bei den Gastemperaturen für die einzelnen Arbeitsspiele des Motors.

Da nur eine Meßeinrichtung vorhanden war, mußten die Schwingungen der einzelnen Thermoelemente nacheinander aufgenommen werden, wobei je eine mittlere aus einer großen Zahl von Schwingungen zum Vergleich herangezogen wurde.

Um diese Unregelmäßigkeiten auszuschalten, wurden in Fortsetzung der Versuche von *Hug* die Schwingungen der drei ähnlichen Thermoelemente gleichzeitig aufgenommen, sodaß die zu vergleichenden Schwingungen von ein und demselben Arbeitsprozeß des Motors herrühren. Dieses wurde wegen Vorhandenseins nur einer Meßeinrichtung (Verstärker und Oscillograph) durch Zwischenschalten eines Umschalters erreicht, der die Thermoelemente nacheinander während je ca. 5° Kurbelwinkel an den Verstärker legt. Man bekam auf diese Weise für jedes der drei Thermoelemente einen unterbrochenen Linienzug, der für je 15° Kurbelwinkel während 5° die Temperaturkurve zeigt und während 10° eine Lücke aufweist. Die Gesamtkurven ließen sich hieraus gut ergänzen.

Diese Versuche brachten aber keine Verbesserung der Resultate von *Hug*. Die Werte für die Korrekturfaktoren streuen stark. Die resultierende Kurve stimmt jedoch befriedigend mit derjenigen von *Hug* überein. Diese wird daher für die Auswertung der Temperaturdiagramme verwendet.

Die großen Streuungen können ihre Ursache darin haben, daß die drei ähnlichen Thermoelemente nicht in einem Punkt angeordnet werden können. Die Stellen, an denen die Thermodrähte in den Stopfen eingenietet sind, sind auf der Kreisfläche von 20 mm Durchmesser verteilt, wobei maximale Abstände von 17 mm entstehen. Es besteht daher die Möglichkeit verschiedenartiger Gastemperatur- und Wärmeübergangsverhältnisse z. B. durch einseitiges Ablagern von Ruß auf der Stirnfläche des Stopfens. Es zeigte sich daher auch verschiedentlich, daß z. B. die mit den Thermoelementen von 0,4 mm Drahtstärke aufgenommene Schwingung kleiner war als die vom Element von 0,6 mm Drahtstärke herrührende.

Aus der gemessenen Temperaturschwingung:

$$\vartheta = \sum_{\nu=1}^{\infty} A_\nu \cos(\nu \omega t - \beta_\nu) \; ;$$

ergibt sich die Oberflächenschwingung:

$$\vartheta_0 = \sum_{\nu=1}^{\infty} C_\nu \cdot \cos(\nu \omega t - \gamma_\nu) \; ;$$

wobei $\quad C_\nu = \varkappa_\nu \cdot A_\nu \cdot e^{\sqrt{\frac{\nu \omega}{2a}} \cdot x} \quad$ und $\quad \gamma_\nu = \beta_\nu - \sqrt{\frac{\nu \omega}{2a}} \cdot x \; ;$

Hierin ist $\varkappa_\nu$ der Korrekturfaktor. Die Temperaturleitzahl $a = 0{,}1127$ cm²/sec und die Tiefe $x = 0{,}12$ mm.

Die Wärmemengenschwankung für die Oberfläche wird:

$$q_0 = -\lambda \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial x}\right)_{x=0} = -\lambda \cdot \sum_{\nu=1}^{\infty} C_\nu \cdot \sqrt{\frac{\nu \omega}{a}} \cdot \sin\left(\nu \omega t - \gamma_\nu - \frac{\pi}{4}\right) ;$$

Die harmonischen Analysen der gemessenen Temperaturschwingungen und die Synthesen der Reihen für die Temperatur- und Wärmemengenschwingungen an der Oberfläche wurden mit den Schablonen von *Hussmann* (12) für 24 Ordinaten ausgeführt. Die Ordinaten für die Wärmemengenkurven streuen ziemlich, da die entsprechenden Fourier-Reihen wegen des Faktors $\sqrt{\frac{\nu \omega}{a}}$, der mit der Ordnungszahl wächst, schlechter konvergiert als die Reihen für die Temperaturschwingungen. Eine Kontrolle hat man durch Planimetrieren in Bezug auf den stationären Mittelwert.

Für einige Schwingungen sind 36 Ordinaten verwendet worden, was aber die Streuungen nur unwesentlich verminderte.

III. Temperaturmessungen an einem schnellaufenden Versuchsdieselmotor

1. Maschinenanlage und Meßeinrichtungen

Der Motor, an dem die erste Versuchsreihe durchgeführt wurde, ist ein Einzylinder-Viertaktdieselmotor, der von der Firma Saurer, Arbon, als Versuchsmotor für die Eidgenössische Technische Hochschule gebaut wurde.

Seine Daten sind:

Bohrung	140 mm
Hub	200 mm
Schubstangenlänge	400 mm
Leistung	32 PS bei
Normaldrehzahl	1200 t/min

Der Motor arbeitet nach dem Saurer-Doppelwirbelverfahren mit direkter Einspritzung. Es sind je zwei Einlaß- und Auslaßventile vorhanden, die über Stoßstangen und Kipphebel betätigt werden (Abb. 2 und 3). Das in der Einströmrichtung hinten gelegene Einlaßventil besitzt einen Wirbelschirm.

Die Ventilzeiten sind:

Auslaß öffnet	45 Grad vor U. T. P.
Auslaß schließt	10 Grad nach O. T. P.
Einlaß öffnet	im O. T. P.
Einlaß schließt	30 Grad nach U. T. P.

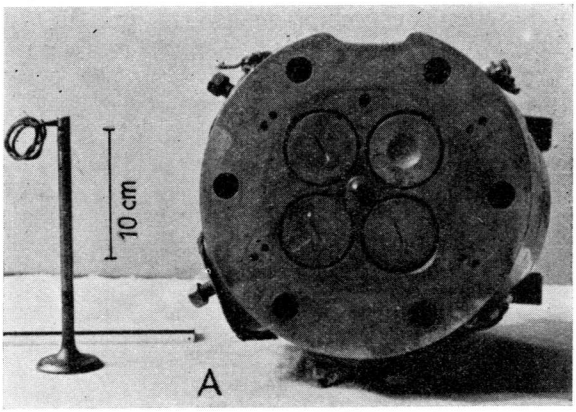
Die Verbrennungsluft wird aus einem Windkessel angesaugt, in dem normalerweise Atmosphärendruck herrscht. Es kann jedoch auch ein höherer Druck in diesen Behälter gegeben werden, um den Motor in aufgeladenem Zustand zu untersuchen. Die Luft wird von einem Rotationskompressor mit einem Druck von 2 bis 2,5 atü geliefert, auf Atmosphärendruck bezw. Aufladedruck gedrosselt und in den genannten Windkessel geleitet. Zur Messung der angesaugten Luftmenge ist in die Druckleitung des Kompressors eine Meßblende eingebaut. Wegen der nachherigen Drosselung werden die Druckstöße, die vom Ansaugen des Motors herrühren, von der Meßblende ferngehalten.

Es wird ferner gemessen: Die effektive Leistung mittels Wasserwirbelbremse, Brennstoffmenge, Kühlwassermengen und -temperaturen und die Abgastemperatur mit einem Thermoelement mit Strahlungsschutz, das in ca. 1,5 m Abstand von den Ventilen im Auspuffrohr eingebaut ist.

2. Verteilung der Temperaturmeßstellen

Es sind sechs Meßstellen vorhanden (Abb. 3). Die Dimensionen der Ventile gestatten nur je ein Thermoelement einzubauen. Die durch Quarzröhrchen isolierten Thermodrähte sind durch eine Bohrung im Ventilschaft

bis an dessen oberes Ende und von dort nach außen geführt. Von hier aus besteht die Isolierung aus Asbestschlauch. Zwecks Abschirmung sind dann die Drähte in biegsamen Metallschlauch verlegt. Die Abnahme vom bewegten Ventil wird einfach so vorgenommen, daß der die Drähte enthaltende Metall-



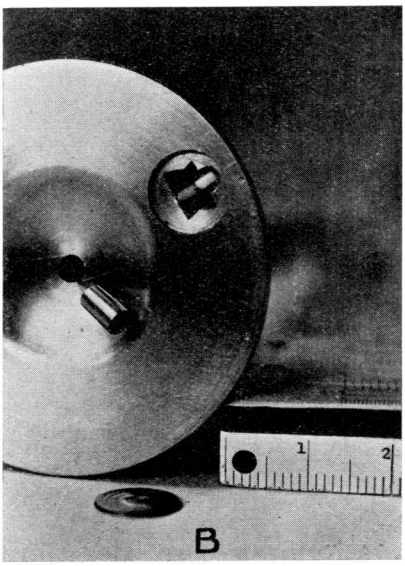


Abb. 2. A. Zylinderkopf und Ventil des Saurer-Versuchsdieselmotors.
B. Ventilteller mit Thermoelementen. (Das Bild zeigt den Einbau von 2 einpoligen Thermoelementen in den Ventilteller eines anderen Versuchsmotors.)

schlauch einerseits am Ventilfederteller, andererseits am Zylinderkopf mittels Rohrschellen befestigt wird (siehe Abb. 3). Nach längerer Betriebsdauer traten in der Nähe des Ventilfedertellers Ermüdungsbrüche der Drähte ein. Um dies zu vermeiden, kann man die Drähte beim Austritt aus dem Ventilschaft mit Litzen aus mehreren dünnen Drähten gleichen Materials verlöten.

Alle Thermodrähte sind zu einem gemeinsamen Steckerbrett geführt, von wo aus sie über die auf 0 ⁰ C gehaltene kalte Lötstelle entweder auf die Kompensationseinrichtung oder den Gleichstromverstärker geschaltet werden können.

Das Einlaßventil mit Wirbelschirm und das die Meßstelle 2 enthaltende Auspuffventil sind gegen Verdrehen gesichert, um die Lage des Wirbelschirms bezw. die Lage der Meßstellen 2 und 3 zueinander festzulegen.

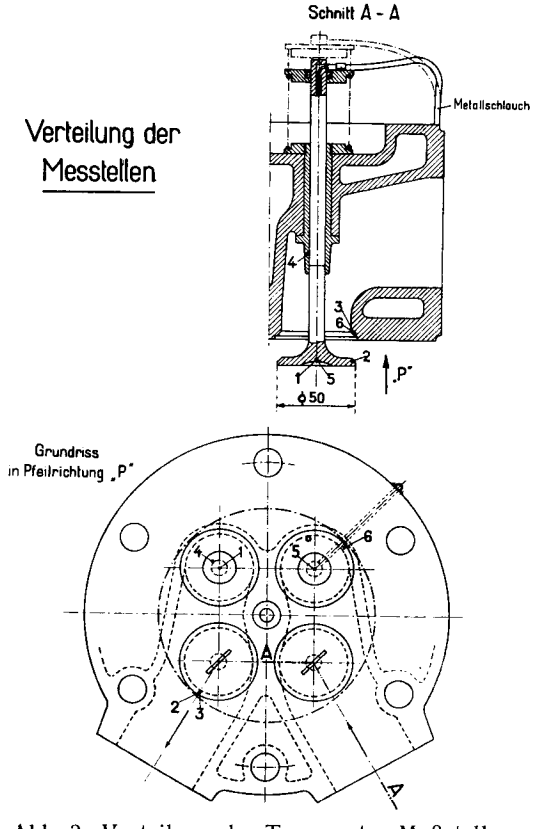


Abb. 3. Verteilung der Temperatur-Meßstellen.

3. Die stationären Ventiltemperaturen

Die Abb. 4 bis 7 zeigen die Versuchsergebnisse für die stationären Ventiltemperaturen. Auffallend ist die hohe Temperaturdifferenz zwischen der Mitte des Ventiltellers und dem Ventilsitz (Meßstellen 1 und 2), die bei Vollast und Normaldrehzahl 300 ⁰ C beträgt. (Die Meßstellen 1 und 2 befinden sich allerdings nicht in dem gleichen Auspuffventil, doch ist anzunehmen, daß die Temperaturen für beide Ventile annähernd gleich sind.) Dies läßt darauf schließen, daß der größte Teil der vom Ventil aufgenommenen Wärmemenge durch den Ventilsitz an den Zylinderkopf abgeführt wird. Bei Teillast nimmt das Ventil hauptsächlich an der Unterseite des

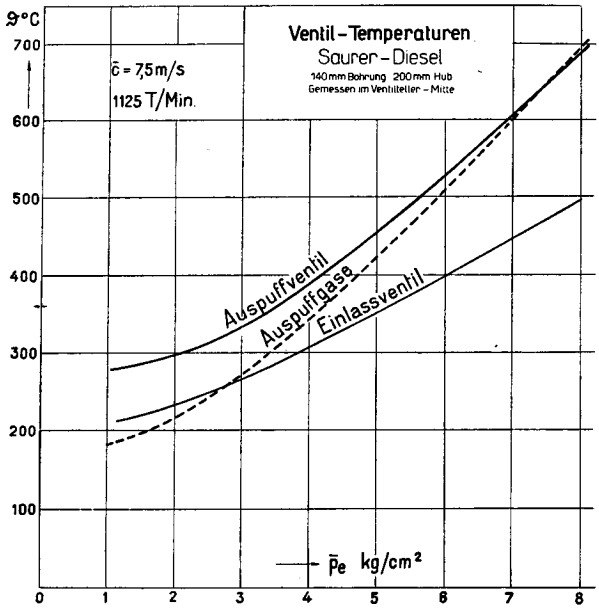


Abb. 4. Vergleich zwischen Abgas- und Ventiltemperaturen.

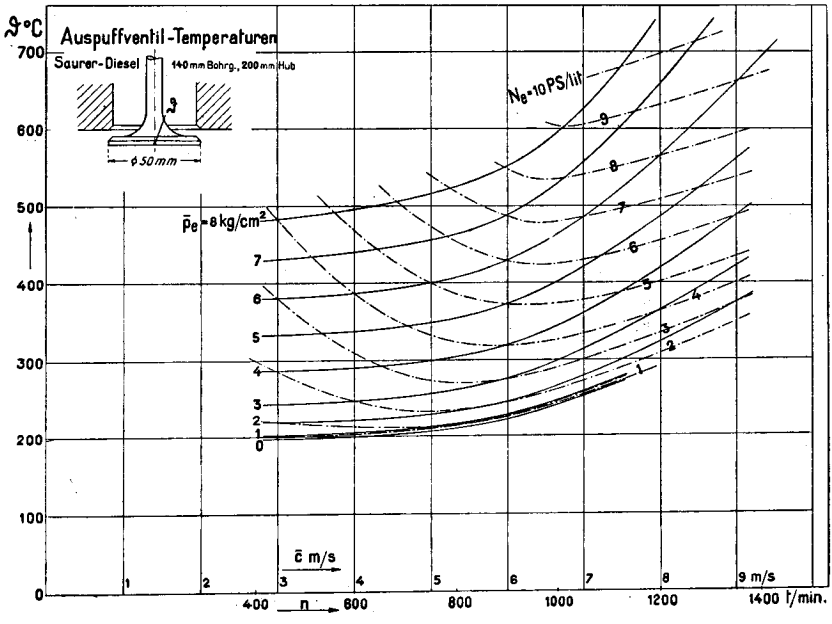


Abb. 5. Abhängigkeit der Auspuffventiltemperatur von den Betriebsbedingungen.

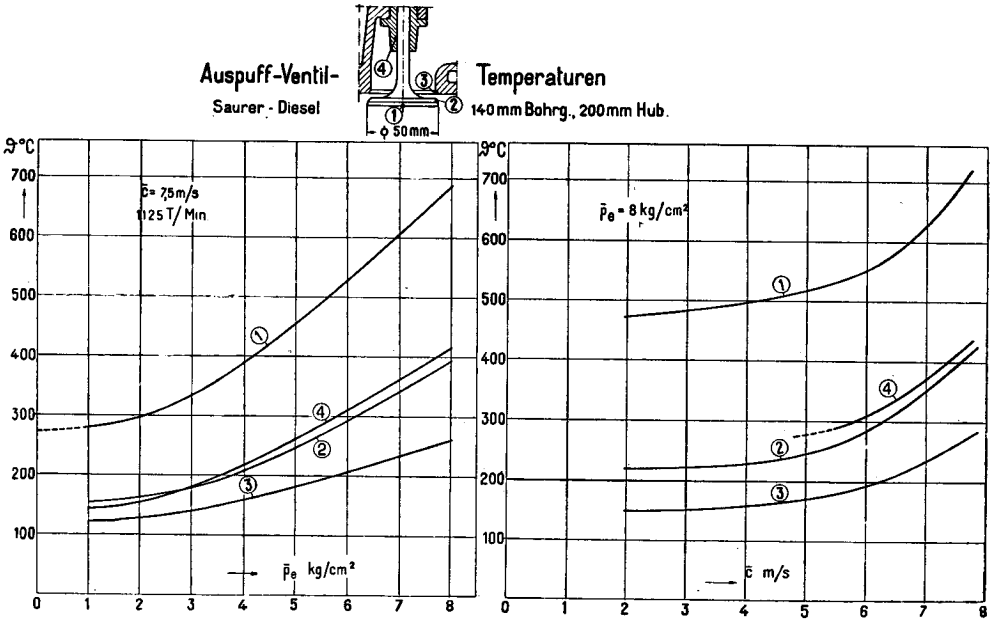


Abb. 6. Auspuffventiltemperaturen in Abhängigkeit von Mitteldruck (links) und Kolbengeschwindigkeit (rechts).

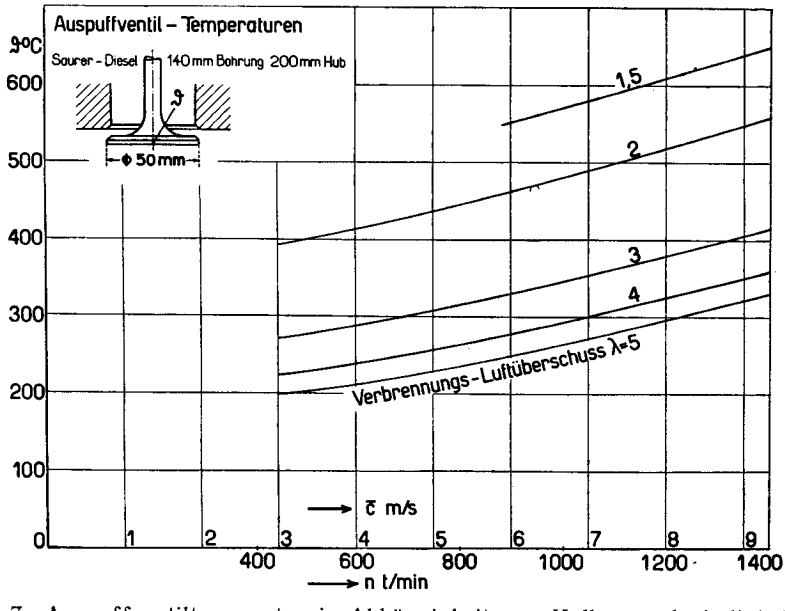


Abb. 7. Auspuffventiltemperatur in Abhängigkeit von Kolbengeschwindigkeit und Luftüberschußzahl.

Ventiltellers Wärme aus den Verbrennungsgasen auf, während die Wärmeaufnahme aus den Auspuffgasen an der Oberseite des Ventiltellers, in der Hohlkehle und im freien Teil des Schaftes zurücktritt und sich auf die Periode des Vorausströmens beschränkt. Während der übrigen Zeit tritt wahrscheinlich eine Wärmeabgabe an die Auspuffgase ein. Bei Zunahme der Belastung steigt die Abgastemperatur schneller als die Ventiltemperatur (Abb. 4). Bei Vollast nimmt das Ventil während des ganzen Arbeitsspiels Wärme aus den Auspuffgasen auf. Die durch den Ventilschaft abgeführte Wärme ist nur ein geringer Teil der gesamten vom Ventil aufgenommenen Wärmemenge. Die Kühlung des Ventilsitzes ist daher besonders wichtig. — Diese Verhältnisse sind an einem Auspuffventil größerer Dimensionen genauer untersucht worden (siehe Kap. IV).

In Tabelle 1 ist der Einfluß des Einspritzbeginns sowie der Aufladung auf die Ventiltemperaturen gezeigt. Versuch A gibt den Normalbetrieb wieder, während bei Versuch B mit Aufladung gefahren wurde, d. h. es wurde Luft von 140 mm $Hg_ü$ aus dem dem Motor vorgeschalteten Windkessel angesaugt. Bei Versuch C wurde der Förderbeginn der Brennstoffpumpe um 2° Kurbelwinkel gegenüber Normalbetrieb vorgeschoben, was einen ziemlich harten Gang des Motors zur Folge hatte.

Erwartungsgemäß fallen die Ventiltemperaturen bei Betrieb mit Aufladung wegen des größeren Luftüberschusses. Bei gleichem Luftüberschuß ist aber die Temperatur im Punkt 1 um ca. 10° höher als bei unaufgeladenem Motor, was wahrscheinlich von etwas höheren Wärmeübergangszahlen zwischen Verbrennungsgasen und Ventil herrührt.

Das Vorrücken des Einspritzbeginns setzt die Ventiltemperaturen etwas herab.

Tabelle 1.

Versuch	A	B	C
Drehzahl t/min	1120	1120	1120
Mittlerer effektiver Druck at	6,80	6,80	6,80
Brennstoffverbrauch gr/PSeh	190	172	179
Angesaugte Luftmenge kg/h	113	137	113
Luftüberschußzahl	1,60	2,12	1,71
Abgastemperatur °C	565	461	519
Temperatur des Auspuffventils (Meßstelle 1) °C	577	515	568
Temperatur des Einlaßventils (Meßstelle 5) °C	427	380	412

Die Temperaturen sind auf gleiche Drehzahl und gleiche Belastung reduziert.

4. Die Temperaturschwingungen

Die Temperaturdiagramme für die gasberührten Punkte (Meßstellen 1 und 5) zeigen den bekannten scharfen Temperaturanstieg beim Einsetzen der Verbrennung. Die Größe der einzelnen Amplituden schwankt. Bei Vollast ist das Mittel der absoluten Abweichungen der einzelnen Amplituden vom Mittelwert aller Amplituden 6 bis 10 % dieses Mittelwertes. Bei ¼-Last geht diese mittlere Schwankung bis auf 20 %. Im Einlaßventil (Meßstelle 5) sind die Amplituden durchschnittlich um 20 % größer als im Auspuffventil

(Meßstelle 1), was wahrscheinlich durch die Lage der Brennstoffstrahlen zu den Meßstellen bedingt ist. Der Temperaturstieg setzt im Einlaßventil auch etwas früher ein.

Abb. 8 zeigt die Temperaturschwingungen in den drei Meßstellen des Auspuffventils.

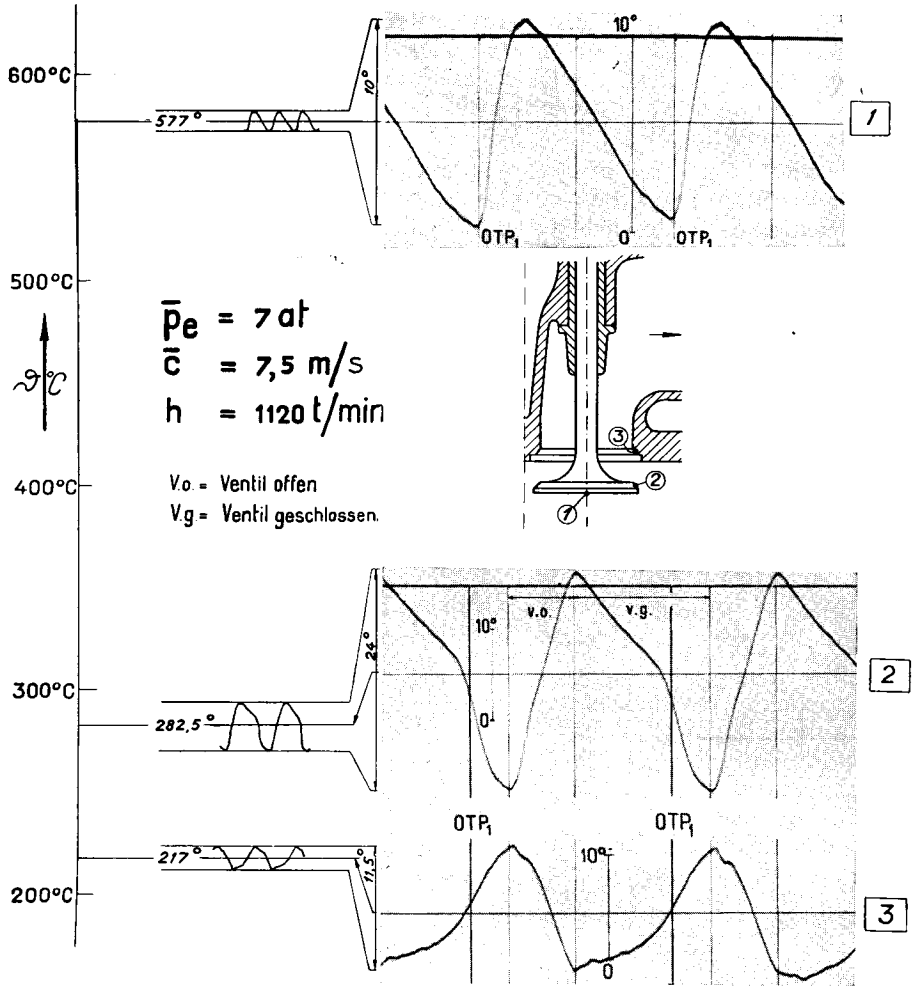


Abb. 8. Gemessene Temperaturschwingungen in Teller und Sitz des Auspuffventils.

Die Schwingungen beim Ventilsitz im Ventilteller (Meßstelle 2) und beim Ventilsitz im Zylinderkopf (Meßstelle 3) sind gleichmäßiger als bei den gasberührten Stellen. Die mittlere Schwankung ist hier 2 bis 4 %. Der Charakter der Temperaturschwingungen ändert sich mit der Güte der metallischen Berührung zwischen den Punkten 2 und 3. In Abb. 9 sind die bei zwei verschiedenen Versuchen aufgenommenen Diagramme gezeigt. Die

Schwingungen werden auf die Oberfläche umgerechnet und die Temperaturdifferenz $\vartheta_2 - \vartheta_3$ über dem Kurbelwinkel aufgezeichnet (Abb. 10). Die stationären Temperaturen sind von der gleichen Größenordnung. Im ersten

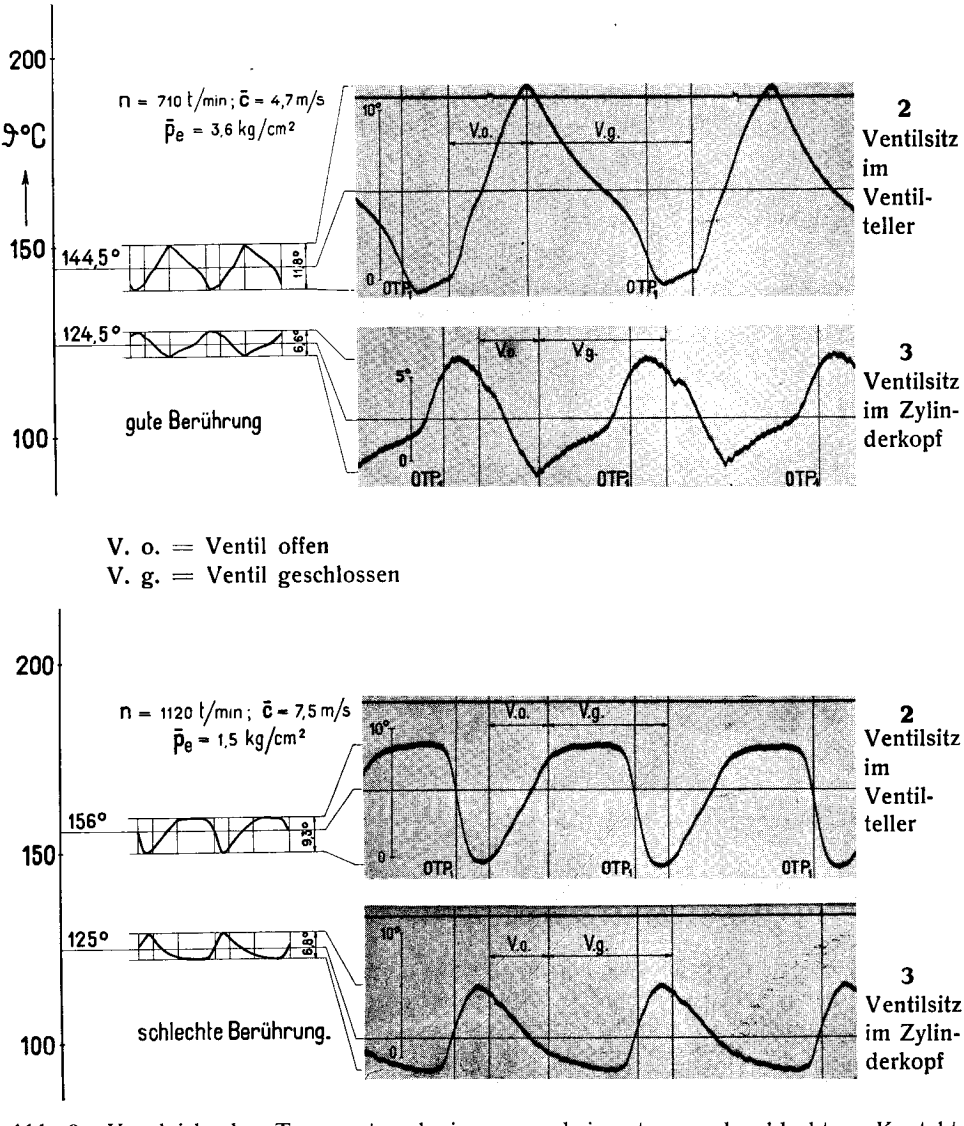


Abb. 9. Vergleich der Temperaturschwingungen bei gutem und schlechtem Kontakt zwischen Ventilteller und Sitz.

Fall (Abb. 9 oben) ist die metallische Berührung besser als im zweiten Fall (Abb. 9 unten).

Beim Öffnen des Ventils steigt die Temperatur ϑ_2 im ersten Fall plötzlich an infolge des Unterbruches des Wärmeüberganges an den Zylinderkopf

und die Beheizung durch die Auspuffgase. Gleichzeitig fällt die Temperatur ϑ_3 trotz des Vorbeifließens der heißen Gase ab. Das Ansteigen von ϑ_2 und das Abfallen von ϑ_3 setzt sich bis zum Moment des Schließens des Ventils fort. Von hier an fällt ϑ_2 stark ab und ϑ_3 steigt. Infolge der stärkeren Anpressung des Ventils auf seinen Sitz durch den steigenden Zylinderdruck während der Kompression und Verbrennung wird dieses Abfallen bezw. Ansteigen steiler. Die Temperaturdifferenz $\vartheta_2 - \vartheta_3$ erreicht ihr Minimum annähernd im Moment des höchsten Zylinderdruckes. Die Zeitpunkte des Öffnens und Schließens des Ventils sind aus den Diagrammen deutlich ersichtlich.

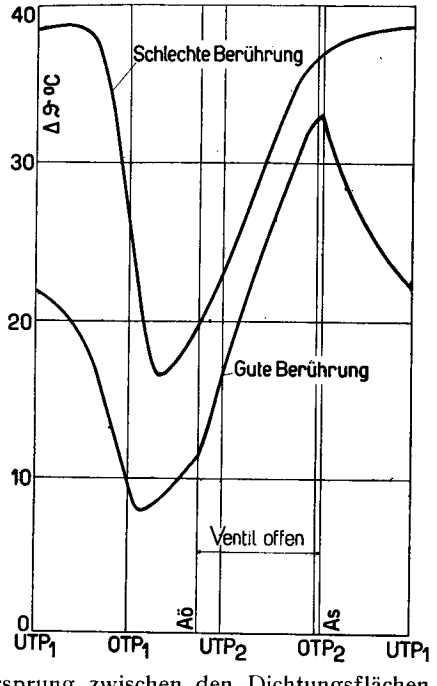


Abb. 10. Temperatursprung zwischen den Dichtungsflächen von Ventilteller und Zylinderkopf bei gutem und schlechtem Kontakt (siehe Abb. 9).

Im zweiten Fall, wo die Berührung zwischen den Stellen 2 und 3 schlecht ist, sind diese Zeitpunkte nicht zu erkennen. Beim Schließen des Ventils bleibt ϑ_2 zunächst konstant, während ϑ_3 sogar noch abfällt. Erst beim Einsetzen des hohen Zylinderdruckes erfolgt das Abfallen von ϑ_2 bezw. das Ansteigen von ϑ_3. Die stationäre wie auch die minimale Temperaturdifferenz ist hier viel größer als bei guter Berührung (Abb. 10).

Im Laufe der Versuche traten die beiden geschilderten Fälle abwechslungsweise auf. Es war nicht eine Entwicklung in einer Richtung festzustellen. Die „schlechte" Berührung hat wahrscheinlich ihre Ursache darin, daß der Ventilteller sich etwas verzieht, oder daß Rußteilchen und dergl. zwischen Ventil und Zylinderkopf eingeklemmt werden, wodurch eine direkte metallische Berührung verhindert wird.

IV. Ventiltemperaturmessungen an einem langsamlaufenden Dieselmotor

1. Maschinenanlage und Meßeinrichtungen

Die zweite Reihe von Ventiltemperaturmessungen wurde an einem Dreizylinder-Versuchsdieselmotor der S. L. M. Winterthur durchgeführt. Der Motor arbeitet normalerweise mit Aufladung nach dem Büchi-Verfahren. Es wurden aber auch Versuche am unaufgeladenen Motor gemacht. Zu diesem Zwecke wurde die Aufladegruppe (Turbine und Gebläse) abmontiert und die Steuernocken für die Ventile ausgewechselt, um die große Überdeckung der Öffnungszeiten von Auspuff- und Einlaßventil auszuschalten, welche bei Betrieb mit Büchi-Aufladung zur Durchspülung des Verbrennungsraumes dient.

Die Motordaten sind:

Bohrung	390 mm
Hub	520 mm
Schubstangenlänge	1250 mm
Leistung mit Aufladung	450 PS
ohne Aufladung	350 PS bei
Normaldrehzahl	300 t/min

Der Motor arbeitet mit direkter Brennstoffeinspritzung. Die Ventile werden über Stoßstangen und Kipphebel betätigt.

Die Ventilzeiten sind:

	mit Aufladung	ohne Aufladung
Auspuff öffnet	44° vor U. T. P.	62° vor U. T. P.
Auspuff schließt	51° nach O. T. P.	35° nach O. T. P.
Einlaß öffnet	67° vor O. T. P.	25° vor O. T. P.
Einlaß schließt	28° nach U. T. P.	50° nach U. T. P.

Abb. 12 zeigt die allgemeinen Betriebsdaten des Motors für Betrieb mit Aufladung.

Die Temperatur der Abgase ist unmittelbar vor der Turbine etwas höher als direkt nach dem Auspuffventil, da die kinetische Energie der ausströmenden Gase durch die Stauwirkung der Turbine zum Teil in Wärme umgewandelt wird. Die in Abb. 12 eingetragenen Abgastemperaturen sind in der Zuleitung zur Turbine bezw. im Auspuffrohr, welche beide wärmeisoliert sind, gemessen. Mit einem Thermoelement mit Strahlungsschutz wurde an der gleichen Stelle vor der Turbine bei Vollast eine um ca. 30° C höhere Temperatur gemessen.

Aus dem stationären Druck nach dem Auflade-Gebläse bezw. vor der Abgasturbine kann nicht ohne weiteres auf die Güte der Spülung geschlossen werden, da auch die an diesen Stellen auftretenden periodischen Druck-

schwankungen einen starken Einfluß haben. Jedoch ist sicher, daß mit steigender Belastung die Spülluftmenge zunimmt.

Die Wärmebilanz des Motors bei Aufladebetrieb ist in Abb. 13 dargestellt. Der beste Brennstoffverbrauch wird bei ca. $^3/_4$-Last erreicht. Mit steigender Leistung sinkt der Prozentsatz der mit dem Kühlwasser abge-

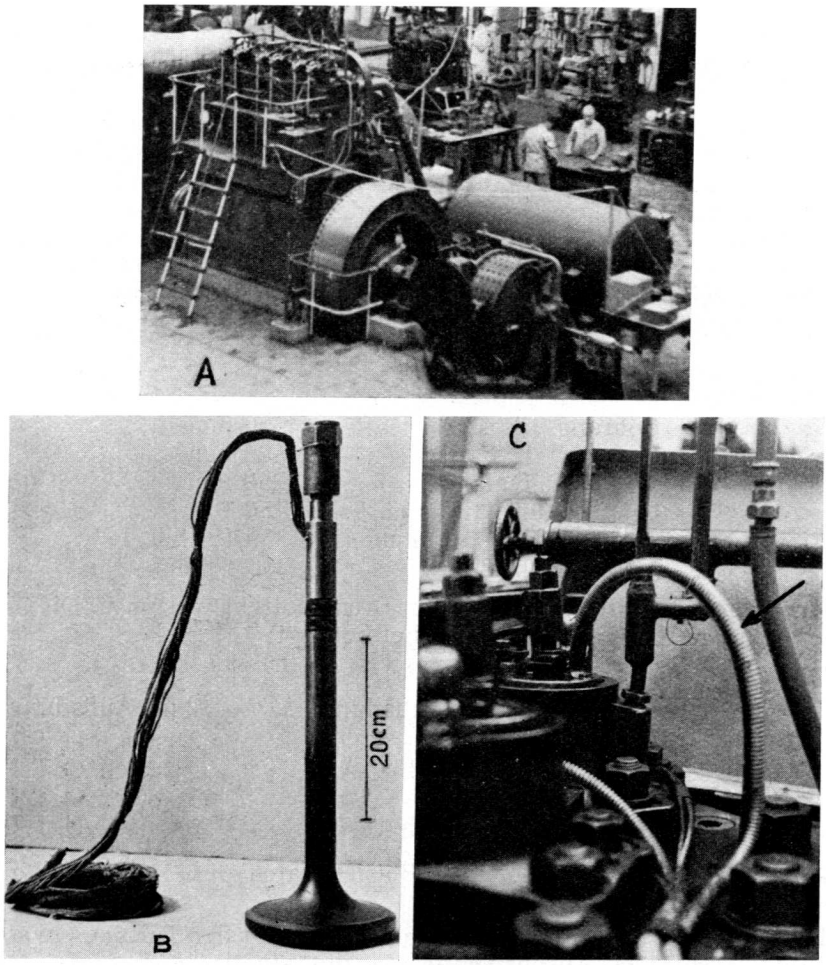


Abb. 11. Versuchsdieselmotor der S. L. M. Winterthur. A. Maschinenanlage. B. Auspuffventil mit Thermodrähten. C. Abnahme der Thermodrähte vom Auspuffventilteller.

führten Wärmemenge, während derjenige der im Abgas weggeführten Wärme zunimmt.

Bei der Mehrzahl der Versuche besitzt das Einlaßventil einen Wirbelschirm (Tafel). Dieser wurde eingebaut, um die Temperaturschwingungen in den gasberührten Punkten gleichmäßiger zu machen. Die mittlere Schwankung (Verhältnis des Mittelwertes der absoluten Abweichungen der einzelnen

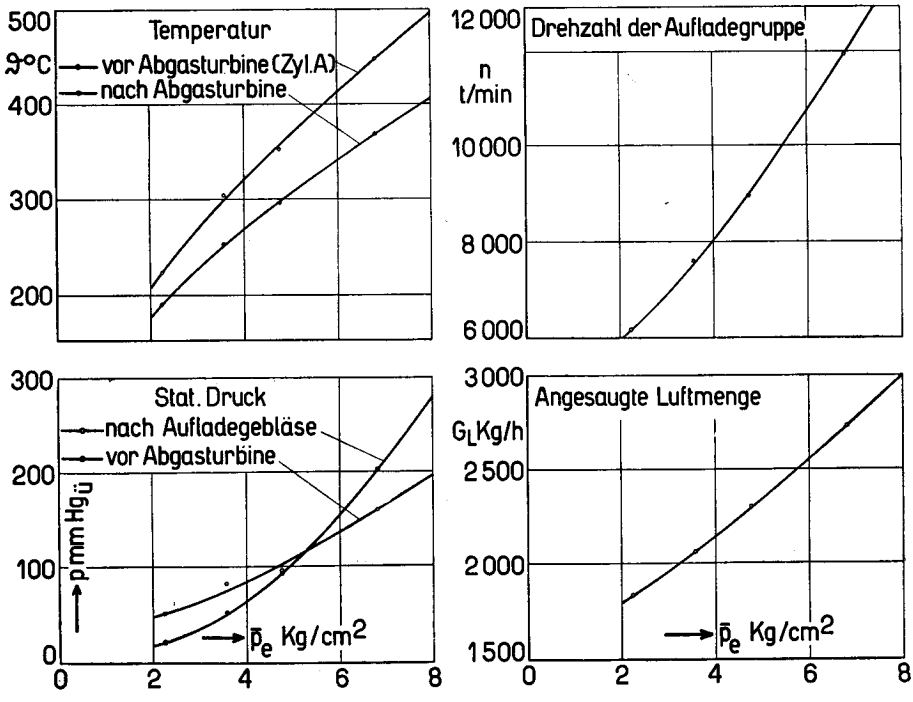


Abb. 12. Allgemeine Versuchsresultate des Motors bei Aufladebetrieb unter verschiedener Belastung und konstanter Drehzahl von n = 300 t/min.

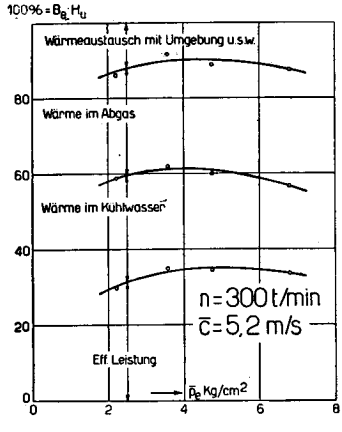


Abb. 13. Wärmebilanz des Motors bei Aufladebetrieb.

Amplituden vom Mittelwert aller Amplituden zu diesem Mittelwert) betrug bei Teillast bis zu 15 %. Durch Einbau des Wirbelschirms am Einlaßventil konnte dieser Wert auf durchschnittlich 5 % reduziert werden, was wahrscheinlich auf der gleichmäßigen Verteilung des Brennstoffes infolge der im Zylinder hervorgerufenen Luftbewegung beruht.

Die Temperatur- und genauen Druckmessungen wurden an dem an der Schwungradseite gelegenen Zylinder A durchgeführt. Bei Betrieb ohne Aufladung ist nur dieser eine Zylinder in Betrieb, wobei die beiden anderen bei ausgeschalteten Brennstoffpumpen mitgeschleppt werden, während bei Betrieb mit Büchi-Aufladung alle Zylinder arbeiten müssen, um die Aufladegruppe auf die richtige Drehzahl zu bringen.

Die effektive Leistung wurde mit Junkers-Wasserwirbelbremse gemessen. Indiziert wurde mit einem Maihak-Stabfederindikator und außerdem beim Zylinder A mit einem Zeiss-Piezoquarz-Druckindikator, der über einen im Maschinenlaboratorium der E. T. H. gebauten Verstärker auf eine Siemens-Oscillographenschleife arbeitet. Diese Schleife ist eine Sonderkonstruktion mit 1 mA maximalem Strom. Druck- und Temperaturschwankungen konnten auf den gleichen Diagrammstreifen aufgezeichnet werden.

Die verbrauchte Brennstoffmenge konnte bei Betrieb mit Aufladung nur als Gesamtmenge für die drei Zylinder gemessen werden, weil das getrennte Messen für den Zylinder A umständliche Abänderungen der Brennstoffpumpen erfordert hätte.

Ebenso wurde bei aufgeladenem Motor die gesamte vom Aufladegebläse angesaugte Luftmenge mittels Meßblende in einer dem Gebläse vorgeschalteten Rohrleitung gemessen, wobei der Druckverlust maximal 150 mm Wassersäule beträgt. Bei Betrieb ohne Aufladung wurde nur die vom untersuchten Zylinder angesaugte Luftmenge gemessen. Zur Fernhaltung der durch das stoßweise Ansaugen des Motors verursachten Druckschwankungen von der Meßblende ist folgende Anordnung getroffen: Ein Ventilator, in dessen Ansaugleitung die Blende eingebaut ist, fördert Luft in einen Behälter, aus dem der Zylinder ansaugt, wobei das Volumen dieses Behälters ca. das 70fache des Hubvolumens des Zylinders ist. Der durch den Ventilator erzeugte Überdruck wird durch Drosseln zwischen diesem und dem genannten Behälter wieder vernichtet. Der Ansaugedruck weicht um höchstens 100 mm H_2O vom Atmosphärendruck ab. Die Druckstöße konnten so im Bereich der Meßblende bedeutend gemildert, wenn auch nicht ganz ausgeschaltet werden.

Die Kühlwassermenge wurde als Gesamtmenge für Zylindermantel und -deckel für jeden Zylinder getrennt gemessen. Außerdem wurde die Wassermenge zur Kühlung des Auspuffventilschaftes für sich gemessen.

2. Verteilung der Temperaturmeßstellen

Zur Messung der Ventiltemperaturen sind 17 Thermoelemente eingebaut (Tafel) *, wovon 6 im Auspuffventil ($T_1 \div T_3$, S_1, S_2 und K), 6 im Sitzring ($R_1 \div R_6$), 4 in der Ventilführung ($F_1 \div F_4$) und eines im Einlaßventil (T_E). Die Ventile sind gegen Verdrehen gesichert. Das Auspuffventil kann in drei um 120 Grad zueinander verdrehten Stellung I ÷ III (siehe Tafel) fixiert werden, um das Verhalten der Temperaturen über dem Umfang des Ventils untersuchen zu können. Hierbei decken sich die Meßstellen S_1 und S_2 im Ventilsitz immer mit je zwei der Meßstellen $R_1 \div R_3$ im Sitzring.

*) Siehe Tafel am Schluß vorliegender Arbeit.

Die Thermodrähte sind nach dem Austritt aus dem Ventilschaft bezw. aus den Bohrungen im Ventilkorb in biegsamem Metallschlauch verlegt und zu einem gemeinsamen Steckerbrett geführt, von wo aus sie über die auf 0° C gehaltene kalte Lötstelle auf die Kompensationseinrichtung bezw. auf Verstärker und Oscillograph geschaltet werden. Zur Abnahme vom bewegten Ventil ist der die Thermodrähte enthaltende Metallschlauch auf einem Stahlband befestigt, das unter Führung in einem Halbkreis mit dem einen Ende am Ventilfederteller und mit dem anderen Ende am Zylinderdeckel angebracht ist (Abb. 11 C und Tafel). Diese Einrichtung hat nie zu Störungen Anlaß gegeben.

Die Anzahl der Meßstellen im Auspuffventil ist auf sechs (12 Drähte) beschränkt, da die Bohrung im Ventilschaft, durch welche die Drähte geführt werden müssen, nicht beliebig groß gemacht werden kann. Um noch mehr Thermoelemente einbauen zu können, wurde bei einem zweiten Auspuffventil an den Meßstellen lediglich ein Konstantandraht eingenietet. Ein weiterer Konstantandraht war am oberen Ende des Ventilschaftes eingenietet, wo die Betriebstemperatur ca. 30° C ist. Dieser Punkt stellt die kalte Lötstelle von Thermoelementen dar, deren warme Lötstellen die verschiedenen Meßstellen sind, wobei das Material des Ventils neben dem Konstantan den zweiten Schenkel des Thermoelementes bildet. Man mißt also die Temperaturdifferenz zwischen den einzelnen Meßstellen und der „kalten Lötstelle". Das Anbringen eines Chromnickeldrahtes an dieser Stelle gestattet, die genaue Temperatur zu messen. Die so entstandenen Stahl-Konstantan-Thermoelemente sind mit Hilfe eines Chromnickel-Konstantan-Elementes geeicht worden. Durch die beschriebene Anordnung war es möglich, elf Meßstellen in das Auspuffventil einzubauen.

Die stationären Temperaturen konnten gut mit diesen einpoligen Thermoelementen gemessen werden, dagegen waren keine brauchbaren Diagramme für die Temperaturschwankungen zu erhalten. Im Moment des Öffnens des Ventils zeigten alle Meßstellen ein Hinaufspringen der Temperatur um 2 bis 6° C je nach Belastung des Motors und ein plötzliches Abfallen der Temperatur um den gleichen Betrag beim Schließen des Ventils. Die Temperaturkurve verlief also, währenddem das Ventil offen war, um 2 bis 6° C zu hoch. Da die höchsten vorkommenden Schwankungen ca. 27° C sind, kann diese Verzerrung nicht in Kauf genommen werden. Wahrscheinlich beruht diese Erscheinung darauf, daß durch die Kombination des Materials von Ventil, Sitzring, Ventilkorb und Ventilführung ein „Thermoelement" entsteht, dessen „warme Lötstelle" durch die Berührungsfläche des Ventils mit dem Sitzring gebildet wird, während die Berührungsfläche zwischen Ventilspindel und Führung die „kalte Lötstelle" darstellt. Die entstehende Thermospannung wirkt derjenigen der Meßstellen entgegen. Durch das Öffnen des Ventils wird diese Gegenspannung abgeschaltet.

Um einwandfreie Temperaturdiagramme zu erhalten, müssen zweipolige Thermoelemente eingebaut werden, bei denen an jeder Meßstelle ein Chromnickel- und ein Konstantandraht eingenietet sind.

Die Meßstellen $Sp_1 \div Sp_4$ in der Ventilspindel sind nur in dem Ventil mit den einpoligen Thermoelementen vorhanden. Durch Interpolation auf gleiche Leistung und Drehzahl wurden aus den mit diesem Ventil ausge-

führten Versuchen die den übrigen Meßstellen zugehörigen Temperaturen dieser Punkte $Sp_1 \div Sp_4$ ermittelt (Abb. 16).

3. Die stationären Ventiltemperaturen

In Abb. 14÷17 sind die unter verschiedenen Betriebsbedingungen gemessenen Ventiltemperaturen zusammengestellt. Das Einlaßventil besitzt einen Wirbelschirm. Ganz allgemein hat sich gezeigt, daß bei den ausgeführten Veränderungen der Einfluß der Drehzahl auf die Auspuffventiltemperatur nicht groß ist (Abb. 14). Bei Vollast sinkt die Temperatur an der Stelle T_1 für eine Erniedrigung der Drehzahl von 300 t/min auf 200 t/min nur um ca. 30° C.

a) Einfluß der Büchi-Aufladung.

Abb. 15 zeigt den Verlauf der Temperaturen des Auspuffventils (Meßstelle T_1), des Einlaßventils (Meßstelle T_E) und die mit einem Thermometer gemessene Temperatur der Abgase beim Austritt aus dem Zylinderdeckel. Das Einlaßventil ist bei Vollast ($p_i = 9$ kg/cm² für Betrieb mit Aufladung, $p_i = 7$ kg/cm² für Betrieb ohne Aufladung) ca. 220° C kälter als das Auspuffventil. Die Temperaturdifferenz zwischen der wärmsten und der kältesten Stelle des Auspuffventils (Meßstellen T_1 und A_2 event. A_1) beträgt bei Vollast sowohl bei Betrieb mit als auch ohne Aufladung 150 bis 160° C (vergl. Abb. 16 und 17). Sie ist also trotz der größeren Abmessungen erheblich niedriger als beim Auspuffventil des untersuchten Saurer-Versuchsdieselmotors, wo sie 290° C erreicht. In der Hohlkehle (Meßstelle K) ist die Temperatur in allen Fällen 90÷120° C höher als die Abgastemperatur, sodaß hier das Ventil Wärme an die Auspuffgase abgibt (siehe später). Durch die Anwendung der Büchi-Aufladung werden die Temperaturen im Motor bedeutend herabgesetzt. Bei gleicher Drehzahl und gleichem indiziertem Mitteldruck von 7 kg/cm² (Vollast bei unaufgeladenem Motor) hat das Auspuffventil an der Stelle T_1 bei Betrieb mit Aufladung eine um 140° C niedrigere Temperatur als bei unaufgeladenem Motor. Beim Einlaßventil ist die entsprechende Temperatursenkung 100° C. Dies ist zu einem Teil darauf zurückzuführen, daß bei Aufladung das vom Zylinder geschöpfte Luftgewicht größer ist, wodurch sich bei gleicher Belastung ein größerer Verbrennungsluftüberschuß ergibt. Außerdem findet bei der großen Überdeckung der Öffnungszeiten von Auspuff- und Einlaßventil in der Gegend des oberen Totpunktes ein Durchspülen des Verbrennungsraumes mit kalter Luft statt. Bei Vollast ist die Spülluftmenge ca. 27 % der gesamten vom Gebläse geförderten Luftmenge.

Die Anwendung der Büchi-Aufladung ermöglicht hier bei gleichen Ventiltemperaturen eine um 28 % größere effektive Leistung.

b) Einfluß der Ventilsitzbreite.

Durch Abdrehen wurde die Ventilsitzbreite beim Auspuffventil von 7 mm auf 4 mm reduziert (siehe Tafel) und die Temperaturen unter den gleichen Bedingungen wie beim breiten Ventilsitz gemessen. In Abb. 16 sind die Versuchsergebnisse eingezeichnet. Die Auspuffventiltemperaturen werden durch

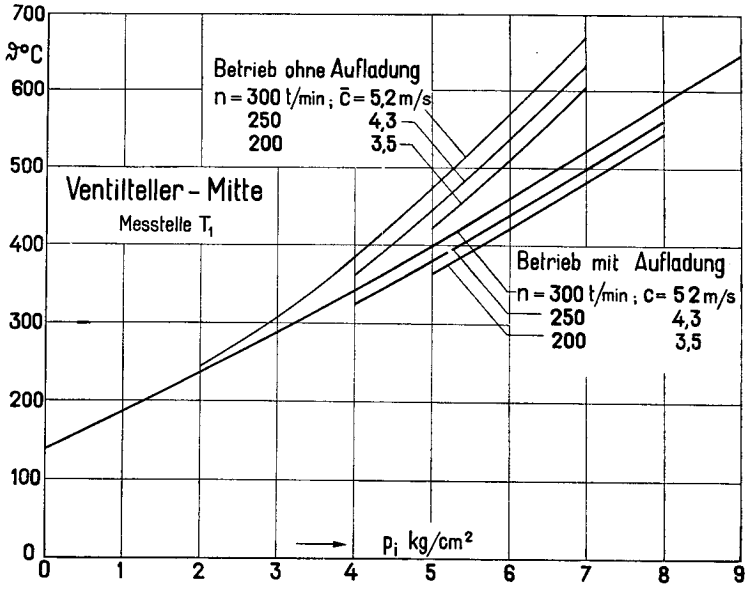


Abb. 14. Auspuffventiltemperaturen in Abhängigkeit von Belastung und Drehzahl bei Betrieb mit und ohne Aufladung.

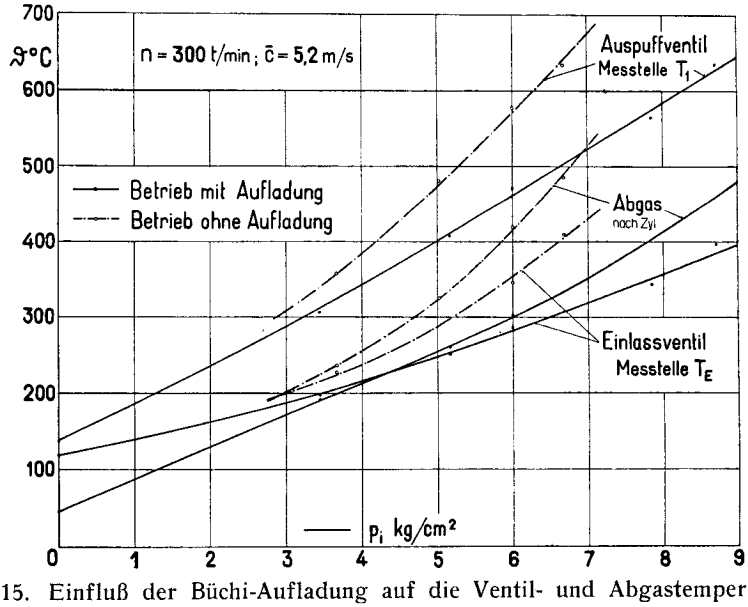


Abb. 15. Einfluß der Büchi-Aufladung auf die Ventil- und Abgastemperaturen.

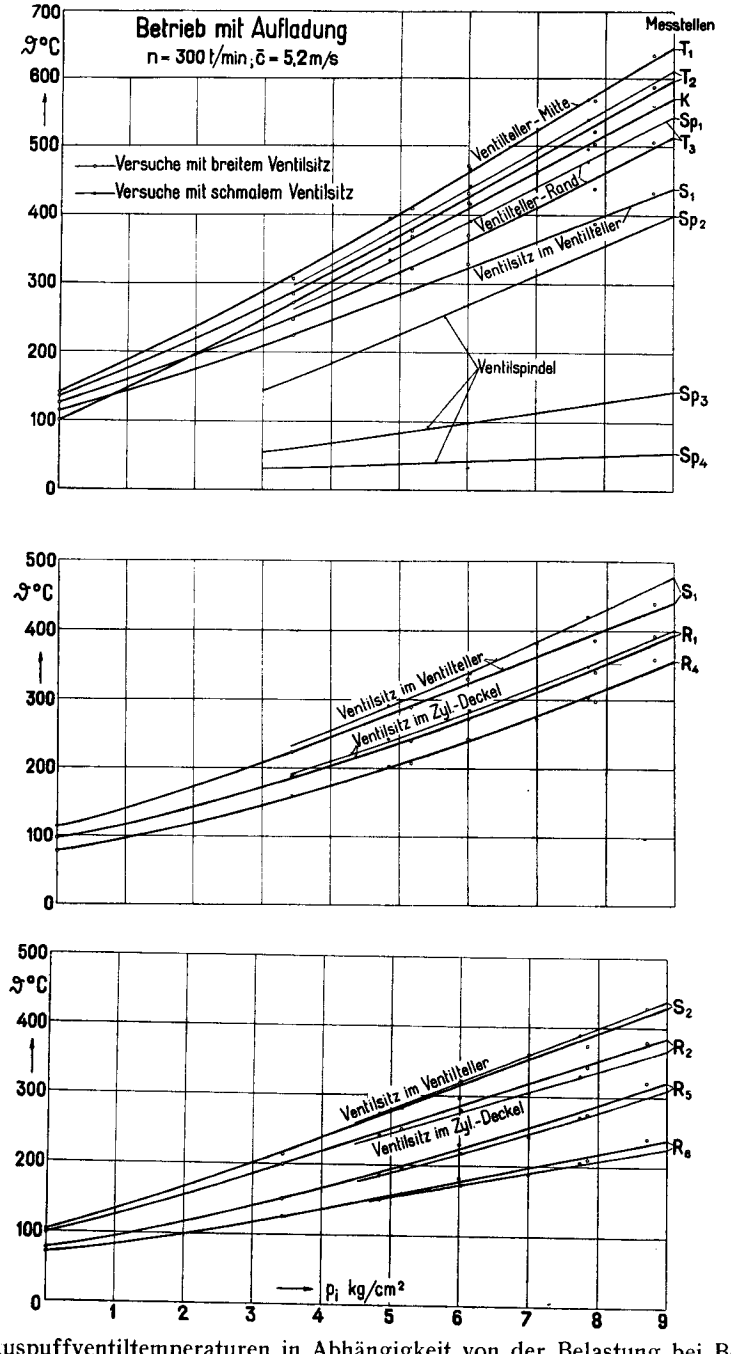


Abb. 16. Auspuffventiltemperaturen in Abhängigkeit von der Belastung bei Betrieb mit Aufladung. Vergleich bei schmalem und breitem Ventilsitz.

Bei Figuren 16 und 17 Auspuffventil in Stellung I

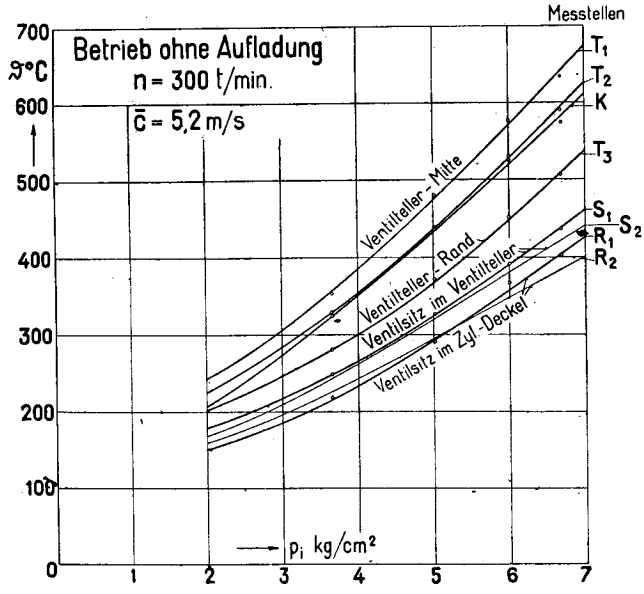


Abb. 17. Auspuffventiltemperaturen in Abhängigkeit von der Belastung bei Betrieb ohne Aufladung.

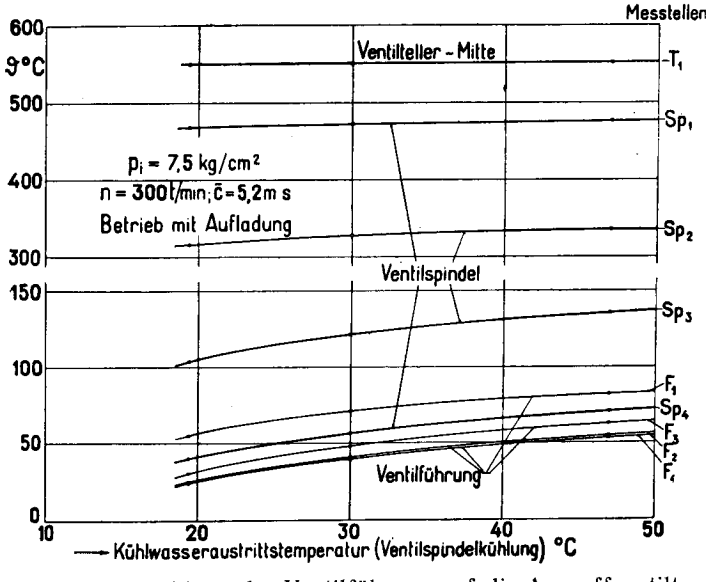


Abb. 18. Einfluß der Kühlung der Ventilführung auf die Auspuffventiltemperaturen.

die Reduktion der Ventilsitzbreite nicht wesentlich verändert. In der Mitte des Ventiltellers (Meßstelle T_1) bleibt die Temperatur die gleiche, ebenso in der Hohlkehle (Meßstelle K). Gegen den Rand des Ventiltellers tritt eine Temperaturerhöhung ein. Bei Vollast ist diese für den Punkt S_1 ca. 40° C, wobei im Gegenpunkt R_1 die Temperatur um 10° C steigt. Die stationäre Temperaturdifferenz zwischen S_1 und R_1 erhöht sich um 30° C. Im Punkt S_2 tritt eine Temperaturerhöhung um 12° C ein, während im Gegenpunkt R_2 die Temperatur um 15° C sinkt. Die stationäre Temperaturdifferenz steigt um 27° C auf 67° C. In den Punkten T_2 und T_3 wird das Ventil bei Vollast um 16 bezw. 30° C wärmer.

c) Einfluß der Kühlung.

Der Einfluß der Kühlung auf die Auspuffventiltemperaturen wurde getrennt für die Zylindermantel- und -deckelkühlung und die Ventilspindelkühlung untersucht.

Die Kühlwassertemperaturen bei Zylindermantel und -deckel wirken sich praktisch nicht auf die Ventiltemperaturen aus. Unter sonst gleichen Verhältnissen, insbesondere unter Konstanthaltung der Kühlwasseraustrittstemperatur bei der Ventilspindelkühlung auf 20° C, wurde durch Variieren der Wassermenge die Austrittstemperatur von 65° C auf 39° C gesenkt (Eintrittstemperatur 10° C). Hierbei fiel die Temperatur im Punkt T_1 um 2° C von 564° C auf 562° C, im Punkt S_2 um 4,5° C von 367,5° C auf 363° C, während im Punkt R_2 eine Temperatursenkung um 8,5° C von 350° C auf 341,5° C eintrat. Um ein ins Gewicht fallendes Absinken der Ventiltemperaturen zu erreichen, muß man das Kühlwasser möglichst nahe an den Ventilsitz heranführen und durch Maßnahmen zur Erhöhung der Wassergeschwindigkeit die Wärmeübergangszahl steigern. Für den untersuchten Motor ist dies allerdings nicht notwendig, da die auftretenden Auspuffventiltemperaturen nicht unzulässig hoch werden.

Die Ventilspindelkühlung beeinflußt die Ventiltemperaturen praktisch nur im Bereich der Ventilführung. In Abb. 18 sind die Ventiltemperaturen in Abhängigkeit von der Kühlwasseraustrittstemperatur gezeigt. Die Austrittstemperatur bei Zylindermantel und -deckel ist hierbei konstant auf 50° C gehalten. Ein merkbarer Einfluß ist nur bei den Punkten Sp_3 und Sp_4 festzustellen, während die Temperatur des Ventiltellers (Meßstelle T_1) unverändert bleibt. Die Kühlung dient also nur dazu, ein gutes Laufen der Ventilspindel in der Führung zu gewährleisten.

d) Einfluß eines Wirbelschirms am Einlaßventil.

Das Einlaßventil besitzt bei den Hauptversuchen einen Wirbelschirm (Tafel). Um den Einfluß der Anordnung bezw. des Vorhandenseins dieses Wirbelschirmes kennen zu lernen, wurden Versuche ausgeführt, bei denen unter sonst gleichen Verhältnissen der Wirbelschirm durch Drehen des Einlaßventils in vier charakteristische Stellungen gebracht wurde. Außerdem wurden Versuche mit einem Einlaßventil ohne Wirbelschirm gemacht. Die Resultate sind in Abb. 19 und 20 zusammengestellt.

Die Temperaturen in Abb. 19 sind auf gleichen Luftüberschuß umgerechnet. Die vom Motor angesaugte Luftmenge variiert bei den verschie-

denen Stellungen des Wirbelschirm um 3÷4 %. Bei Betrieb ohne Wirbelschirm ist sie bei einer Drehzahl von 300 t/min ca. 12 % größer als im Normalbetrieb (Stellung I des Wirbelschirms). Daher erhält man für gleiche indizierte Leistung verschiedene Luftüberschußzahlen und damit andere Gastemperaturen. Der Vergleich bei gleichem Luftüberschuß, wie er in Abb. 19 und 20 durchgeführt ist, gilt also für gleichen Gastemperaturverlauf während der Verbrennung.

Drehzahl n = 300 t/min Betrieb ohne Aufladung Luftüberschußzahl = 1,98

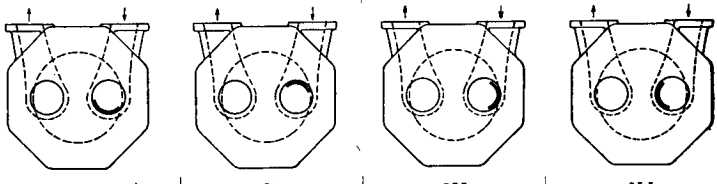
Stellung des Wirbelschirmes	Drehbewegung der Luft mit		ohne	
				
	I (Normal)	II	III	IV
Ventilteller Mitte T_1	546	556	567	594
Ventilteller $T_{2\,III}$	588	569	535	560
Ventilteller Rand $T_{3\,III}$	538	522	485	507
Hohlkehle K_{III}	517	525	496	514
Ventilsitz im Ventilteller $S_{1\,III}$	475	468	453	486
Ventilsitz im Ventilteller $S_{2\,III}$	358	489	439	467
Ventilsitz im Zylinderdeckel R_1	338	343	380	393
Einlaßventilteller Mitte T_E	329	329	365	372

Abb. 19. Einfluß des Wirbelschirmes am Einlaßventil auf die Ventiltemperatur.

Bei den Stellungen I und II des Wirbelschirms wird eine Drehbewegung im Zylinder erzeugt, indem die einströmende Luft eine tangentiale Geschwindigkeitskomponente erhält. Bei Stellung III wird die Luft gegen das Auspuffventil hingeleitet, während bei Stellung IV der Luftstrom gegen die Zylinderwand gerichtet ist.

Die Temperaturen des Auspuffventils werden durch diese verschiedenartigen Luftströmungen merklich beeinflußt. In der Mitte des Auspuffventils (Meßstelle T_1) ist die Temperatur am höchsten für Stellung IV des Wirbelschirms. Durch die Drehbewegung im Zylinder wird die Temperatur erniedrigt. Auf der dem Einlaßventil zugekehrten Seite (Meßstellen $T_{2\,III}$, $T_{3\,III}$,

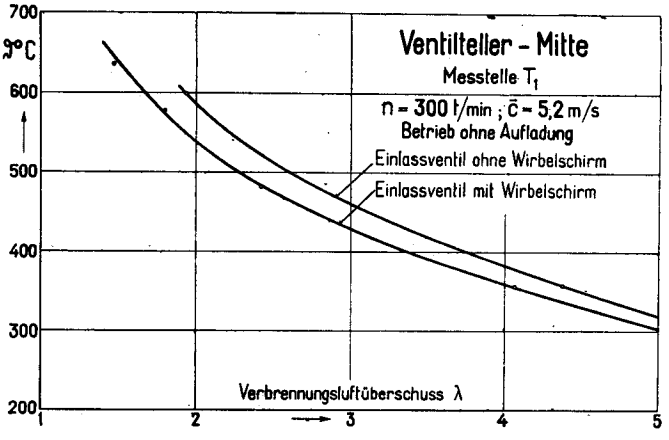


Abb. 20. Einfluß des Wirbelschirmes am Einlaßventil auf die Auspuffventiltemperatur.

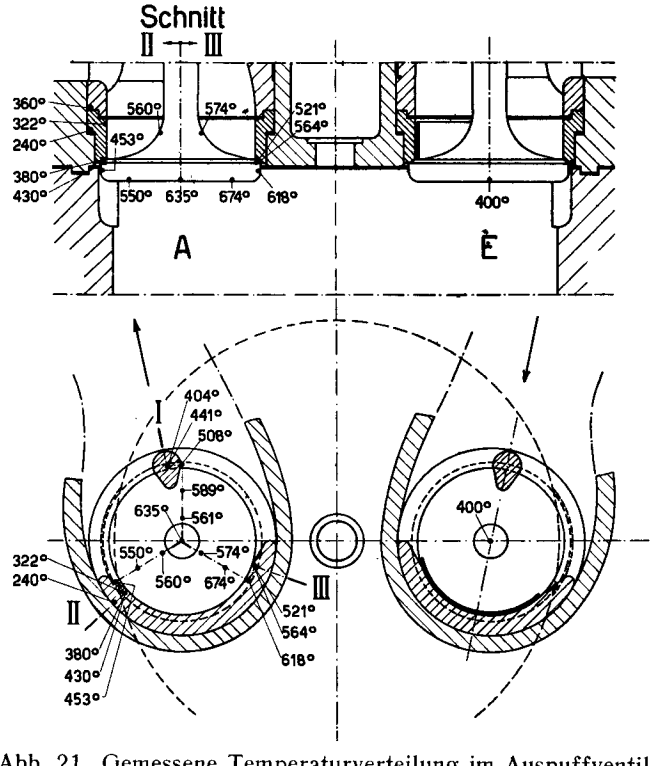


Abb. 21. Gemessene Temperaturverteilung im Auspuffventil
n = 300 t/min p_i = 8,7 kg/cm²
Betrieb mit Aufladung und Wirbelschirm.

K_{III}, $S_{1\,III}$) wird das Auspuffventil bei Stellung III des Wirbelschirmes besonders gut gekühlt. Bei Normalbetrieb (Stellung I des Wirbelschirms) ist diese Seite am heißesten. Im Punkt $S_{2\,III}$ im Ventilsitz des Ventiltellers und im Gegenpunkt R_1 im Sitzring wird die Temperatur beim Einleiten einer Drehbewegung im Zylinder (Stellung I und II) ganz erheblich herabgesetzt.

Das Einlaßventil selbst ist ebenfalls beim tangentialen Einströmen der Luft am kältesten.

Bei Betrieb ohne Wirbelschirm ist das Auspuffventil bei gleichem Verbrennungsluftüberschuß etwas wärmer als bei Betrieb mit einem Wirbelschirm in der Normalstellung I (Abb. 20). Dies läßt darauf schließen, daß die Wärmeübergangszahlen zwischen den Verbrennungsgasen und den Ventilen bei Betrieb ohne Wirbelschirm größer sind. (Siehe auch das Kapitel über Temperaturschwingungen.)

4. Der stationäre Wärmefluß im Auspuffventil

Für ein stationäres Feld ohne Wärmequellen gilt die Wärmeleitungsgleichung:

$$\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} = 0$$

Für rotationssymmetrische Körper ergibt sich:

$$\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial \vartheta}{\partial r} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} = 0$$

An Stelle der Randbedingungen kennt man die gemessenen Temperaturen. Durch Einführen der Koordinaten a und b längs den Temperatur- und Wärmeflußlinien läßt sich die Wärmeleitgleichung in die Form:

$$\frac{\partial n}{\partial a} = r\frac{\partial \vartheta}{\partial b}; \qquad dq = 2\pi\lambda dn;$$

bringen. Man entwirft ein Feld, das sich den gemessenen Temperaturen möglichst anpaßt. Ist q die in einem Kanal strömende Wärmemenge, so ist die zu der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ gehörende Strecke längs den Flußlinien

$$\Delta b = \frac{\lambda \cdot \Delta\vartheta \cdot 2\pi \cdot r \cdot \Delta a}{q}$$

Dabei ist Δa die mittlere Breite des Kanals über der Strecke Δb. Hieraus wird:

$$\Delta b = \text{konst} \cdot \frac{\Delta a \cdot r}{q};$$

Mit dieser Beziehung werden die entworfenen Felder korrigiert und ergänzt. Außerdem können die Wärmemengen berechnet werden. Die Wärmeleitzahl ist für den Ventilstahl mit $\lambda = 40$ kcal/mh ^{0} C eingesetzt.

Ein absolut genaues Konstruieren der Temperaturfelder ist nicht möglich, da die Temperatur über dem Umfang des Ventils variiert (Abb. 21). Auf der dem Einspritzventil zugekehrten Seite ist der Ventilteller am wärm-

sten (Meßstelle $T_{3\,III}$), während er an der Stelle, an welcher er in die sichelförmige Aussparung im Zylindereinsatz hineinragt, am kältesten ist (Meßstelle $T_{3\,II}$). Für die Temperaturfelder müssen die Temperaturmittelwerte über dem Umfang des Ventils für die einzelnen Meßstellen verwendet werden. Dabei ist die Temperatur nur an drei Stellen des Umfanges bekannt. (Messen

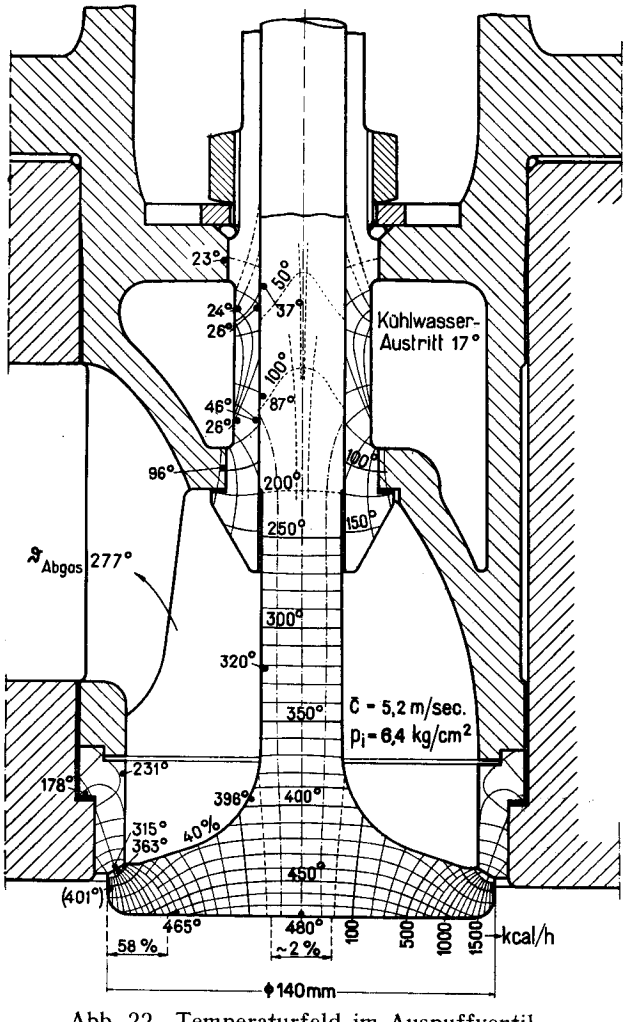


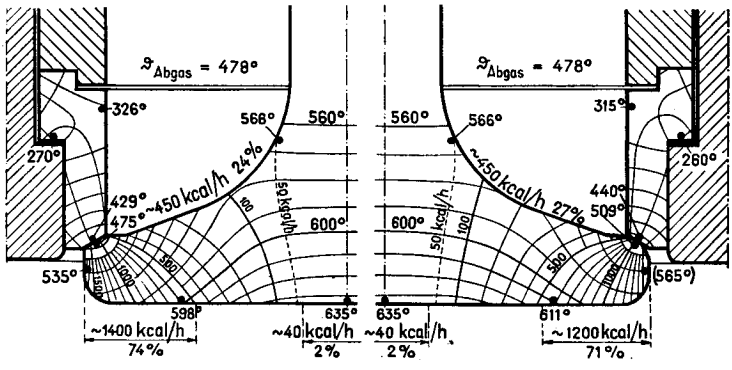
Abb. 22. Temperaturfeld im Auspuffventil.
n = 300 t/min p_i = 6,4 kg/cm²
Betrieb mit Aufladung ohne Wirbelschirm am Einlaßventil.

bei den drei Stellungen I÷III des Auspuffventils. Siehe Tafel.) Es besteht bei der Mittelwertbildung daher eine gewisse Unsicherheit. Die Messung der Temperaturverteilung über dem Umfang ist nur für einen Versuch ausgeführt worden. Für die anderen Versuche werden die Mittelwerte folgendermaßen bestimmt: Das Verhältnis der in der Stellung I des Auspuffventils gemessenen Temperaturdifferenzen zwischen den einzelnen Meßstellen zum

Mittelwert dieser Differenzen über dem Umfang ist für alle Versuche konstant angenommen worden.

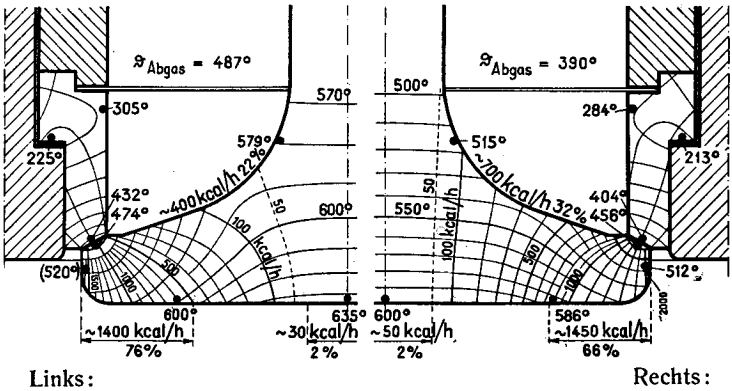
Bei den Versuchen, wo das Einlaßventil keinen Wirbelschirm besitzt, sind die in der Meridianebene I gemessenen Temperaturen direkt zur Kon-

$p_i = 8{,}7$ kg/cm²
Betrieb mit Aufladung und Wirbelschirm am Einlaßventil.



Links: Breiter Ventilsitz Rechts: Schmaler Ventilsitz

Betrieb ohne Aufladung.



Links:
$p_i = 6{,}7$ kg/cm²
Einlaßventil mit Wirbelschirm

Rechts:
$p_i = 6{,}6$ kg/cm²
Einlaßventil ohne Wirbelschirm

Abb. 23. Einfluß von Aufladung, Ventilsitzbreite und Wirbelschirm auf das Temperaturfeld im Auspuffventil.
Drehzahl n = 300 t/min

struktion der Temperaturfelder verwendet worden, da hier die Temperaturen über dem Umfang annähernd konstant sind.

In Abb. 22 und 23 sind die Temperaturfelder für einige charakteristische Fälle gezeigt. Als wichtigstes Resultat ergibt sich Folgendes: $\frac{2}{3}$ bis $\frac{3}{4}$ der vom Ventil aus den Verbrennungsgasen aufgenommenen Wärmemenge wird

durch den Ventilsitz abgeführt. An der Oberseite des Ventiltellers und in der Hohlkehle gibt das Ventil $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$ dieser Wärme an die Auspuffgase ab, während durch den Ventilschaft nur ein ganz geringer Bruchteil der aufgenommenen Wärme weggeführt wird. Ein Beheizen des Ventils in der Hohlkehle durch die Auspuffgase tritt nicht ein. Deshalb ist es auch nicht notwendig, die Wärmeableitung durch den Ventilschaft durch Anordnung eines z. B. mit Natrium gefüllten Hohlraumes zu verbessern. Für die zum Ventilsitz fließende Wärme muß ein genügend großer Querschnitt vorhanden sein, um hohe Temperaturdifferenzen zwischen der Mitte des Ventiltellers und dem Ventilsitz und damit große Spannungen zu vermeiden.

In Abb. 23 sind oben zwei Temperaturfelder im Auspuffventil für Volllast bei Betrieb mit Aufladung dargestellt. Das Einlaßventil hat einen Wirbelschirm. Die Temperaturverteilung oben links gilt für die normale Ventilsitzbreite von 7 mm, während diejenige oben rechts zu der reduzierten Ventilsitzbreite von 4 mm gehört (siehe Tafel). Die vom Ventil aus den Verbrennungsgasen aufgenommene Wärmemenge ist rechts wegen der höheren Temperaturen am Rande des Ventiltellers ca. 12 % kleiner als links. Diese Wärme wird folgendermaßen abgeführt: Durch den breiten Ventilsitz gehen 74 %, durch den schmalen 71 % weg, d. h. pro Flächeneinheit wird durch den schmalen Ventilsitz die 1,5 fache Wärmemenge abgegeben. An der Oberseite des Ventiltellers und in der Hohlkehle gibt das Ventil 24 % bezw. 27 % bei breitem bezw. schmalem Ventilsitz an die Auspuffgase ab. 2 % werden durch den Ventilschaft weggeführt.

Bei Betrieb ohne Aufladung ist diese Verteilung der Wärmemengen annähernd gleich (Abb. 23 unten links). An das Abgas, das hier um einige Grad wärmer ist, wird ungefähr die gleiche Wärmemenge abgegeben.

Die Wärmeabgabe an die Auspuffgase wird durch das Vorhandensein des Wirbelschirms verschlechtert. Bei Betrieb ohne Wirbelschirm werden bei unaufgeladenem Motor 32 %, bei aufgeladenem Motor sogar 40 % der vom Ventil aufgenommenen Wärmemenge an die Auspuffgase abgegeben (Abb. 23 unten rechts und Abb. 22).

Zu den in Abb. 23 oben links und unten links dargestellten Temperaturfeldern für Vollast können die entsprechenden für die Teillasten einfach gefunden werden. Es zeigt sich, daß das Verhältnis der Temperaturdifferenzen zwischen den einzelnen Meßstellen zueinander bei allen Lasten annähernd gleich ist, sodaß die Temperaturfelder für die Teillasten denjenigen für Volllast ähnlich sind. Die Temperatur- und Wärmeflußlinien bleiben die gleichen. Der Temperatursprung $\Delta\vartheta$ zwischen zwei Linien, der bei den gezeichneten Feldern 10° C beträgt, reduziert sich auf $k \cdot \Delta\vartheta$, ebenso die Wärmemengen q kcal/h auf $k\,q$ kcal/h. Die prozentuale Verteilung der abfließenden Wärmemenge bleibt bei allen Lasten die gleiche.

mit Aufladung		ohne Aufladung	
p_i kg/cm²	k	p_i kg/cm²	k
3,44	0,398	3,66	0,509
5,05	0,585	5,10	0,746
6,00	0,700	6,00	0,910
7,85	0,895	6,68	1
8,71	1		

Drehzahl n = 300 t/min.

Das Verhältnis der p_i-Werte bei den Teillasten zu demjenigen bei Volllast ist annähernd gleich groß wie der Faktor k, sodaß der Temperatursprung zwischen den einzelnen Linien bezw. die Wärmenmengen mit guter Annäherung linear mit dem indizierten Druck variieren.

5. Die Temperaturschwingungen und der zeitlich veränderliche Wärmefluß

a) Gasberührte Stellen.

An Abb. 24 sind die für die Meßstelle T_1 gemessenen Temperaturschwingungen für vier Belastungen bei gleicher Drehzahl gezeigt. Diese Diagramme enthalten auch den gleichzeitig mit dem Piezoquarz-Indikator aufgenommenen Druckverlauf im Zylinder.

In Abb. 25 sind die bei Vollast und Normaldrehzahl aufgenommenen Temperaturschwingungen zusammengestellt. Die Indices I÷III beziehen sich auf die drei Stellungen I÷III des Auspuffventils (siehe Tafel).

Bei den im Verbrennungsraum gelegenen Punkten T_1, T_2, T_3 und T_E zeigt sich das steile Ansteigen der Temperatur während der Verbrennung. Das nachherige Abfallen der Temperatur wird in den Punkten $T_1 \div T_3$ beim Beginn des Vorausströmens plötzlich verlangsamt. In den Punkten $T_{3\,\mathrm{I}}$, $T_{3\,\mathrm{II}}$ und $T_{3\,\mathrm{III}}$ am Rand des Ventiltellers und im Punkt $T_{2\,\mathrm{II}}$ des Ventiltellers tritt sogar ein nochmaliges Ansteigen der Temperatur ein. Diese Erscheinung ist zurückzuführen auf ein starkes Ansteigen der Wärmeübergangszahl beim Vorausströmen, welches in den Punkten T_3, wo das Gas mit der größten Geschwindigkeit vorbeiströmt, am stärksten ist. Das Diagramm für die Meßstelle $T_{3\,\mathrm{II}}$ ist besonders interessant. Der Ventilteller ragt an dieser Stelle in eine sichelförmige Aussparung des Zylindereinsatzes hinein, wobei ca. 1 mm Spiel zwischen Ventil und Zylinderrand vorhanden ist. Die Größe des Temperaturanstiegs während der Verbrennung ist hier nur ca. $^1/_{10}$ derjenigen in den Punkten $T_{3\,\mathrm{I}}$ und $T_{3\,\mathrm{III}}$, während das nochmalige Ansteigen der Temperatur beim Vorausströmen annähernd gleich groß ist. In dem schmalen Spalt zwischen Ventil und Zylinderwand scheint die Gastemperatur während der Verbrennung sehr viel weniger anzusteigen als im übrigen Verbrennungsraum. Außerdem ist dort auch die Wärmeübergangszahl viel kleiner. Bei Vollast ist der Temperaturanstieg während der Verbrennung für den Punkt $T_{3\,\mathrm{II}}$ sogar kleiner als für die übrigen Meßstellen im Verbrennungsraum bei Leerlauf.

Die Nähe der Zylinderwand wirkt sich schon im Punkt $T_{2\,\mathrm{II}}$ des Ventiltellers auf die Temperaturschwingung aus. Hier steigt nämlich die Temperatur während der Verbrennung ca. 30 % weniger als in den Punkten $T_{2\,\mathrm{I}}$ und $T_{2\,\mathrm{III}}$. Ob dies nur auf kleinere Wärmeübergangszahlen oder auch auf niedrigere Gastemperaturen zurückzuführen ist, kann nicht entschieden werden, da für die Gastemperatur nur der Mittelwert über den ganzen Zylinderraum bekannt ist.

Im Punkt T_E des Einlaßventils zeigt sich das verlangsamte Abfallen bezw. das nochmalige Ansteigen der Temperatur während des Vorausströmens nicht, da diese Stelle nicht im Strom der Auspuffgase liegt.

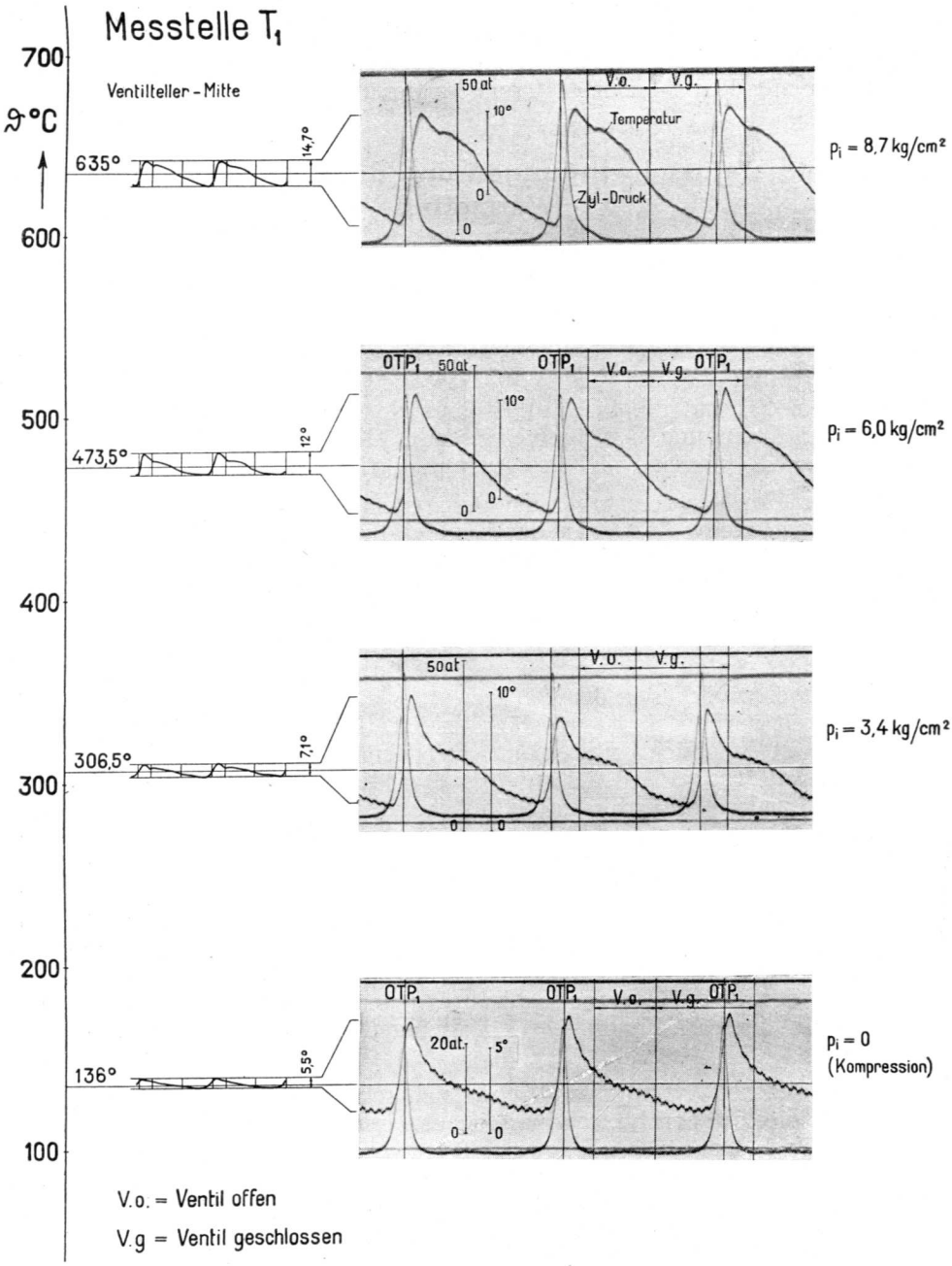


Abb. 24. Gemessene Temperaturschwingungen in der Mitte des Auspuffventiltellers bei verschiedenen Belastungen.
Drehzahl n = 300 t/min Betrieb mit Aufladung.

Die beschriebene Erscheinung während des Vorausströmens ist zum großen Teil auf die Wirkung des Wirbelschirms am Einlaßventil zurückzuführen. Bei Betrieb mit einem Einlaßventil ohne Wirbelschirm ist sie bei den Meßstellen T_1 und T_2 fast gar nicht und bei der Meßstelle T_3 in allen drei Stellungen I÷III des Auspuffventils nur in verringertem Maße festzustellen. Die durch den Wirbelschirm erzeugten Luftbewegungen wirken sich daher noch beim Ausströmen der Abgase aus. In Abb. 26 sind links für zwei Versuche mit und ohne Wirbelschirm am Einlaßventil bei annähernd gleichem Verbrennungsluftüberschuß die gemessenen Temperaturschwingungen für die Meßstelle T_1 aufgezeichnet. Neben dem geschilderten Unterschied besteht ein beträchtlicher Größenunterschied bei den Amplituden. Bei Verwendung eines Wirbelschirms sind die Amplituden bei gleichem Verbrennungsluftüberschuß ca. 25 % kleiner.

Die Auswertung der Temperaturdiagramme für die Meßstellen T_1 und T_E ist in Abb. 28 gezeigt. Aus den Temperaturschwingungen erhält man durch Umrechnung die zeitlich veränderlichen Wärmemengen. Die Nullinien dieser Wärmemengenkurven erhält man für die Meßstelle T_1 durch Hinzufügen der aus den konstruierten Temperaturfeldern gefundenen stationären Wärmemengen. Für die Meßstelle T_E wird folgendermaßen verfahren: Es wird nach *Emele* (3) eine scheinbare mittlere Gastemperatur $\vartheta_g^* = \frac{(\alpha_g \vartheta_g)_m}{\alpha_{gm}}$ geschätzt aus: $\frac{\vartheta_g^*}{\vartheta_{gm}} = 1{,}7$. Die stationäre Wärmemenge für T_E wird gefunden, indem man diejenige für T_1 im Verhältnis der Differenzen zwischen ϑ_g^* und den Temperaturen in T_E bezw. T_1 vergrößert. Hierbei ist für T_1 und T_E gleiches α_{gm} angenommen.

Die Wärmeübergangszahl zwischen Gas und Ventil folgt aus:

$$\alpha_g = \frac{q}{\vartheta_g - \vartheta_v};$$

Hierbei wird die Schwingung der Ventiltemperatur gegenüber der Schwingung der Gastemperatur vernachlässigt.

Der Verlauf der Gastemperatur ϑ_g wird mit Hilfe des Entropiediagramms aus dem gemessenen Druckverlauf gefunden. Das spezifische Volumen des Zylinderinhaltes beim Abschluß des Einlaßventils, das für die Bestimmung der Gastemperaturen grundlegend ist, wird unter folgenden Voraussetzungen berechnet: Der Zylinderdruck wird gleich dem Aufladedruck bezw. dem Druck in dem vorgeschalteten Windkessel bei unaufgeladenem Motor gesetzt und die Temperatur gleich der Temperatur nach dem Aufladegebläse bezw. im Windkessel vermehrt um einen Betrag $\Delta\vartheta$ für Erwärmung durch die Zylinderwände und durch Mischung mit Restgasen. $\Delta\vartheta$ steigt bei einer Drehzahl von 300 t/min mit der Belastung von 20° C auf 50° C. Diese Annahmen ergeben gute Übereinstimmung mit den gemessenen Luftmengen und zwischen den Leistungsflächen von Indikator- und Entropiediagramm. Nach dem Öffnen des Auspuffventils wird bis zum Erreichen des Auspuffgegendruckes adiabatische Expansion im Zylinder vorausgesetzt. Der Exponent $\varkappa$ ergibt sich aus den berechneten spezifischen Wärmen. Die Gastemperaturen werden dann aus den gemessenen Drücken berechnet. Der Punkt, wo der Auspuffgegendruck erreicht wird, liegt je nach Belastung früher oder später im Ausstoßhub. Von hier bis zum Öffnen des Einlaßventils ist die Gastemperatur

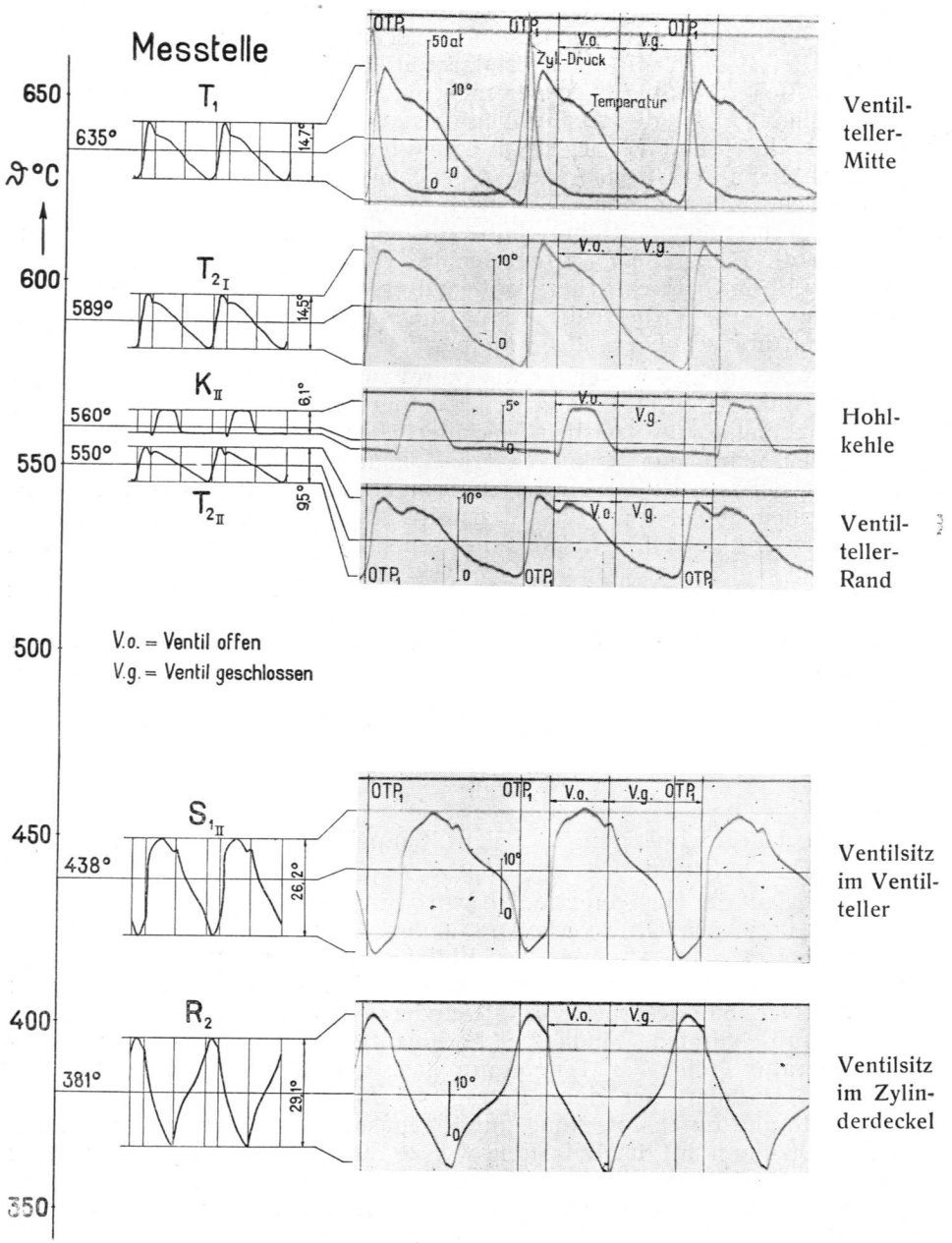


Abb. 25. Gemessene Temperaturschwingungen in den Ventilen.
n = 300 t/min p_i = 8,7 kg/cm²
Betrieb mit Aufladung.

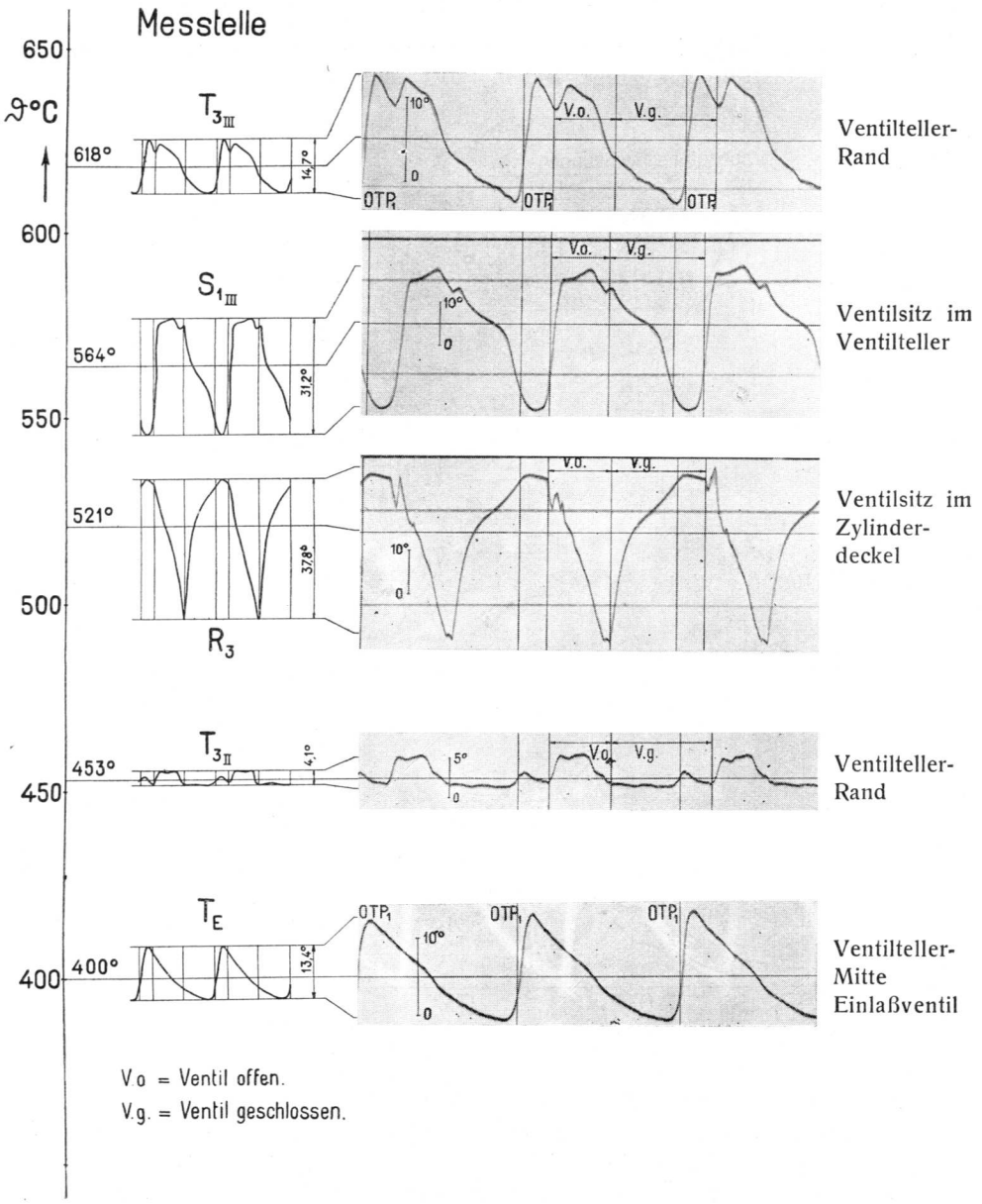


Abb. 25. Gemessene Temperaturschwingungen in den Ventilen.
$n = 300$ t/min $p_i = 8{,}7$ kg/cm²
Betrieb mit Aufladung.

durch die Wärmeabgabe an die Wand bestimmt. Während der Zeit, in der Auspuff- und Einlaßventil offen sind (Spülen), ist der Gastemperaturverlauf unbestimmt. Es treten größere örtliche Temperaturdifferenzen auf.

In Abb. 27 sind für aufgeladenen Motor die Gastemperaturen für verschiedene Belastungen gezeigt. Bei $p_i = 0$ (Kompression), wo bei Zylinder A

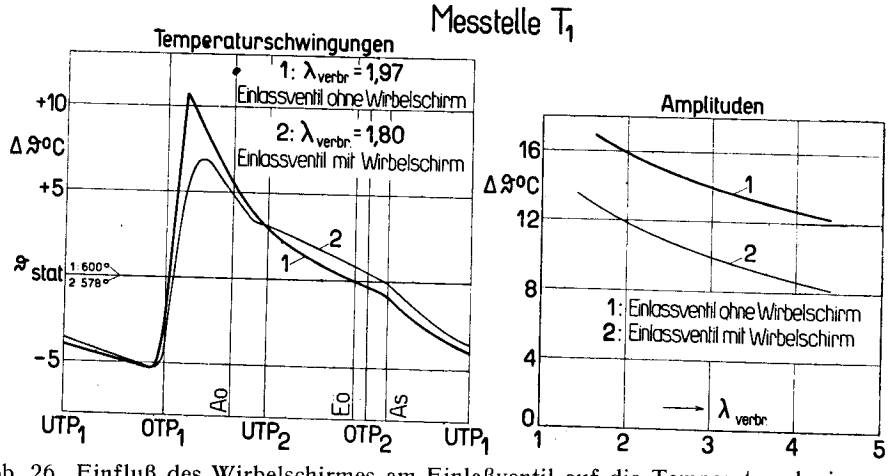


Abb. 26. Einfluß des Wirbelschirmes am Einlaßventil auf die Temperaturschwingungen in der Mitte des Auspuffventiltellers.

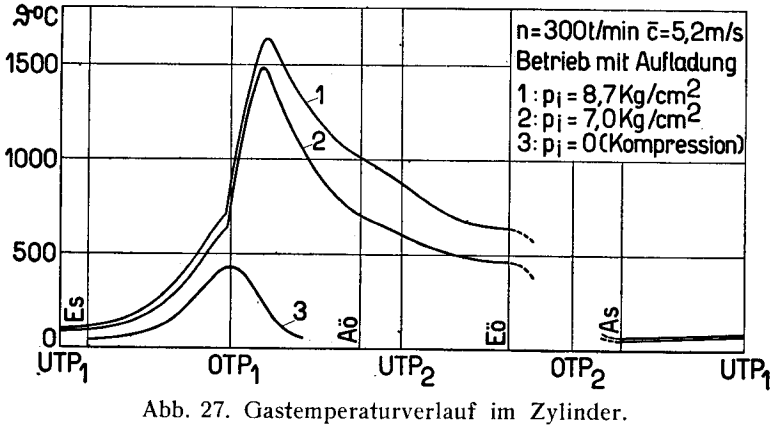


Abb. 27. Gastemperaturverlauf im Zylinder.

die Brennstoffzufuhr ausgeschaltet ist, beträgt der Druck nach dem Aufladegebläse nur 15 mm Hgü. Daher sind die Zylinderdrücke und damit die Gastemperaturen entsprechend niedrig.

Die Nullstellen für die Wärmemengenkurven sollten bei den Kurbelstellungen liegen, wo die Gastemperatur gleich der Temperatur an der betrachteten Meßstelle ist. Diese Übereinstimmung ist in allen Fällen für die Nullstellen während des Kompressionshubes gut, dagegen ist sie für die Nullstellen während des Ausstoßhubes besonders für den Punkt T_1 wegen des oben beschriebenen nochmaligen Ansteigens der Temperatur beim Öffnen

des Auspuffventils in vielen Fällen schlecht. Dies wirkt sich so aus, daß gegen Ende des Ausstoßhubes die Wärmemenge noch positiv ist (Wärmeaufnahme), während die aus dem Entropiediagramm bestimmte Gastempe-

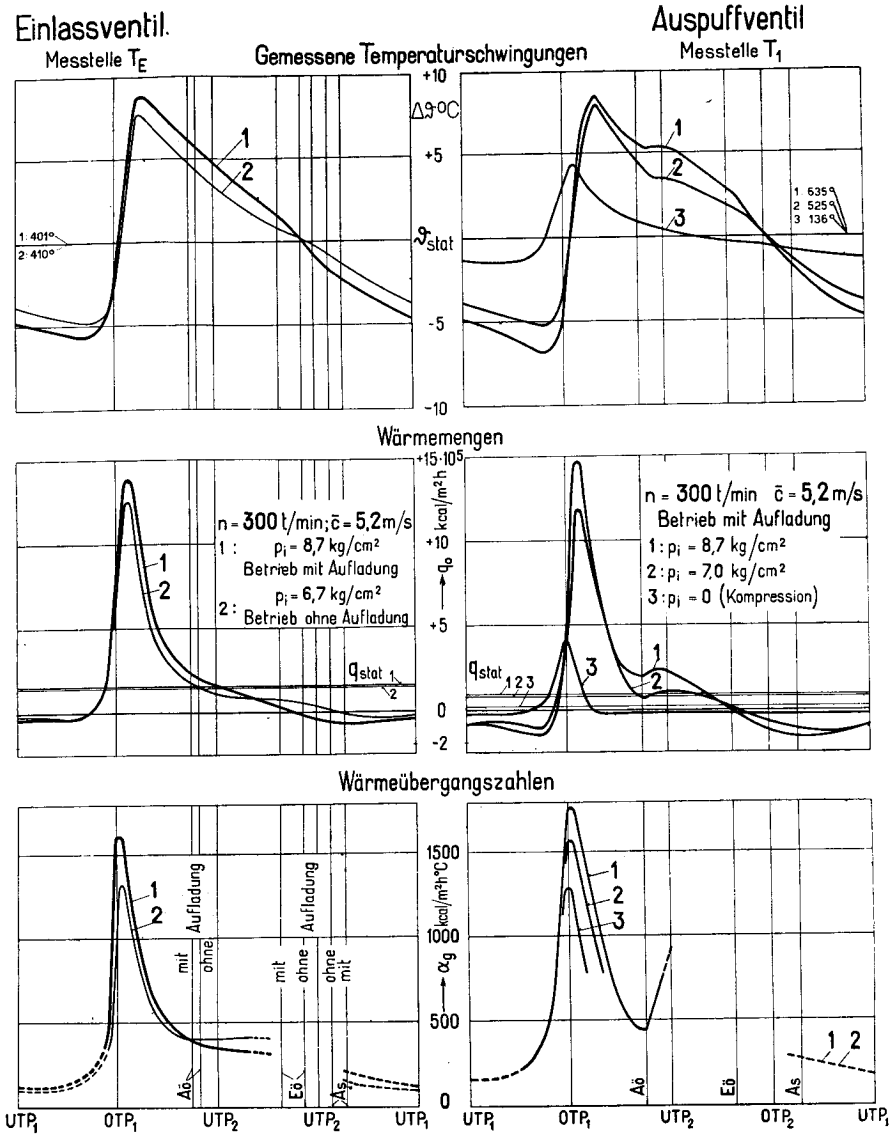


Abb. 28. Auswertung der Temperaturdiagramme für gasberührte Punkte.

ratur schon niedriger ist als die Ventiltemperatur. Es scheint, daß im Zylinder schon gegen das Ende des Expansionshubes und während des Ausstoßhubes örtliche Temperaturdifferenzen auftreten, sodaß die aus dem Entropiediagramm gefundenen Gastemperaturen hier nicht ohne weiteres zur Berech-

nung der Wärmeübergangszahlen verwendet werden können. Brauchbare Werte für die Wärmeübergangszahlen können daher für die Meßstelle T_1 nur während der Verbrennung und des ersten Teils des Expansionshubes angegeben werden. Beim Öffnen des Auspuffventils steigt die Wärmeübergangszahl stark an, doch ist der Verlauf ungewiß. Für die Meßstelle T_E ist der Verlauf der Wärmeübergangszahl etwas weiter bis in den Ausstoßhub hinein bekannt. Während des Ansaugens und des Anfangs der Kompression kann bei den kleinen Werten für die Wärmemengen wegen der Streuung der einzelnen Ordinaten die Wärmeübergangszahl nur ungefähr angegeben werden.

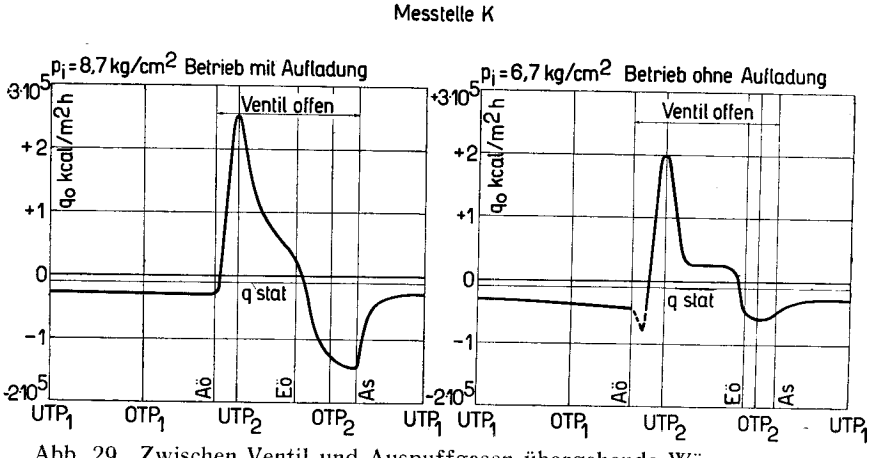


Abb. 29. Zwischen Ventil und Auspuffgasen übergehende Wärmemengen. Drehzahl n = 300 t/min

Die gefundenen Werte stimmen in der Größenordnung mit denjenigen von *Hug* überein.

Auf die Angabe von stationären Mittelwerten für die Wärmeübergangszahlen und auf Werte für die scheinbare mittlere Gastemperatur ist mit Rücksicht auf die genannten Unsicherheiten verzichtet.

Das Maximum der Wärmeübergangszahl nimmt mit wachsender Belastung zu.

Die Auswertung der Temperaturdiagramme in Abb. 26 für Betrieb mit und ohne Wirbelschirm am Einlaßventil ergibt, daß die Wärmeübergangszahl während der Verbrennung bei Vorhandensein eines Wirbelschirms erheblich kleiner ist. Das Maximum ist 50 % niedriger.

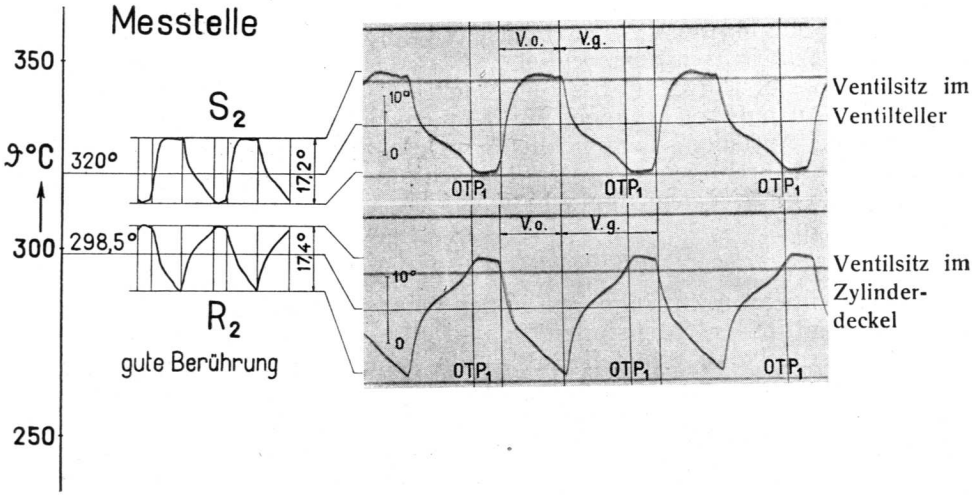
Abb. 29 zeigt die Wärmemengenkurven für die Meßstelle *K* in der Hohlkehle im Übergang vom Ventilteller zum -schaft für Vollast bei Betrieb mit und ohne Aufladung. Stationär findet eine Wärmeabgabe vom Ventil an die Auspuffgase statt. Die mittlere Abgastemperatur ist in beiden Fällen ca. 85° C höher als die Ventiltemperatur an der Stelle *K*. Ein Aufheizen des Ventils durch die Auspuffgase tritt während des Vorausströmens und des ersten Teils des Ausstoßhubes ein. Bei Betrieb mit Aufladung erstreckt sich die Expansion des Zylinderinhaltes auf den Auspuffgegendruck (Druck vor Abgasturbine) bis nahezu zum Moment des Öffnens des Einlaßventils, während sie bei Betrieb ohne Aufladung schon nach dem ersten Drittel des Aus-

stoßhubes beendet ist und von hier an reines Ausschieben des Zylinderinhaltes stattfindet. Diese Tatsachen lassen sich auch aus den vorliegenden Wärmemengenkurven ablesen. Beim Aufladebetrieb gibt das Ventil während der Spülperiode infolge des Durchblasens von kalter Luft eine große Wärmemenge ab. Sofort nach dem Schließen des Auspuffventils reduziert sich die Wärmeabgabe beträchtlich. Bis zum Wiederöffnen des Auspuffventils bleibt die an die Auspuffgase abgegebene Wärmemenge annähernd konstant. Bei Betrieb ohne Aufladung beginnt die Wärmeabgabe gegen das Ende des Ausstoßhubes. Währenddem das Ventil geschlossen ist, ändert sich auch hier die abgegebene Wärmemenge sehr wenig.

b) Dichtungsflächen des Auspuffventils.

Die Temperaturschwingungen in den Dichtungsflächen des Ventils einerseits im Ventilteller (Meßstellen S_1 und S_2) und andererseits im Sitzring des Zylinderdeckels (Meßstellen $R_1 \div R_3$) haben auch hier je nach der Art der Berührung anderen Charakter. Dabei kann gleichzeitig die Berührung an einer Stelle des Umfangs gut und an einer anderen Stelle schlecht sein. In Abb. 30 sind für den gleichen Versuch die gemessenen Temperaturschwingungen an zwei Stellen (S_1 und R_1 bezw. S_2 und R_2) des Umfangs einander gegenübergestellt. Oben (Punkte S_2 und R_2) ist die Berührung gut, unten (Punkte S_1 und R_1) dagegen schlecht. Währenddem das Ventil offen ist, verlaufen die Kurven in beiden Fällen ähnlich. Die Temperatur in den Punkten S_1 und S_2 steigt vom Moment des Öffnens des Ventils steil an, während sie in den Gegenpunkten R_1 und R_2 abfällt. Dieses Ansteigen bezw. Abfallen setzt sich bis zum Moment des Schließens des Ventils fort, wo das Maximum bezw. Minimum erreicht wird. Im Punkt S_1 liegt das Maximum etwas vorher, d. h. kurz nach dem Öffnen des Einlaßventils. Die durchströmende Kühlluft kühlt an dieser Stelle den Ventilsitz des Ventiltellers ab. Währenddem das Ventil geschlossen ist, zeigen die Kurven für S_1 und R_1 bezw. für S_2 und R_2 einen charakteristischen Unterschied: Im Moment des Schließens fällt die Temperatur im Punkt S_2 steil ab, gleichzeitig steigt sie im Punkt R_2 ebenso an. Dieses setzt sich bis in die Gegend des oberen Totpunktes fort. Von hier an bleiben beide Temperaturen annähernd konstant bis zum Öffnen des Ventils. Die minimale Temperaturdifferenz, die sich aus den auf die Oberfläche umgerechneten Schwingungen ergibt, beträgt ca. 4 ^{0} C. In den Punkten S_1 und R_1 zeigt sich nach dem Schließen des Ventils ein nur sehr langsames Abfallen bezw. Ansteigen der Temperatur. Erst unter dem Einfluß des höheren Zylinderdruckes in der zweiten Hälfte des Kompressionshubes und während der Verbrennung setzt der steile Abfall bezw. Anstieg ein. Beim Abnehmen des Zylinderdruckes steigt in S_1 die Temperatur wieder an, und in R_2 fällt sie ab. Das Temperaturminimum in S_2 und das -maximum in R_2 fallen zeitlich mit dem Maximum des Zylinderdruckes zusammen. Die minimale Temperaturdifferenz für die Oberflächen beträgt hier 22 ^{0} C.

Die Zeitpunkte für Öffnen und Schließen des Ventils sind im Falle der guten Berührung (Punkte S_2 und S_3) deutlich aus den Diagrammen ersichtlich, während sich bei schlechter Berührung (S_1 und R_1) nur das Schließen eindeutig ergibt. In die Diagramme sind die am kalten Motor zu Beginn der Versuchsreihe festgestellten Ventilzeiten eingezeichnet. Sie stimmen nicht immer genau mit den oben genannten überein, was auf die Veränderung



V. o. = Ventil offen
V. g. = Ventil geschlossen

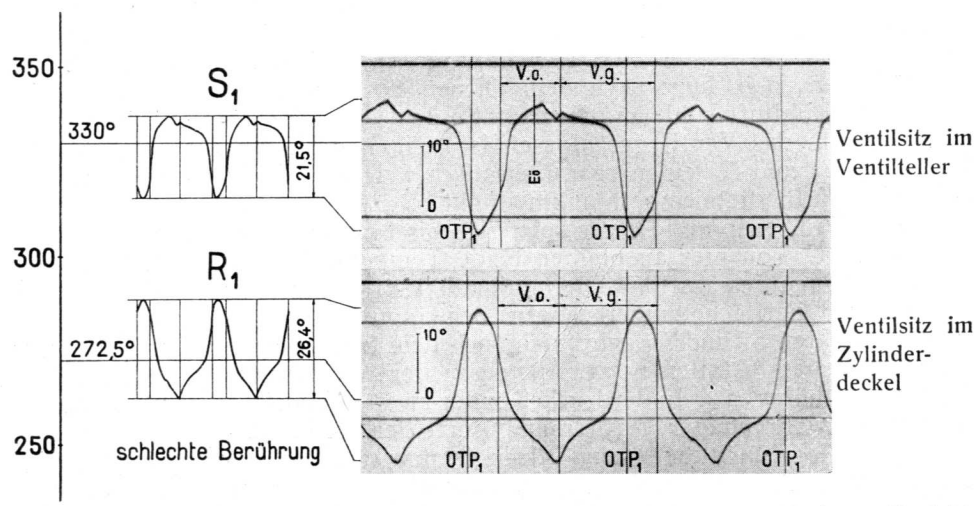


Abb. 30. Vergleich der Temperaturschwingungen bei gutem und schlechtem Kontakt zwischen Ventilteller und Sitz.
$n = 300$ t/min $p_i = 6{,}0$ kg/cm²
Betrieb mit Aufladung.

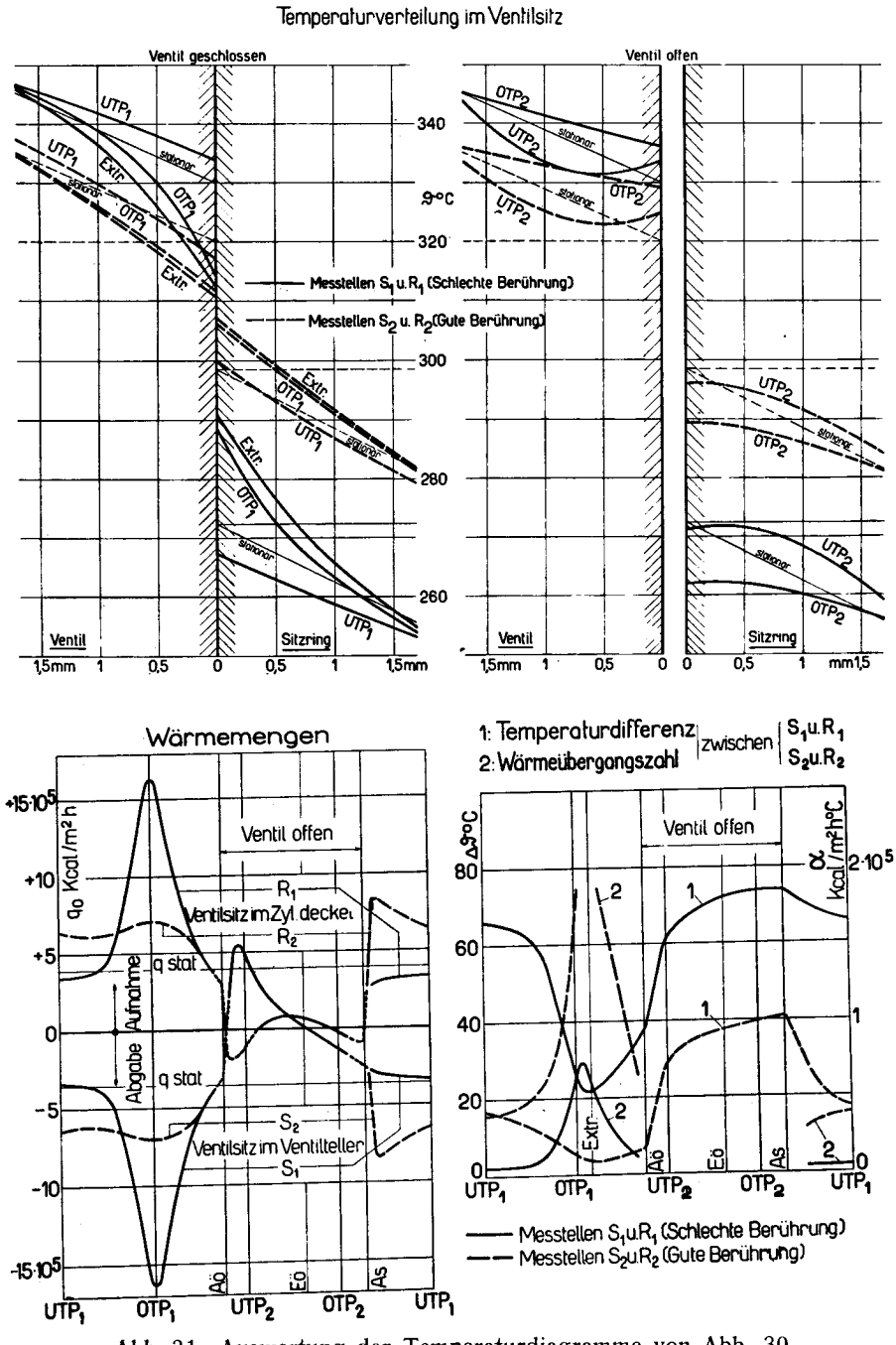


Abb. 31. Auswertung der Temperaturdiagramme von Abb. 30.

des Spiels zwischen Kipphebel und Ventil durch Wärmeausdehnung zurückzuführen ist.

In Abb. 31 ist die Auswertung der beschriebenen Diagramme gezeigt. Aus der Oberflächenschwingung sind die Schwingungen in 0,5, 1 und 1,5 mm Tiefe berechnet und daraus die Temperaturverteilung für die verschiedenen Zeitpunkte abgeleitet. Für größere Tiefen wird die Berechnung der Temperaturschwankungen mit Hilfe der linearen Wärmeleitungsgleichung ungenau, da die Flächen gleicher Temperatur nicht mehr als Ebenen angesprochen werden können.

Die stationäre Wärmemenge q_{stat}, die zu den aus den Temperaturschwingungen gefundenen zeitlich veränderlichen Wärmemengen addiert werden muß, wird für die Punkte des Ventilsitzes im Ventilteller (S_1 und S_2) aus den konstruierten Temperaturfeldern gefunden. Dabei ist angenommen, daß die gesamte Wärme gleichmäßig verteilt über die ganze Sitzfläche abfließt. Hieraus ergibt sich eine vernünftige Lage der Nullstelle der Wärmemengenkurve im Ausstoßhub des Motors kurz nach dem Öffnen des Einlaßventils. Die stationäre Wärmemenge für die Punkte des Ventilsitzes im Sitzring des Zylinderdeckels (R_1 und R_2) wird so bestimmt, daß für die Zeit, in der das Ventil geschlossen ist, die vom Ventil abgegebene Wärmemenge gleich der vom Sitzring aufgenommenen ist. Sie ist ca. 10 % größer als die Menge für die Punkte des Ventilsitzes im Ventilteller. Dieser Unterschied erklärt sich aus dem Verlauf der Wärmemengenkurven während der Zeit, in der das Ventil offen ist, und könnte durch Planimetrieren ermittelt werden. Da aber besonders für die Meßstellen R_1 und R_2 der Verlauf der Kurven wegen der Streuung der einzelnen Ordinaten nicht für die ganze Zeit des Offenseins des Ventils zuverlässig angegeben werden kann, fällt diese Kontrollmöglichkeit dahin. In Abb. 31 ist bei offenem Ventil je eine mittlere Kurve für die Meßstellen S_1 und S_2 bezw. R_1 und R_2 eingezeichnet.

Es zeigt sich, daß während des Vorausströmens die vom Ventilsitz im Ventilteller aus den Auspuffgasen aufgenommene Wärmemenge ein Vielfaches der vom Ventilsitz im Sitzring aufgenommenen ist, obwohl die Temperaturdifferenz zwischen Abgas und Sitzring etwas höher ist. Die Gasströmung muß sich also dicht an das Ventil anlegen, während am Sitzring die Geschwindigkeit viel geringer ist oder die Strömung sogar ablöst. Gegen Ende des Ausstoßhubes scheint sich die Strömung an den Sitzring gleich gut anzulegen, da die entsprechenden Wärmemengen gleich werden. Der Unterschied in den Wärmemengen und in der Lage der Nullstellen bei den Punkten S und R während der Spülung kann von Temperaturdifferenzen innerhalb des ausströmenden Gases herrühren.

Bei geschlossenem Ventil zeigt sich im Verlauf der Kurven für die Wärmemengen der Unterschied zwischen guter und schlechter Berührung. Bei den Meßstellen S_2 und R_2 schwankt die vom Ventil an den Sitzring übergehende Wärmemenge relativ wenig. Die gesamte Wärmemenge wird ziemlich gleichmäig verteilt über den Zeitraum, in dem das Ventil geschlossen ist, abgeführt. Dagegen findet der Wärmeübergang bei den Meßstellen S_1 und R_1 hauptsächlich in der Zeit des hohen Zylinderdruckes statt. Das Maximum der Wärmemenge fällt zeitlich mit dem Maximum des Zylinderdruckes zusammen und ist doppelt so groß bei den Punkten S_2 und R_2.

Für die Zeit, in der das Ventil geschlossen ist, wird eine Wärmeübergangszahl:

$$\alpha_s = \frac{q}{\Delta \vartheta}$$

definiert, wo $\Delta \vartheta$ die momentane Oberflächen-Temperaturdifferenz zwischen den Ventilsitzen im Ventilteller bezw. im Sitzring des Zylinderdeckels ist. α_s und $\Delta \vartheta$ sind in Abb. 30 unten rechts dargestellt. Die Wärmeübergangszahlen sind bei guter Berührung wegen der viel kleineren Temperaturdifferenzen erheblich größer als bei schlechter Berührung. Es zeigt sich, daß in beiden Fällen die Wärmeübergangszahl durch das Anpressen des Ventils an seinen Sitz durch den hohen Zylinderdruck während der Verbrennung vervielfacht wird.

In der Gegend des oberen Totpunktes im Verbrennungshub können für die Punkte S_2 und R_2 die momentanen Wärmeübergangszahlen nicht genau angegeben werden, weil die Temperaturdifferenzen sehr klein sind. (Das Minimum ist ca. 4° C.) Infolge der Meßungenauigkeiten bei der Messung der stationären Temperaturen kann den Werten für diese kleinen Temperaturdifferenzen ein ziemlich großer prozentualer Fehler (bis 50 %) anhaften.

Eine mittlere Wärmeübergangszahl bei geschlossenem Ventil wird berechnet aus:

$$\bar{\alpha}_g = \frac{\bar{q}_g}{\overline{\Delta \vartheta_g}} \quad \text{wobei} \quad \bar{q}_g = \frac{1}{t_g} \int_0^{t_g} q \cdot dt \quad \text{und} \quad \overline{\Delta \vartheta_g} = \frac{1}{t_g} \int_0^{t_g} \Delta \vartheta \cdot dt \; ;$$

t_g = Zeit, in der das Ventil geschlossen ist. $\bar{q}_g = 6{,}4 \cdot 10^5$ kcal/m²h. Für gute Berührung (Punkte S_2 und R_2) ist $\overline{\Delta \vartheta_g} = 13{,}6$° C und $\bar{\alpha}_g = 4{,}6 \cdot 10^4$ kcal/m²h° C. Für schlechte Berührung (Punkte S_1 und R_1) ist $\overline{\Delta \vartheta_g} = 51$° C und $\bar{\alpha}_g = 1{,}2 \cdot 10^4$ kcal/m²h° C.

In Abb. 32 ist die Auswertung der Temperaturschwingungen für schmalen und breiten Ventilsitz bei gleichen Betriebsbedingungen des Motors gezeigt. In der Mitte des Ventiltellers (Meßstelle T_1) herrscht in beiden Fällen praktisch die gleiche Temperatur. Die aus den Temperaturfeldern gefundene stationär abgegebene Wärmemenge für die Meßstelle S_2 ist für schmalen Ventilsitz $q_{stat} = -7{,}8 \cdot 10^5$ kcal/m²h, für breiten Ventilsitz $q_{stat} = -5{,}0 \cdot 10^5$ kcal/m²h.

Während der Zeit, in der das Ventil offen ist, fallen die Wärmemengenkurven für schmalen und breiten Ventilsitz annähernd zusammen. Es ist daher nur je eine mittlere Kurve für die Meßstellen S_2 und R_2 eingezeichnet.

Der Verlauf der Wärmemengenkurven während der Zeit, in der das Ventil geschlossen ist, zeigt, daß die Anpressung des Ventils an den Sitz durch den hohen Zylinderdruck während der Verbrennung bei schmalem Ventilsitz einen viel größeren Einfluß auf den Wärmeübergang hat als bei breitem Ventilsitz. Das Maximum der übergehenden Wärmemenge fällt in beiden Fällen zeitlich mit dem Maximum des Zylinderdruckes zusammen. Jedoch ist der Maximalwert bei schmalem Ventilsitz 2,7 mal so groß wie der Mittelwert für die Zeit, in der das Ventil geschlossen ist; bei breitem Ventilsitz ist dieser Faktor gleich 1,3.

Für niedrigen Zylinderdruck ist die Wärmeübergangszahl bei breitem Ventilsitz größer, für hohen Zylinderdruck ist sie bei schmalem Ventilsitz

größer. Die Maximalwerte der Wärmeübergangszahlen können aus den bei Abb. 30 genannten Gründen nicht genau angegeben werden. Die mittlere Wärmeübergangszahl für die Zeit, in der das Ventil geschlossen ist, wird $\bar{\alpha}_g = 2{,}1 \cdot 10^4$ kcal/m²h ⁰ C bei schmalem und $\bar{\alpha}_g = 3{,}4 \cdot 10^4$ kcal/m²h ⁰ C bei breitem Ventilsitz. Die entsprechenden Mittelwerte für die Wärmemengen und die Temperaturdifferenz zwischen den Meßstellen S_2 und R_2 sind: $\bar{q}_g = 11{,}6 \cdot 10^5$ kcal/m²h und $\overline{\Delta \vartheta_g} = 54^0$ C bei schmalem, $\bar{q}_g = 7{,}8 \cdot 10^5$ kcal/m²h und $\overline{\Delta \vartheta_g} = 22{,}5^0$ C bei breitem Ventilsitz.

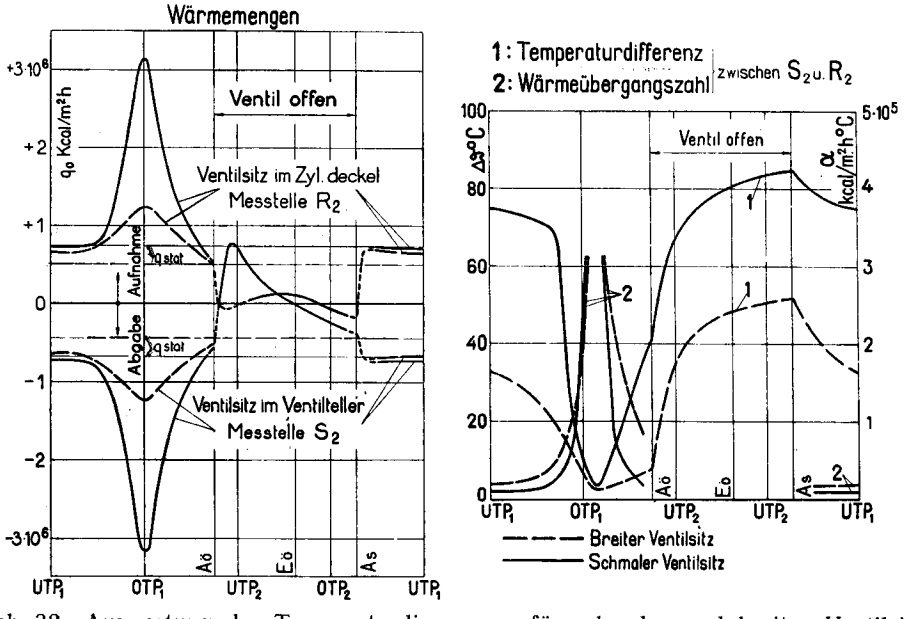


Abb. 32. Auswertung der Temperaturdiagramme für schmalen und breiten Ventilsitz.
n = 300 t/min pi = 7,8 kg/cm²
Betrieb mit Aufladung.

Stationäre Temperaturen $\vartheta_{stat.}$

Ventilsitz	Schmal	Breit
Meßstelle S_2	391 ° C	374 ° C
„ R_2	330 ° C	343 ° C
„ T_1	567 ° C	564 ° C

Auswertung der Temperaturschwingungen

Gemessene Temperaturschwingung:

$$\vartheta_g = \bar{\vartheta}_g + \sum_{\nu=1}^{\infty} (a_\nu \cdot \cos \nu\omega t + b_\nu \cdot \sin \nu\omega t) = \bar{\vartheta}_g + \sum_{\nu=1}^{\infty} A_\nu \cdot \cos (\nu\omega t - \beta_\nu) \; ;$$

$$a_\nu = A_\nu \cdot \cos \beta_\nu \; ; \qquad b_\nu = A_\nu \cdot \sin \beta_\nu \; ;$$

Temperaturschwingung an der Oberfläche:

$$\vartheta_0 = \bar{\vartheta}_0 + \sum_{\nu=1}^{\infty} C_\nu \cdot \cos (\nu\omega t - \gamma_\nu) = \bar{\vartheta}_0 + \sum_{\nu=1}^{\infty} (c_\nu \cdot \cos \nu\omega t + d_\nu \cdot \sin \nu\omega t) \; ;$$

$$C_\nu = \varkappa_\nu A_\nu \cdot e^{\sqrt{\frac{\nu\omega}{2a}} \cdot x} \; ; \quad \gamma_\nu = \beta_\nu - \sqrt{\frac{\nu\omega}{2a}} \cdot x \; ; \quad c_\nu = C_\nu \cdot \cos \gamma_\nu \; ; \quad d_\nu = C_\nu \cdot \sin \gamma_\nu \; ;$$

$\varkappa_\nu$ = Korrekturfaktor nach *Hug*

Wärmemengenschwingung an der Oberfläche:

$$q_0 = \bar{q}_0 - \lambda \cdot \sum_{\nu=1}^{\infty} E_\nu \cdot \sin \left(\nu\omega t - \gamma_\nu - \frac{\pi}{4} \right) = \bar{q}_0 - \lambda \sum_{\nu=1}^{\infty} (e_\nu \cdot \cos \nu\omega t + f_\nu \cdot \sin \nu\omega t)$$

$$E_\nu = \sqrt{\frac{\nu\omega}{a}} \cdot C_\nu \; ; \quad e_\nu = -\frac{E_\nu}{\sqrt{2}} \cdot (\cos \gamma_\nu + \sin \gamma_\nu) \; ; \quad f_\nu = \frac{E_\nu}{\sqrt{2}} (\cos \gamma_\nu - \sin \gamma_\nu) \; ;$$

$$a = 0{,}1127 \text{ cm}^2/\text{sec} \, , \qquad x = 0{,}012 \text{ cm} \, , \qquad \lambda = 40 \text{ kcal/mh}\,^0\text{C}$$

Beispiel

Meßstelle S_2: n = 300 t/min, p_i = 6,0 kg/cm².
Betrieb mit Aufladung (siehe Abb. 30 und 31).

$$\bar{\vartheta}_g = 330^0 \text{ C} \; ; \qquad \bar{\vartheta}_0 = 328^0 \text{ C} \; ; \qquad \bar{q}_0 = -3{,}6 \cdot 10^5 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

Punkt		$\vartheta_g - \bar{\vartheta}_g$	$\vartheta_0 - \bar{\vartheta}_0$	$q_0 - \bar{q}_0$
OTP$_1$ =	0	— 7,31	— 8,54	— 3,42 · 10⁵
	1	— 8,16	— 9,31	— 3,22
	2	— 8,29	— 9,22	— 2,29
	3	— 8,02	— 8,81	— 1,78
	4	— 7,31	— 7,91	— 0,43
	5	— 3,47	— 3,78	+ 5,45
UTP$_2$ =	6	+ 2,55	+ 5,03	+ 8,13
	7	+ 5,58	+ 7,62	+ 5,97
	8	+ 7,19	+ 8,92	+ 5,10
	9	+ 8,09	+ 9,57	+ 4,21
	10	+ 8,31	+ 9,44	+ 3,03
	11	+ 8,34	+ 9,37	+ 2,93 · 10⁵

Punkt		$\vartheta_g - \bar{\vartheta}_g$	$\vartheta_0 - \bar{\vartheta}_0$	$q_0 - \bar{q}_0$
OTP$_2$ =	12	+ 8,22	+ 9,06	+ 1,75 · 10^5
	13	+ 7,84	+ 8,67	+ 2,31
	14	+ 7,84	+ 8,56	+ 0,68
	15	+ 3,85	+ 2,71	— 4,60
	16	+ 0,48	— 0,76	— 3,97
	17	— 1,28	— 2,46	— 3,52
UTP$_1$ =	18	— 2,20	— 3,03	— 2,55
	19	— 3,00	— 3,40	— 2,61
	20	— 3,50	— 4,19	— 2,22
	21	— 4,30	— 5,11	— 2,74
	22	— 5,20	— 6,10	— 2,88
	23	— 6,27	— 7,33	— 3,32 · 10^5
		°C	°C	kcal/m²h

Ordn.	a_ν	b_ν	A_ν	β_ν	C_ν	γ_ν	c_ν	d_ν
1	— 8,32	+ 1,01	8,39	173° 00′	9,51	167° 20′	— 9,29	+ 2,08
2	+ 0,57	— 2,09	2,17	285° 20′	2,63	277° 10′	+ 0,33	— 2,61
3	+ 0,51	— 1,04	1,16	296° 00′	1,48	286° 00′	+ 0,41	— 1,42
4	+ 0,14	+ 0,87	0,88	81° 00′	1,19	69° 30′	+ 0,42	+ 1,11
5	— 0,02	+ 0,07	0,08	106° 50′	0,11	94° 00′	— 0,01	+ 0,11
6	— 0,44	— 0,16	0,47	200° 30′	0,68	186° 00′	— 0,68	— 0,07
7	+ 0,18	— 0,08	0,20	335° 00′	0,30	319° 50′	+ 0,22	— 0,19
8	+ 0,11	— 0,13	0,17	310° 10′	0,27	294° 00′	+ 0,11	— 0,24
9	— 0,02	+ 0,19	0,19	94° 50′	0,30	77° 40′	+ 0,06	+ 0,29
10	+ 0,01	— 0,06	0,06	275° 40′	0,10	257° 30′	— 0,02	— 0,10
11	— 0,08	+ 0,02	0,08	166° 30′	0,14	147° 30′	— 0,11	+ 0,07
12	+ 0,06	—	0,06	0	0,11	340° 00′	— 0,10	—

Ordn.	E_ν	γ_ν	e_ν	f_ν
1	112,8	167° 20′	+ 60,4	— 95,2
2	44,0	277° 10′	+ 27,0	+ 34,8
3	30,4	286° 00′	+ 14,7	+ 26,6
4	28,2	69° 30′	— 25,6	+ 11,7
5	2,8	94° 00′	— 1,8	— 2,1
6	19,7	186° 00′	+ 15,3	— 12,4
7	9,3	319° 50′	+ 0,8	+ 9,2
8	8,9	294° 00′	+ 3,2	+ 8,4
9	10,6	77° 40′	— 9,0	— 5,7
10	3,8	257° 30′	— 3,2	+ 2,0
11	5,4	147° 30′	+ 1,2	— 5,2
12	4,5	340° 00′	— 1,9	—

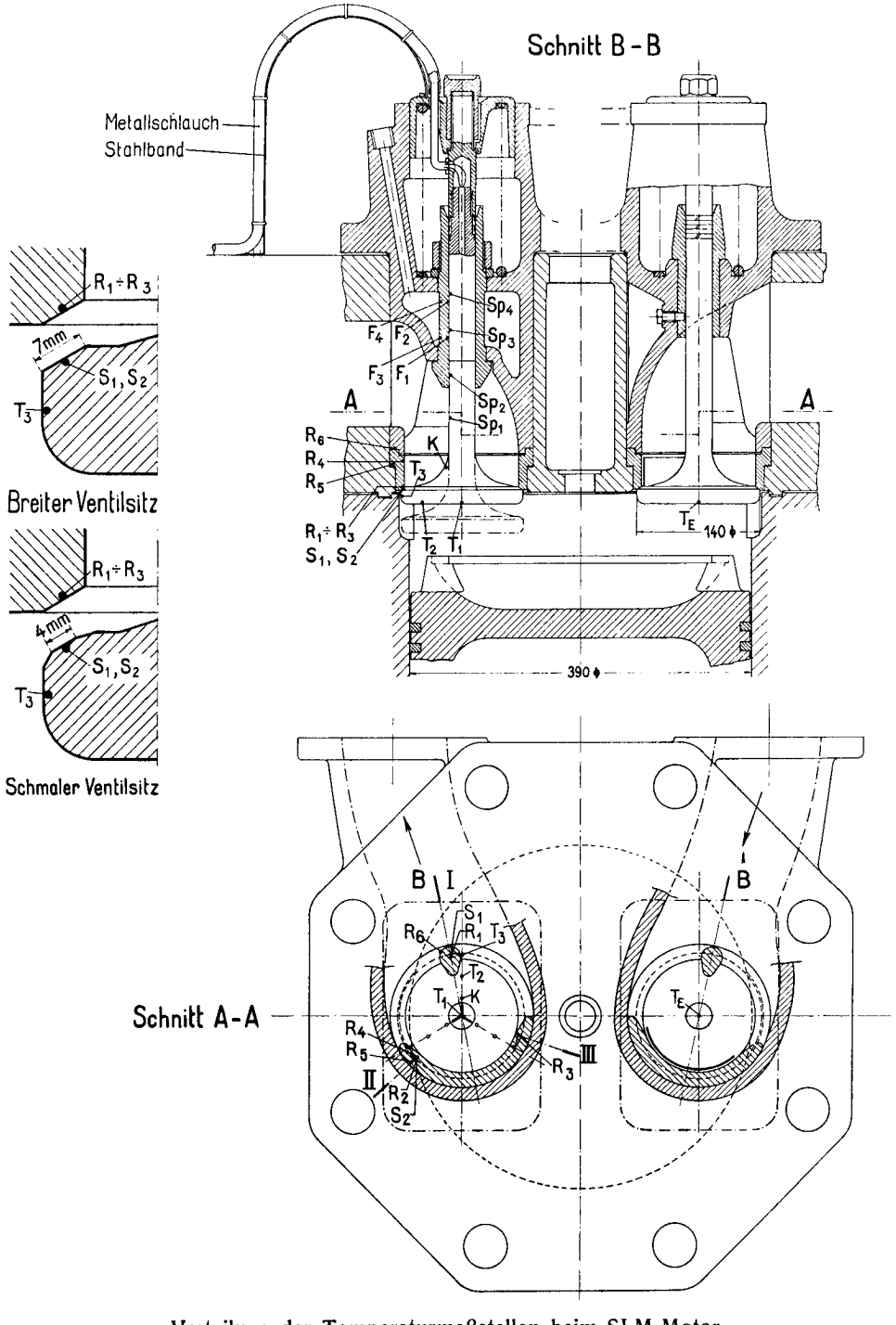
a_ν, b_ν, A_ν und c_ν, d_ν, C_ν in °C $\qquad$ e_ν, f_ν, E_ν in °C/cm

Verzeichnis der verwendeten Literatur

1. *Eichelberg:* „Temperaturverlauf und Wärmespannungen bei Kolben von Verbrennungskraftmaschinen.“ 1923, Forschungsheft 263. V. D. I.
2. *Salzmann:* „Wärmefluß durch Kolben und Kolbenring im Dieselmotor.“ Diss. E. T. H. Zürich 1932.
3. *Emele:* „Temperaturverteilung und Wärmeübertragung bei Kolben von Verbrennungskraftmaschinen.“ Diss. E. T. H. Karlsruhe 1931 und VDI-Dieselheft V.
4. *Faber du Faur:* „Experimentelle Untersuchung des Wärmeübergangs in einem Dieselmotor.“ Diss. T. H. München 1938.
5. *Hug:* „Messung und Berechnung von Kolbentemperaturen in Dieselmotoren.“ Diss. E. T. H. Zürich 1937.
6. *Hussmann:* „Rechnerische Verfahren zur harmonischen Analyse und Synthese.“ Springer, Berlin, 1938.
7. *Richard, Bissell* und *Williams:* „Poppet Exhaust Valve Design.“ SAE-Journal, August 1929.
8. *Williams:* „Valve Seat Wear.“ Engineering, 1934 I, Seite 245 und 306.
9. — „Factors influencing Wear of Valve Seats in Internal-Combustion-Engines.“ Engineering, 1937 I, Seite 357 und 475.
10. *Booth:* „Valve Seat Temperatures.“ J. Inst. of Automob. Eng. Februar 1939, Seite 33.
11. *Jardine:* „Valve Design.“ The Automobile Engineer, August 1935.
12. *Colwell:* „The Trend in Poppet Valves.“ SAE-Journal, Juli 1939.
13. — „Modern Aircraft Valves.“ SAE-Journal, April 1940.
14. *Handforth:* „Valve Steel.“ The Automobile Engineer, 1932, Seite 468.
15. — „Metallurgical Problems arising from Internal-Combustion-Engine Valves.“ Engineering, 1933 I, Seite 55 und 83.
16. *Hodgson:* „Exhaust Valve Failures.“ The Automobile Engineer, Juni 1933 und Engineering, 1933 I, Seite 580.
17. *Schmidt:* „Werkstoffe für Auslaßventile.“ A. T. Z. 1936, Nr. 12.
18. *Meyer:* „Die Werkstoffwahl bei Auslaßventilen.“ Deutsche Motor-Zeitschrift, 1939, Nr. 11.

Lebenslauf

Drolshammer Ivar, geboren 12. November 1912 in Isselburg/Niederrhein (Deutschland), norwegischer Staatsangehöriger. 1919—1924 Besuch der Volksschule in Isselburg und Mülheim-Ruhr. 1924—1928 Besuch der städtischen Realschule in Bad Reichenhall. 1928—1931 Besuch der kantonalen Oberrealschule in Zürich mit Maturitätsabschluß. 1931—1932 Werkstattpraxis in der Werkstätte Zürich der Schweiz. Bundesbahnen. 1932—1937 Studium an der Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich, Diplom als Maschineningenieur bei Herrn Prof. Dr. G. Eichelberg.



Verteilung der Temperaturmeßstellen beim SLM-Motor.