

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung

**Band:** 74 (1956)

**Heft:** 16

**Artikel:** Entwicklungen auf dem Gebiet der Verbrennungsmotoren: Vortrag

**Autor:** Eichelberg, G.

**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-62610>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 22.11.2024

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

einer möglichst grossen Einwohnerzahl zugänglich sein. Der Hauptraum ist mit Ulmenholz und das Speisezimmer mit Birnbaumholz verkleidet. Es besitzt eine eigene Waschküche, die zugleich als Reserve gedacht ist im Falle des Aussetzens eines Automaten der Wohnungswaschküchen.

Die *Kohlensilos* sind aus vorgefabrizierten Eisenbetonpfosten erstellt. Zwischen diesen sind auswechselbare Holzwände gespannt. Die *Oeltanks* sind aus Eisenbeton konstruiert und mit einem ölbeständigen Ueberzug versehen. Zu dieser Lösung hatte man sich erst entschlossen, nachdem gegenüber dem Eisentank folgendes feststand: 1. Möglichkeit der Konstruktion grosserer rissfreier Eisenbetonbehälter, 2. absolut ölbeständiger Ueberzug im Innern, 3. ganz wesentlich grössere Lagerkapazität, 4. keine Korrosionsgefahr vor allem in Bahn- und Tramnähe (vagabundierende Ströme) und endlich 5. viel kleinerer Preis pro Lagereinheit.

Eine Schwierigkeit besonderer Art bildete die *Foundation*. Das Öffnen der Baugrube zeigte nämlich, dass das Gebäude

an die unregelmässige Grenze zwischen Moräne und Seekreide zu stehen kam. Die Bohruntersuchungen des Geologen ergaben, dass die Schichten sehr ungleichmässig verliefen und sich überschritten. Glücklicherweise war — obschon in verschiedenen Tiefen — eine genügend dicke und einigermaßen tragfähige Schicht vorhanden, die imstande war, das Gebäude aufzunehmen. Wichtig war, durch Bohrungen diese festzustellen, um alsdann die zweckmässige Fundation zu erstellen, ohne zuviel von der tragfähigen Schicht abzutragen.

Zum Schlusse noch einige Daten: Fertigstellung der Bauten im Frühjahr 1953; umbauter Raum, Wohn- und Geschäftshaus, 18 566 m<sup>2</sup> (ohne überdecktem Hof und ohne Kohlenhandlung); Preis pro m<sup>3</sup> umbauten Raumes 103.50 Fr.; Totalkosten des Wohn- und Geschäftshauses 1 925 000 Fr. (ohne Hof, ohne Kohlenhandlung, ohne Tanks); Kosten des Restauranteinbaues (ohne Rohbau) 130 000 Fr. W. N.

Adresse des Verfassers: W. Nef, Brandschenkestr. 170, Zürich 2.

## Entwicklung auf dem Gebiet der Verbrennungsmotoren

DK 621.43

Vortrag, gehalten im Rahmen der Fortbildungskurse der G. E. P. anlässlich der Hundertjahrfeier der ETH 1955

Von Prof. Dr. G. Eichelberg, ETH, Zürich

Schluss von S. 220

Unsere dynamischen und strömungstechnischen Ausblicke mögen nun inzwischen an die Grenzen einer weiteren Spielzahlsteigerung geführt haben. Da werden wir denn auf den heute so aktuellen, allein noch verbleibenden Ausweg gedrängt, nun eben das *einzelne* Arbeitsspiel zu intensivieren durch Forcierung des Luftdurchsatzes, also durch *Aufladen* der Motoren mit vorverdichteter Luft.

Im Stichwort «Aufladung» ist eine wirre Vielfalt heutiger Entwicklungsvarianten enthalten: Niederdruck- und Hochdruck-, Viertakt- und Zweitakt-Aufladung, Aufladen ohne und mit Ausnützung der Abgasenergie, Niederdruck-Gaswechsel mit Hochdruck-Nachladung, Abgas-Turboladung im Stau- und im Stossbetrieb.

Und in dem weiten Feld zwischen dem reinen Kolbenmotor und der reinen Gasturbine ist nachgerade jedes kombinierte Zusammenspiel der beiden Gattungen vertreten: Die Kette reicht von reiner Leistungsabgabe an der Kurbelwelle von Vier- oder Zweitaktmotoren unter Verwendung der Turbine einzig für die Lade- oder Spülluftbeschaffung bis zu reiner Leistungsabgabe an der Turbinenwelle, unter Verwendung des Kolbenmotors einzig für die Belieferung der Turbine mit Druckgas.

Diese letztere Variante findet sich seit einiger Zeit industriell wirklichlich als Freikolben-Druckgaserezeuger mit Leistungsturbine<sup>1)</sup>. In diesem ganzen Bereich herrscht heute rechnerisch und versuchstechnisch Hochbetrieb. Ich muss mich aber auf eine grundsätzliche thermodynamische Bemerkung zur Situation der Aufladung beschränken.

Betrachten wir zu diesem Zweck ein normales Indikator-diagramm (Bild 7) und stellen die Frage nach der in den expandierenden Gasen noch enthaltenen Arbeitsfähigkeit. Hierfür müssten wir offenbar die adiabatische Expansion über das Hubende hinaus verlängern, nicht nur bis zum Atmosphärendruck (zur Umgebungsisobare), sondern weiter bis zur Umgebungsisotherme. Wir bringen hier mit «rot» (vertikal schraffiert) unsere Freude über die gewonnene Arbeitsfläche von 100 % zum Ausdruck. Die Weiterexpansion bis in die 1 at-Spitze (die hoffnungsvoll grüne Fläche) verspricht theoretisch rund 9,5 % zusätzliche (schräg schraffiert) Diagrammarbeit. Die weitere Expansion vom Umgebungsdruck bis zur Umgebungstemperatur, die in tiefes Vakuum führen würde (das Diagramm müsste zehnmal länger sein) offeriert uns theoretisch sogar 20 %, also das Doppelte der 1 at-Spitze (punktirt). Der letztere Betrag ist aber nur durch Ausnützung der wenig wertvollen Abgaswärme über einen Wärmetauscher realisierbar und könnte praktisch nur zu einem kleinen Bruchteil als Arbeit gewonnen werden. Die Expansion bis in die Druckspitze scheint leichter realisierbar, wenn auch nicht in einer Kolbenmaschine. Dagegen bietet sich hier die Turbine sehr vorteilhaft an.

Immer wieder drängt sich daher (seit Büchi's ersten Vorschlägen 1905<sup>2)</sup>) der Gedanke auf, das gesamte Arbeitsdiagramm — von der Verbrennungsspitze bis in die 1 at-Spitze — durch einen salomonischen Trennschnitt aufzuteilen

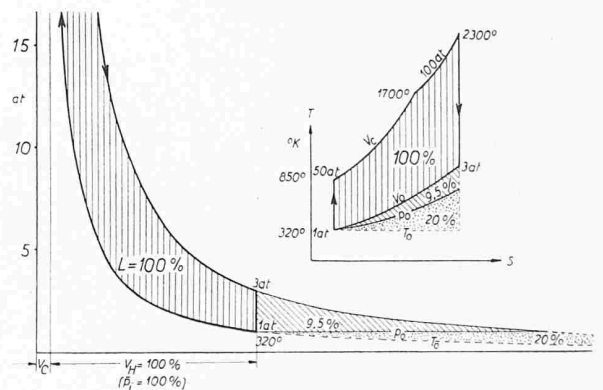


Bild 7. Arbeitsdiagramm eines unaufgeladenen Motors mit zusätzlicher Expansionsspitze bis auf den Umgebungsdruck, bzw. bis auf die Umgebungstemperatur. Oben zugehöriges T-s-Diagramm.

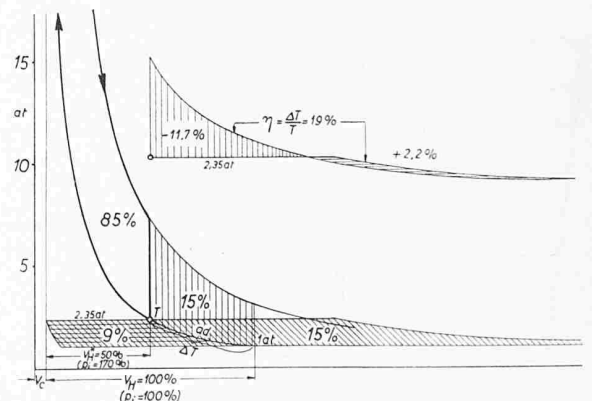


Bild 8. Arbeitsdiagramm eines aufgeladenen Motors mit Aufladung bis auf halbes Hubvolumen. Die gegenüber dem unaufgeladenen Diagramm abgeschnittenen 15% der Arbeitsfläche werden theoretisch als Turbinenüberschuss genau wieder gewonnen. Vertikal schraffiert = vom Diagramm des unaufgeladenen Motors abgeschnittene Arbeitsfläche, 15%, schräg schraffiert = theoretische Arbeit der Turbine, 24%, horizontal schraffiert = theoretischer Arbeitsbedarf des Ladeverdichters, 9%. Oben Arbeitsumsatz unter Berücksichtigung des thermischen Wirkungsgrades.

1) SBZ 1954, Nr. 44 und 45, S. 631 und 649.  
2) SBZ 1952, Nr. 16, 17, 18, S. 217, 244, 263.

auf den Kolbenmotor einerseits und auf eine Abgasturbine andererseits. Nur ist leider dieser Schnitt nicht so einfach zu legen.

Der Kolbenmotor verlangt den Schnitt am Hubende, also vertikal geführt bei  $v$  constant. (Denn «verlängerte Expansion» hiesse: Verlust an Schöpfvolumen und kaum tragbare Reibungsverluste.) Die Turbine ihrerseits wünscht die Gaszufuhr bei konstantem Druck, also einen Horizontalschnitt. Praktisch endet es damit, dass man beiden den Gefallen tut. Was dabei herauskommt zeigt Bild 8.

Wählen wir den Schnittpunkt auf der Kompressionslinie, gerade Mitte Hub. Das ergäbe einen Ladedruck von 2,35 ata. Das abgeschnittene Diagrammende umfasst 15 %, der verbleibende Rest also 85 %, diese aber gewonnen im halben Hubvolumen. Der neue Diagrammitteldruck und damit die neue Leistungsdichte ist also 170 % des unaufgeladenen, wozu dann erst noch Turbinenleistung kommt. Dieses Ziel der Aufladung wäre also erreicht.

Wie aber steht es mit dem Verbrauch? Mit dem gleichen Brennstoffaufwand bekommen wir aus dem *Motordiagramm* nur 85 % der Arbeit. Zudem müssen wir noch Laderarbeit aufbringen, und zwar 9 % (horizontal schraffiert). Allerdings, diese Laderarbeitsfläche wird vom Turbinendiagramm (schräg schraffiert) gedeckt, das darüber hinaus nun noch die berühmte «Expansion in die Spitze» dazuliefert.

Hier kommen wir nun einer raffinierten Schiebung auf die Spur: Die vertikale, zwischen  $v$ -konstant-Linien gelegene Arbeitsfläche des Motors (in Bild 8 vertikal schraffiert) verschiebt sich einfach in die horizontale, zwischen  $p$ -konstant-Linien gelegene Fläche der Turbine (schräg schraffiert)! Mit andern Worten: die am Motordiagramm geopfert 15 % werden theoretisch genau ersetzt durch den Nutzüberschuss an Turbinenarbeit. Nicht mehr, nicht weniger. In der Tat: die beiden Prozesse verarbeiten die gleiche Wärme, die im Motor bei  $v$ -konstant, in der Turbine bei  $p$ -konstant zugeführt wird. Und sie haben gemeinsame adiabatische Kompression, also gleichen Wirkungsgrad! Mit dem Wunschtraum  $100 + 9,5 \%$  ist's nichts!  $85 + 15$  ist alles. Warum? weil aus dem Kuchen eben ein Stück herausge-

schnitten wurde, 11,7 %, von dem mit  $\eta = \Delta T/T = 19 \%$  nur 2,2 % zurückkommen, also gerade der in Bild 7 schräg schraffierte Zipfel!

Wenn also alles verlustlos geht, bekommen wir aus dem halbierten aufgeladenen Zylinder zusammen mit dem Turbinenüberschuss genau wieder die Arbeit des alten unaufgeladenen Zylinders. Und damit auch den gleichen Verbrauch!

Was soll das aber heissen? Die Erfahrung zeigt doch, dass der Verbrauch mit dem Aufladen der Anlage besser wird. Und nun finden wir, dass er — ohne jede Verluste gerechnet — nur gerade gleich bleibt! — Nun, des Rätsels Lösung klingt paradox: Einzig weil wir allenthalben Verluste haben, nur darum wird für die aufgeladene Maschine der

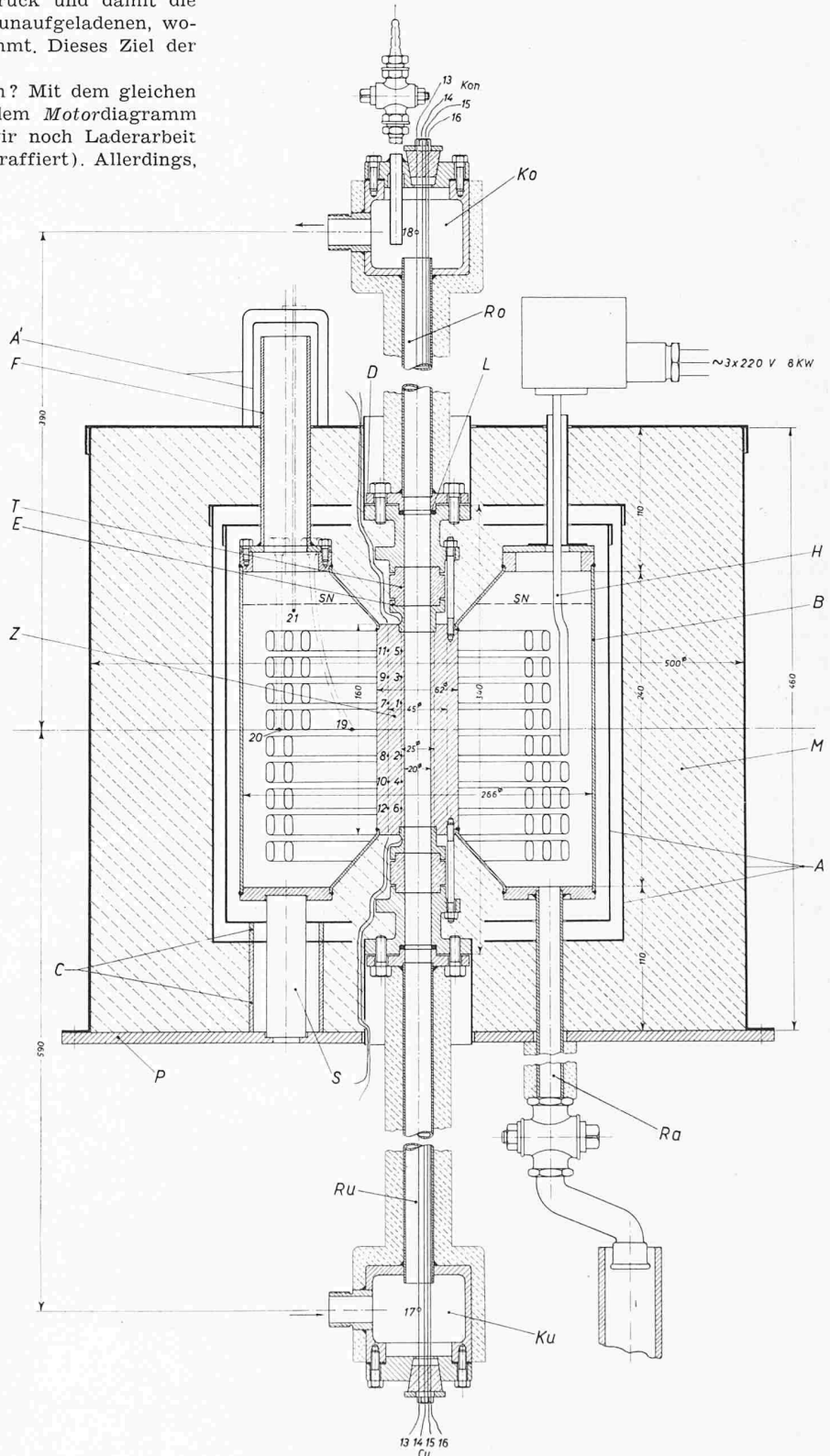


Bild 9. Apparatur zur Messung des Wärmeüberganges an fließendes Kühlwasser bei Oberflächenverdampfung (Inst. Mitt. Nr. 18; Dr. N. Dimopoulos)

- Z dickwandiges Messrohr aus reinem Nickel  
 E, T Endstücke aus rostfreiem Stahl, bzw. Teflon  
 B Behälter für eutektische Salzlösung  
 SN Salzbadniveau bei 170° Salzbadtemperatur  
 H Elektrische Heizspirale  
 F Füllrohr  
 A, A' Strahlungs-Schutzmäntel aus Aluminiumblech  
 M Isoliermasse aus Steinwolle  
 L Dichtung aus Teflon  
 D Flansch aus rostfreiem Stahl  
 Ru, Ro Rohre aus rostfreiem Stahl  
 Ku, Ko Mischkammern  
 Ra Ablass  
 P Grundplatte  
 S, C Stützen aus Pyrostea  
 1÷12 Thermoelemente in Z  
 17÷18 (13÷16) Thermoelemente im Kühlwasser  
 19÷21 Thermoelemente in der Salzlösung

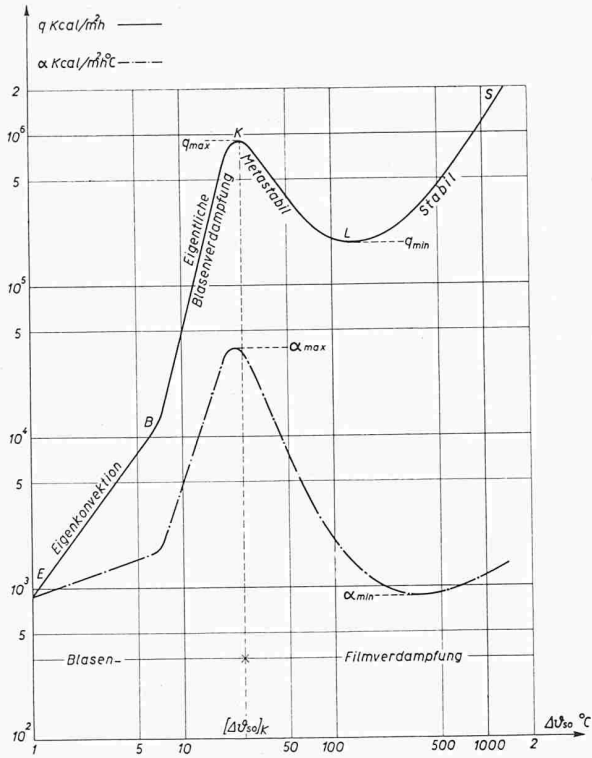


Bild 10. Prinzipieller Verlauf der übertragenen Wärmestromdichte  $q$  (ausgezogene Linien) und der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  (strichpunktierte Linien) in Funktion der Ubertemperatur  $\Delta\theta_{s0}$  der Grenzschicht über der Siedetemperatur des Wassers. Der praktische Bereich bleibt unter dem kritischen Wert  $[\Delta\theta_{s0}]_k$

Verbrauch besser. Allerdings: die Lader- und Turbinenverluste verschlimmern zunächst sogar die Lage: selbst wenn wir da mit je 80 % Wirkungsgrad rechnen, verlieren wir schon 7 %. Aber die grossen Verluste an mechanischer Reibung und an Wandwärme wenden alles wieder zum Guten!

Bei einem mittleren Reibungsdruck des Motors von beispielsweise 1,5 kg/cm<sup>2</sup> spart unser aufgeladener Motor gegenüber dem unaufgeladenen für das halbe, nicht mehr benötigte Hubvolumen an Verlusten rund 8 %, bezogen auf die volle Diagrammleistung. Den Rest an Verbrauchsverbesserung besorgen im wesentlichen die Wandwärmeverluste. Denn für gleichen Brennstoffdurchsatz ist das Hubvolumen halbiert und die Wandoberfläche entsprechend verkleinert, was namhafte Einsparungen an abgehender Wandwärme bedeutet.

Diese Betrachtung führt uns nun noch zur Frage des Wärmeflusses, des in unsern Motoren ebenso unerwünschten wie unvermeidlichen Wärmeüberganges vom Verbrennungsgas an die Wandungen. Und zwar geht es konkret dabei um die Frage der kalorischen Wandwärmeverluste bezogen auf den Heizwertdurchsatz einerseits und um die thermische Belastung von Zylinder und Kolben in bezug auf Wärmespannungen, Deformationen und Ubertemperaturen andererseits.

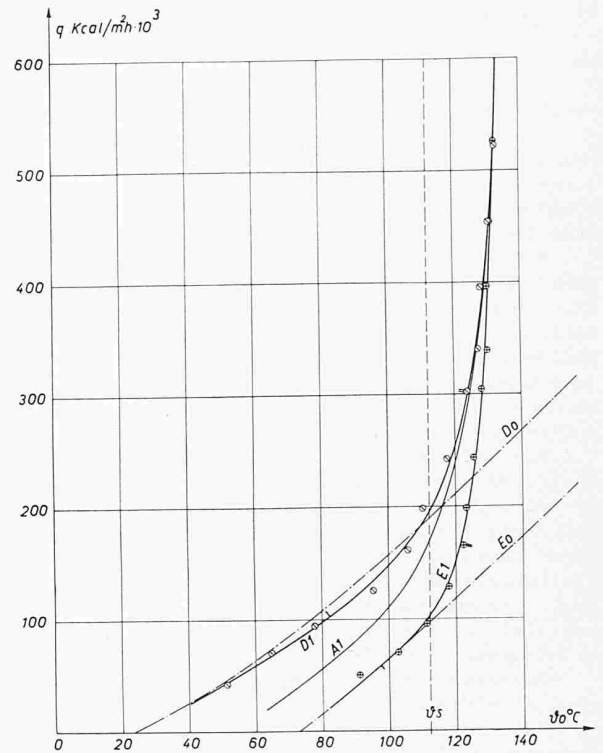


Bild 11. Gemessene Wärmestromdichte  $q$  in Funktion der Oberflächentemperatur  $\theta_s$ . Nach Ueberschreiten der Siedetemperatur  $\theta_s$  in der Grenzschicht stellt sich Blasenvererdampfung ein, womit der Einfluss der verschiedenen Kühlwassertemperaturen  $\theta_F$  verschwindet (aus Inst. Mitt. Nr. 18; Dr. N. Dimopoulos).

Kurve  $D_1$ :  $\theta_F = 23,4$  °C

Kurve  $A_1$ :  $\theta_F = 53,4$  °C

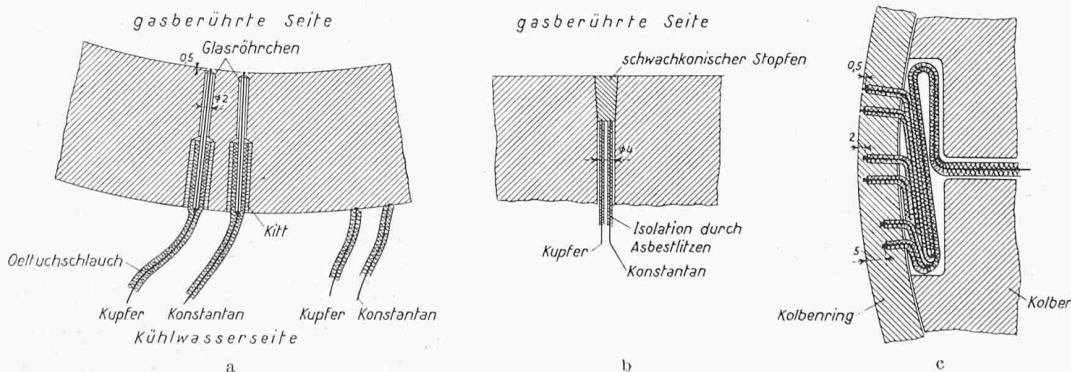
Kurve  $E_1$ :  $\theta_F = 73,4$  °C

Wassergeschwindigkeit  $w = 0,21$  m/s; Druck 1,57 ata  
Gerade  $D_0$  und  $E_0$ : theoretische Linien bei konvektivem Wärmeübergang ohne Dampfbildung.

Diesem Fragenbereich sind denn auch in unserem Institut viele theoretische und experimentelle Arbeiten gewidmet worden.

Theoretisch geht es zunächst um die Methoden der Berechnung stationärer Temperaturfelder und instationärer Temperaturfluktuationen in den Wandungen, und anschliessend um die Ermittlung der Wärmeverluste und der aus den Temperaturbelastungen resultierenden Wärmespannungen und Deformationen. Experimentell müssen die für solche Berechnungen benötigten gaseitigen Wärmebelastungsbedingungen und ebenso die kühlseitigen Wärmeabfuhrbedingungen ermittelt werden.

Was zunächst die Kühlseite betrifft, sei aus einer Promotionsarbeit von N. Dimopoulos folgendes bemerkt: Anschliessend an Beobachtungen an einem Motor wurde eine Apparatur nach Bild 9 aufgebaut, die es ermöglichte, den kühlseitigen Wärmeübergang bei eintretender Oberflächen-



Bilder 14a bis 14c. Einbauten von Thermoelementen. Lage der

Messstellen:

- a) im Zylindereinsatz,
- b) im Innern einer Wandung,
- c) in einem Kolbenring

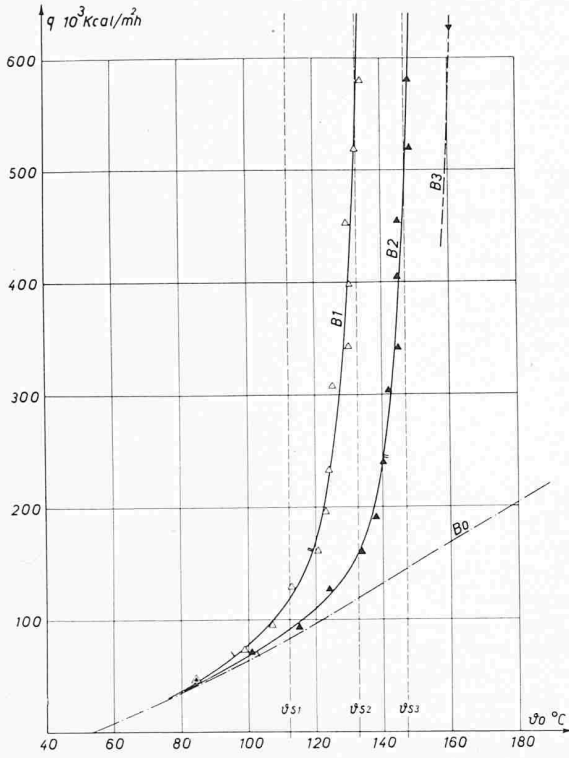


Bild 12. Wie Bild 11, für verschiedene Drücke im Wasser-  
raum. Bei kleiner Durchflussmenge ( $w = 0,12$  m/s); Kühl-  
wassertemperatur  $\vartheta_F = 53,5$  °C.

Kurve  $B_1$ :  $p = 1,57$  ata;  $\vartheta_{s1} = 112$  °C.

Kurve  $B_2$ :  $p = 2,98$  ata;  $\vartheta_{s2} = 132,6$  °C.

Messpunkt  $B_3$ :  $p = 4,50$  ata;  $\vartheta_{s3} = 147,2$  °C.

Gerade  $B_0$ : Theoretische Linie bei konvektivem Wärmeüber-  
gang ohne Dampfbildung.

verdampfung genauer zu messen. Das Kühlwasser strömt durch ein dickwandiges Ni-Rohr 7, das aussen elektrisch über ein passendes Heizbad geheizt wurde, wobei die kühlwasserseitige Wärmestromdichte bis zum Vielfachen der in Motoren vorkommenden Beträge gesteigert werden konnte.

Bei mässigen Wärmebelastungen gelten selbstverständlich die bekannten, etwa auf Nusseltsche Aehnlichkeitsbetrachtungen oder auf Prandtsche Grenzschichtbetrachtungen zurückgehenden Gesetze des konvektiven Wärmeüberganges im Rohr. Mit steigender Wärmebelastung kommt aber bald der Punkt, wo für die Wärmeübertragung ein so grosser Temperatursprung zwischen Wand und Wasser benötigt wird, dass die Wand die Siedetemperatur des Wassers erreicht. Von da an findet in der wandnahen Grenzschicht mit steigender Wärmebelastung immer intensivere Dampfblasenbildung statt. Dadurch, dass die Dampfblasen im kalten Hauptstrom des Kühlwassers sofort wieder kondensieren, besorgen sie den Abtransport der Wärme in besonders intensiver Weise.

In diesem Bereich ist für die Wärmeübertragung die tiefe Kühlwassertemperatur nicht mehr von Einfluss, sondern nur noch die sich einstellende Uebertemperatur  $\Delta\vartheta_{80}$  der Wand

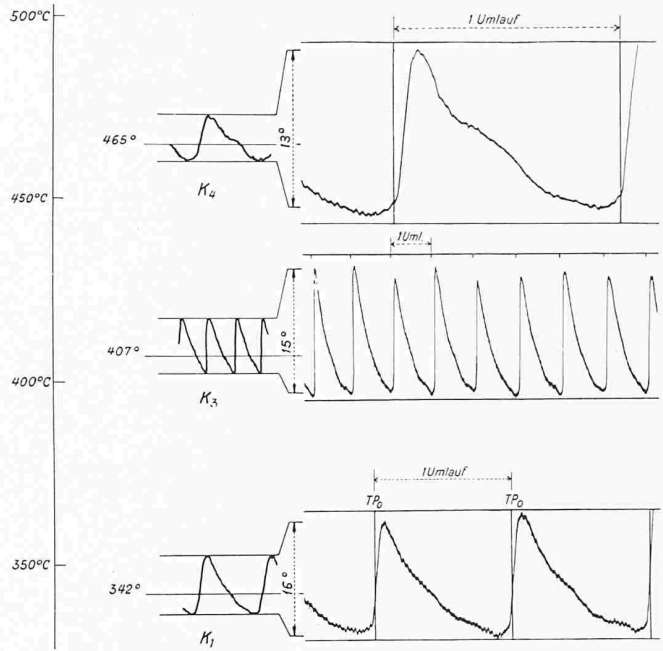
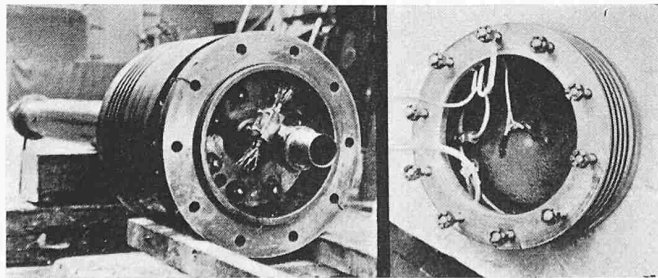
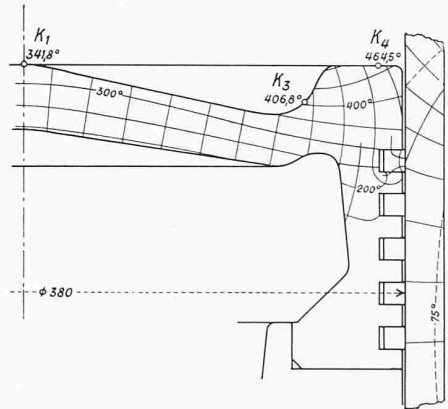


Bild 13. Temperaturfeld (rechts) und Temperaturschwingerungen an drei Punkten im ölgekühlten Kolben eines Zweitakt-Dieselmotors bei 300 U/min und Vollast (nach Inst. Mitt. Nr. 1; Dr. K. Hug)



Bilder 15 a und 15 b. Verlegen von Drähten für Thermo-  
elemente im ölgekühlten Kolben eines doppelwirkenden Zweitakt-Dieselmotors von 380 mm Bohrung und 460 mm Hub (Bild 13).

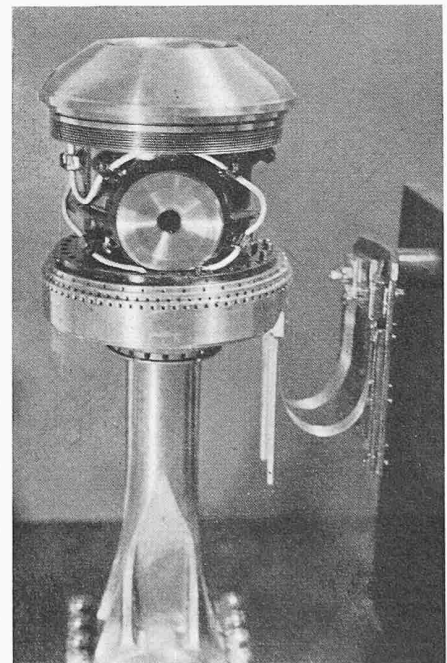


Bild 16 (rechts). Herausführung der Drähte für Thermo-  
elemente vom bewegten Kolben durch Stahlbänder von 0,2 mm Dicke, die gegen seitliches Ausschlagen durch isolierte Auf-  
lageschienen gesichert sind und die Verbindung zwischen unterem Kolbenrand (kalte Lötstelle) und einem Fixpunkte im Gehäuse herstellen. Gute Bewährung bei über 10 m/s Kolben-  
geschwindigkeit und über 2000 U/min (Hohwald-Zweitakt-Ver-  
suchsdieselmotor mit 160 mm Zylinderdurchmesser)

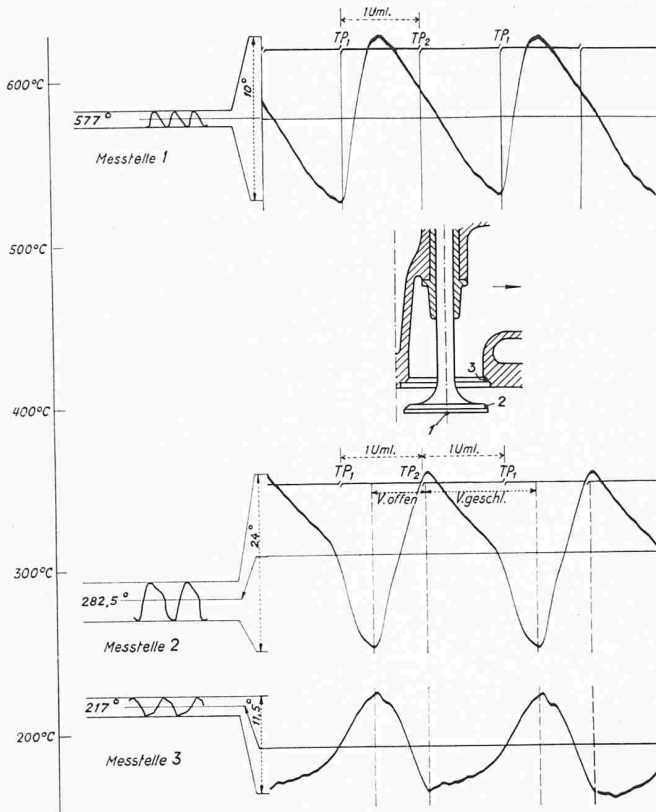


Bild 17. Gemessene Oberflächentemperaturen und Temperaturschwingungen am Auslassventil eines Saurer-Viertakt-Dieselmotors bei  $n = 1150$  U/min (nach Inst.-Mitt. Nr. 3; Dr. I. Drolshammer)

Messstelle 1: Mitte Ventilteller (oberste Kurve)  
 Messstelle 2: In der Sitzfläche des Ventiltellers (mittlere Kurve)  
 Messstelle 3: In der Sitzfläche des Zylinderkopfes (unterste Kurve)

über der Siedetemperatur des Wassers. Mit  $10^\circ$  bis höchstens  $20^\circ$  Uebertemperatur, also mit  $110^\circ$  bis  $120^\circ$  wasserseitiger Wandtemperatur, kann jede in Verbrennungsmotoren anfallende Wärmestromdichte übernommen werden, und für die so belasteten Zylinderwandstellen lässt sich die Wandtemperatur weder mit kälterem Kühlwasser noch mit schärferer Wasserströmung vermindern. Wirksam wäre einzig ein Senken der Siedetemperatur, also etwa ein Kühlen mit Wasser

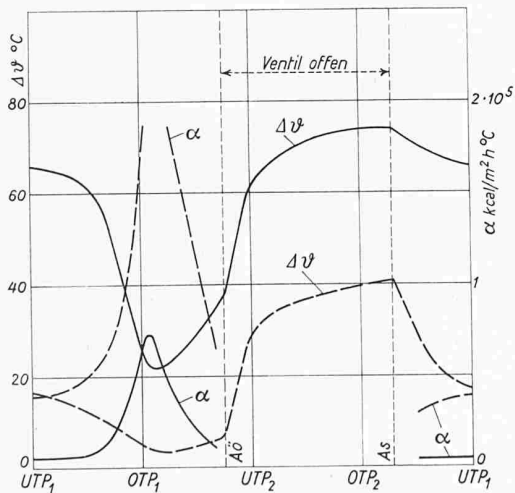
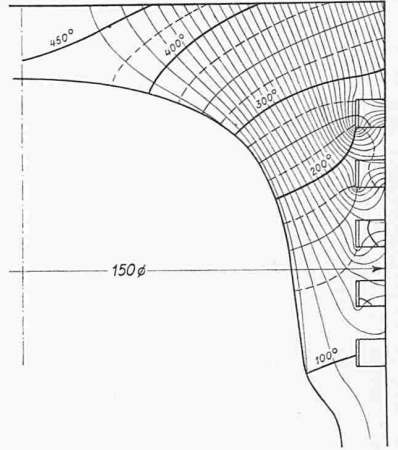


Bild 18a. Temperaturdifferenzen  $\Delta\vartheta$  und Wärmeübergangszahlen  $\alpha$  zwischen den Sitzflächen (Teller und Sitzring) eines Auslassventils bei gutem (gestrichelt) und schlechtem (ausgezogen) Kontakt. Viertakt-Dieselmotor von 390 mm Bohrung, 520 mm Hub, 300 U/min, 140 mm Ventiltellerdurchmesser, Betrieb mit Aufladung  $p_i = 6,0$  kg/cm<sup>2</sup> (nach Inst.-Mitt. Nr. 3; Dr. I. Drolshammer)

Bild 19 (rechts). Temperaturfeld und Wärmefluss in einem ungekühlten Gusskolben eines Zweitakt-Dieselmotors von 150 mm Durchmesser, nach Berechnung. Für die Berechnung massgebende Gastemperatur 1000 Grad Celsius; mittlere Wärmeübergangszahl auf der Gasseite  $300$  kcal/m<sup>2</sup>h<sup>0</sup>C. Starke Beteiligung des obersten Kolbenringes am Wärmetransport (aus Inst. Mitt. Nr. 1; Dr. K. Hug).



unter Vakuum oder Kühlen mit einer tiefer siedenden Flüssigkeit. Bild 10 zeigt das prinzipielle Verhalten bei Blasen- und Filmverdampfung und die Bilder 11 und 12 orientieren über gemessene Wärmestromdichten in Funktion der Oberflächentemperatur  $\vartheta_0$ .

Auf der Brennraumseite sind die Wärmeeinfall-Bedingungen weniger leicht zu erfassen. Bekannt ist uns dort zwar etwa aus dem Indikator oder dem Entropiediagramm der zeitliche Temperaturverlauf der Verbrennungsgase während eines Arbeitsspieles, schwankend zwischen den tiefen Lufteinlasstemperaturen und der bis zu  $2000^\circ$  höheren Verbrennungstemperatur. Diesen gewaltigen Gastemperaturschwankungen entsprechen Temperaturschwingungen in den Zylinderwandungen, die aber wegen der hohen Wärmekapazität des Wandmaterials Fluktuationen von nur etwa  $\pm 10^\circ$  in der gasberührten Wandschicht erreichen und innerhalb weniger Millimeter Tiefe abklingen. Sie überlagern sich dem stationären Temperaturfeld, und es fragt sich, mit welcher mitt-

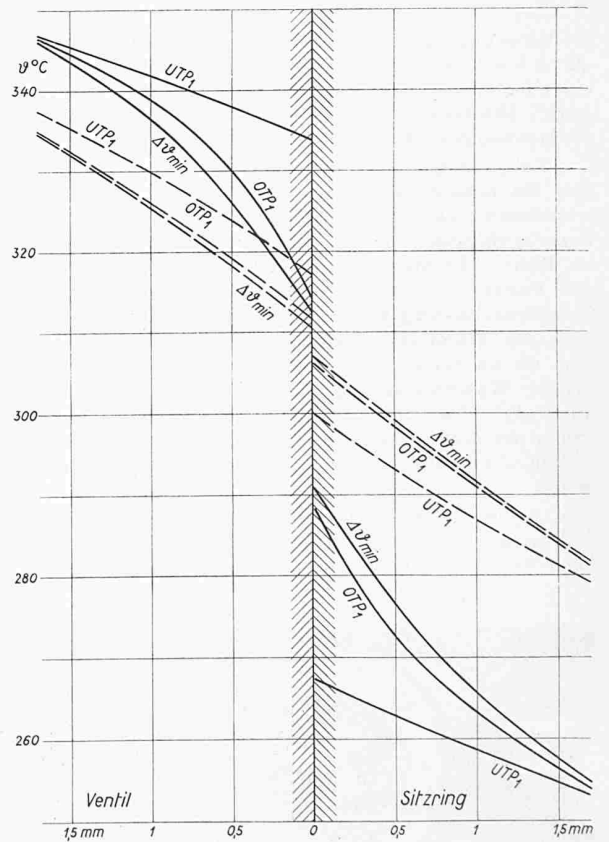


Bild 18b. Temperaturverlauf in Sitznähe und Temperatursprung zwischen den Kontaktflächen bei verschiedenen Kolbenstellungen ( $OTP_1$  oberer Zündtotpunkt,  $UTP_1$  unterer, dem Arbeitstakt folgender Totpunkt,  $\Delta\vartheta_{\min}$  Kolbenstellung, bei der sich eine minimale Temperaturdifferenz einstellt) für gleiche Verhältnisse wie Bild 18a.

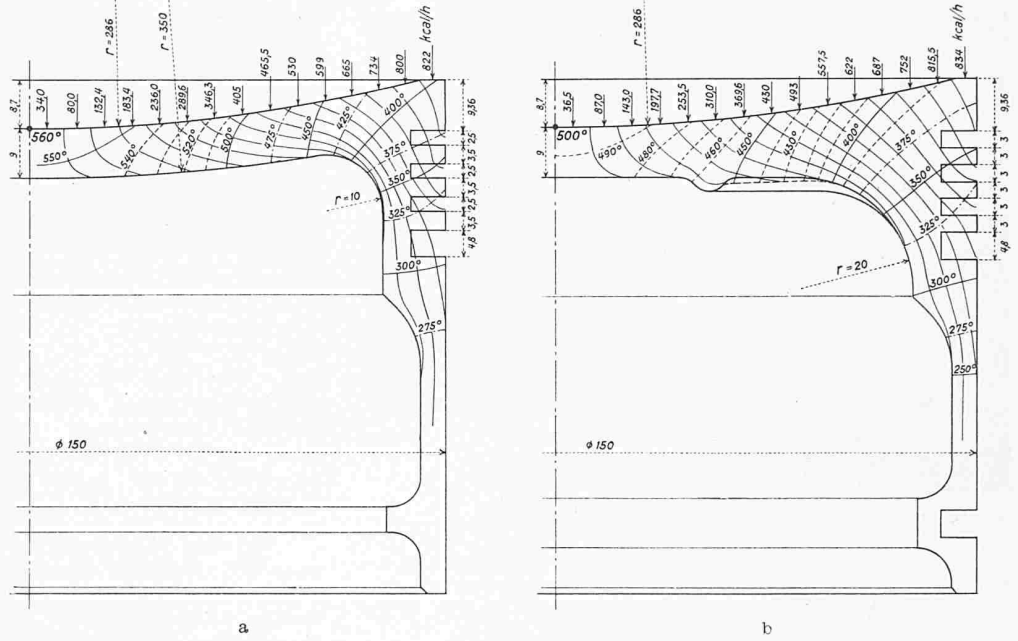
Bild 20 a und 20 b. Berechneter Wärmefluss in einem ungekühlten Leichtmetall - Flugmotorkolben unter Annahme extremer hoher Wärmebelastung. a) Normale Kolbenausführung, b) Für guten Wärmeabfluss verbesserte Kolbenform.

Temperaturen in °C:

Gas	1350
Gehäuseluft	70
Zylindermantel	150

Wärmeübergangszahlen in kcal/m<sup>2</sup> °Ch

Gas/Kolben	400
Kolben/Gehäuseluft	200
Kolben/Zylindermantel	300
Kolben/Kolbenring/Mantel	3800



leren Gastemperatur dieses stationäre Temperaturfeld der Wand vorzuberechnen sei. Eine nähere Betrachtung zeigt, dass dafür nicht der zeitliche Mittelwert der Gastemperatur (rund 500 bis 600 ° C bei Zweitakt, Vollast) in Rechnung zu setzen ist, sondern ein weit höherer Wert (rund 900 bis 1000 ° C), weil die hohen Gastemperaturen der Verbrennungsperiode gleichzeitig durch extrem hohe Wärme-Uebergangszahlen unterstützt werden.

Die Ermittlung der für die stationären Wandtemperaturen massgebenden, resultierenden Gastemperatur setzt daher die Kenntnis des periodischen Verlaufes der Wärmeübergangszahl (Gas → Wand) während eines Arbeitsspiels voraus. Es genügt daher nicht, im Zylinderdeckel und Zylindereinsatz, im Kolben, ja sogar in den Kolbenringen und in den Ventiltellern stationäre Temperaturfelder auszumessen; vielmehr müssen darüber hinaus die Temperaturschwingungen in all diesen Bauteilen möglichst nahe der gasberührten Oberfläche thermoelektrisch gemessen und oszillographisch registriert werden.

Messtechnisch stellten sich dabei manche Schwierigkeiten ein, die nur dank hochwertiger Mithilfe junger Mitarbeiter und nicht zuletzt eines Werkstattpersonals von seltener Geschicklichkeit und Einsatzfreudigkeit überwunden werden konnten. Dies dürfte aus den Bildern 13 bis 20 zu erkennen sein.

In den letzten Jahren wurden an den beiden grossen Motoren des Institutes nochmals Messungen und Auswertungen mit erhöhter Genauigkeit durchgeführt. Zu diesem Zweck wurde ein Messtutzen nach Bild 21 mit einer grösseren Zahl in Serie geschalteter, von der Masse des Motors isolierter Thermoelemente verwendet. Bild 22 zeigt das Oszillogramm einer Temperaturschwingung in der Zylinderdeckelwand mit der zugehörigen Auswertung, Bilder 23 und 24 verschiedene Ausbildungsformen von Thermoelement-Ein-

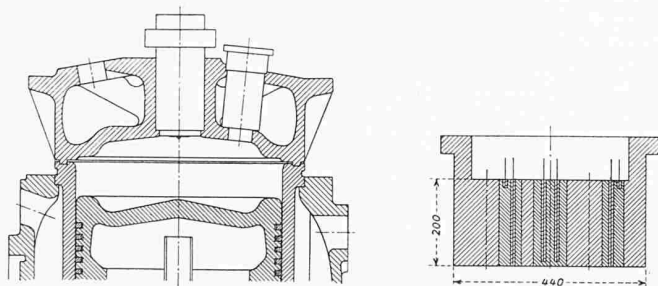


Bild 21a. Einbau des Messtutzens in den Zylinderdeckel eines Zweitakt-Dieselmotors. — Bild 21 b (rechts). Messtutzen mit in Serie geschalteten Thermoelementen. Die einzelnen Elemente sind in 5 mm dicke, konische Stahlzapfen eingebaut, die durch eine Glimmerschicht von der Masse des Stutzens isoliert sind.

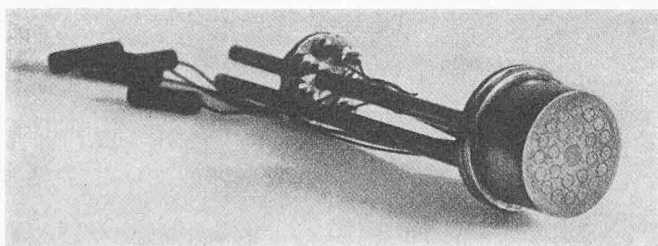


Bild 21c. Ansicht des Messtutzens.

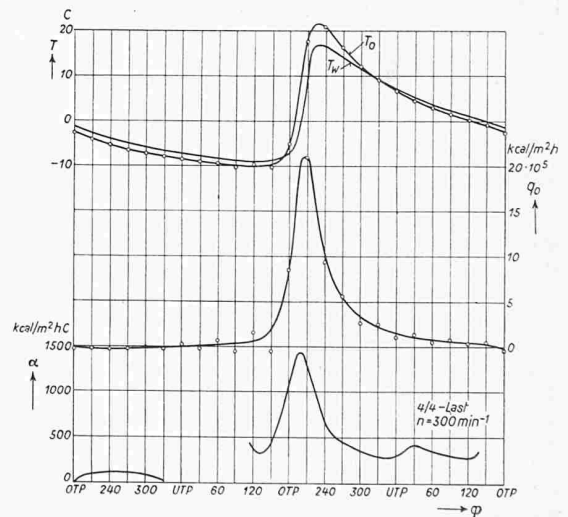


Bild 22. Oszillogramm der Wandtemperatur-Schwingungen, aufgenommen mit einem Messtutzen gemäss Bild 21 an einem Dreizylinder-Viertakt-Dieselmotor von 390 mm Bohrung, 520 mm Hub, 300 U/min und Vollast. Darunter der vom Oszillogramm übertragene mittlere Verlauf der entsprechenden Temperaturschwingungen  $T_w$  und der berechnete Verlauf der Temperaturschwingung an der Wandoberfläche  $T_0$ . Das folgende Diagramm zeigt die daraus berechnete Wärmestromdichte  $q_0$  an der Oberfläche und das unterste den berechneten Verlauf der Wärmeübergangszahl  $\alpha$ . Die kleinen Kreise stellen die durch Fourier-Synthese berechneten 24 Ordinatenwerte dar. (Aus Inst. Mitt. Nr. 15; Dr. K. Elser.)

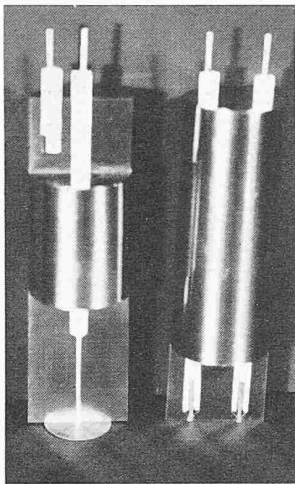


Bild 23. Einbaustutzen für Thermoelemente. Rechts Thermoelement in 0,2 mm Messtiefe. Links Thermoelement für unmittelbare Oberflächenmessung; im Stahlstutzen ein durch eine Oxydschicht isolierter Nickeldraht von 0,3 mm Durchmesser; auf die überschiffene Stirnfläche des Stutzens und des Nickeldrahtes wurde eine Nickelschicht von etwa 0,001 mm Dicke aufgedampft.

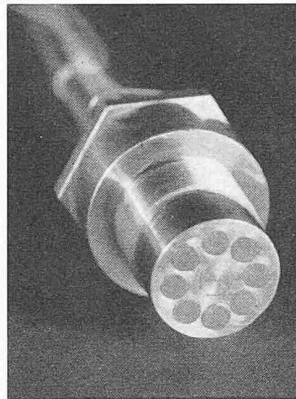


Bild 24. Messtutzen mit mehreren aufgedampften Oberflächen-Thermoelementen.

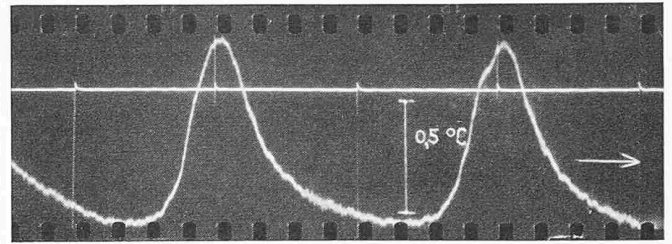


Bild 25. Extrem schwache Temperaturschwingung in der Wandung eines Kompressors bei 200 U/min, oszillographisch gemessen mit Mehrfach-Thermoelement nach Bild 24.

sätzen und Bild 25 das Oszillogramm einer extrem schwachen Temperaturschwingung.

Noch einen Schritt weiter sind wir in letzter Zeit gegangen, um bei Drehzahlen über 1000 U/min die dann sehr kleinen Temperaturschwingungen messen zu können. Wir hoffen, dies sei diesen Winter an einem kleinen raschlaufenden Zweitakt-Dieselmotor möglich. Dass es bei Untersuchungen solcher Art nicht etwa nur um die Befriedigung wissenschaftlicher Neugier geht, sondern dass sie uns ermöglichen, die bei neuen Arbeitsprozessen (etwa bei Hochaufladung) zu erwartenden thermischen Belastungen vorzuberechnen und rechtzeitig zu berücksichtigen, möchte ich abschliessend doch unterstreichen.

Die verfügbare Zeit habe ich überschritten. Und ich muss zudem um Ihre Nachsicht bitten, weil das Bild der Entwicklung, das ich skizzierte, recht unvollständig blieb. Es war aber zu erwarten, dass sich von dem, was uns die Verbrennungsmotoren in einigen Jahrzehnten nahen Kontaktes zu erzählen wussten, nicht ganz alles in einer kurzen Stunde wiedergeben liess.

Adresse des Verfassers: G. Eichelberg, Forsterstr. 81, Zürich 44.

## MITTEILUNGEN

**Geräte für industrielles und Unterwasser-Fernsehen** hat die Firma Pye Ltd. Cambridge, England, entwickelt. Sie gestatten die gefahrlose Beobachtung von Vorgängen, die sich entweder überhaupt nicht unmittelbar beobachten lassen oder bei welchen der Beobachter gefährdet würde. Eine Pye-Anlage für industrielles Fernsehen besteht aus der Aufnahmekamera, dem Kamerasteuergerät und dem Bildschirm sowie den Spezialkabeln zwischen den einzelnen Geräten. Die sehr kleine Aufnahmeöhre der Kamera weicht konstruktiv von der herkömmlichen Röhrenbauart ab; sie arbeitet nach dem Prinzip der photoelektrischen Leitfähigkeit und ist sowohl bei Tageslicht wie bei künstlichem Licht verwendbar. Das Kamerasteuergerät und der Bildschirm können an jedem geeigneten Beobachtungspunkt bis zu 90 m von der Kamera entfernt aufgestellt werden. Das industrielle Fernsehen hat sich in Fabriken, Bureaux, Laboratorien, Werkstätten und Schulen bestens bewährt und dürfte immer grössere Verbreitung finden. Die «Komet» Unterwasser-Fernsehkamera (so benannt wegen ihrer Verwendung zur Auffindung der Trümmer des bei Elba abgestürzten «Komet»-Düsenflugzeugs) kann unbegrenzte Zeit in Tiefen bis zu 1100 m verwendet werden. Die Bilder werden auf einer normalen Bildröhre auf dem die Kamera schleppenden Schiff erzeugt oder an einen entfernteren Kontrollposten übertragen. Ein tragbares, kleineres Modell dient für Aufnahmen in Tiefen bis zu 110 m.

Das Unterwasser-Fernsehen wird zwar niemals einen Taucher vollständig ersetzen, es bildet jedoch bei Untersuchungen und Arbeiten unter Wasser (Wehrbauten, Schleusen, Dämmen usw.) ein wertvolles Hilfsmittel. Die Pye-Unterwasser-Fernsehgeräte werden bereits von verschiedenen Marinen und Bergungsgesellschaften mit Erfolg benützt. M. P. Misslin

**Die neue Werkstatt des Technical College in Kingston-upon-Hill** (England) ist ein einstöckiges Gebäude von 95,00 × 58,52 m Grundfläche, aufgeteilt in vier Blocks mit 3,66 m breiten Zwischengängen. Die Fundierung besteht aus Ort betonpfählen, auf denen ein Trägerrost aus armiertem Beton ruht; an diesem ist der Fussboden aus Eisenbeton mit dem Leitungssystem aufgehängt. Der Oberbau wurde innerhalb von nur zwei Monaten aufgerichtet, wie wir «The Engineer» vom 17. Dez. 1954 entnehmen. Die Tragkonstruktion besteht aus durchlaufenden Achtfeldrahmen in 4,88 m Abstand. Diese sind aus vorgespanntem Eisenbeton hergestellt, für den nur zwei Standardelemente erforderlich waren: die Säulen mit oberer Gabelung und die gekrümmten Riegel. Die Elemente wurden mit einem Derrick aufgerichtet, Spannkabel eingezogen, die Fugen ausbetoniert und die Kabel nach dem Verfahren McCall gespannt und vergossen. Die Elemente für die Shedrinne sind ebenfalls am Platz vorgefertigt und zunächst leicht vorgespannt; in ihrer endgültigen Lage wurden sie nochmals nachgespannt. Durch Verbindung mit den Tragrahmen bilden sie so ein Querrahmensystem. Auch das Sheddach selbst besteht aus vorgespannten Eisenbetonelementen; sie sind bei 7,32 m Spannweite 4,88 m breit, 6,35 cm dick und wiegen je rund 7 t. Sie werden einfach auf die Rahmenrippen aufgelegt, festgeklammert und durch Ausgiessen der Fugen mit diesen und miteinander verbunden. Diese Dachelemente wurden am Bauplatz zu jeweils acht Stück nebeneinander in einem Spannbett von 60,96 m Länge gleichzeitig vorgespannt. Für alle vorgespannten Bauteile wurde ein hochwertiger Rapidzement verwendet, der in zwei Tagen eine Festigkeit von 350 kg/cm<sup>2</sup> erreichte.

**Eidg. Technische Hochschule.** Die ETH hat in der Zeit vom 1. Okt. 1955 bis 31. März 1956 folgenden Bau-, Maschinen- und Elektro-Ingenieuren die Doktorwürde der technischen Wissenschaften verliehen: Brunner, Alfred, Dipl. Masch.-Ing. ETH., von Zürich und Wetzikon; Dimopoulos, Nikolaos, Dipl. Masch.-Ing. und Dipl. El.-Ing. der Techn. Hochschule Athen, griechischer Staatsangehöriger; El-Hashimy, Mohamed Mohamed, B.Sc. civil Engineer der Universität Kairo, ägyptischer Staatsangehöriger; Gloor, Bruno Rudolf, Dipl. El.-Ing. ETH, von Winterthur und Dürrenäsch/AG; Guggenbühl, Walter, Dipl. El.-Ing. ETH, von Meilen/ZH; Rutz, Robert, Dipl. El.-Ing. ETH, von Winterthur; Ziembra, Waclaw, Dipl. Masch.-Ing. ETH, polnischer Staatsangehöriger.

**Persönliches.** Unser G. E. P.-Kollege Dipl. Ing. W. Schriever, Leiter des National Research Council, Division of Building Research, Soil mechanics Section, in Ottawa (Canada) hat die Baker-Goldmedaille der Institution of Civil Engineers (London, England) erhalten. — Anstelle von Ing. A. Bodmer, der ein eigenes Büro eröffnet hat, ist Dipl. Arch. W. Kamber (Olten) als Regionalplaner nach Bern gewählt worden. — Unser Mitarbeiter Peter Meyer ist zum Extraordinarius für Kunstgeschichte der Universität Zürich gewählt worden.

**Baustoffprüfpressen.** Die Fa. Karl Frank GmbH., Weinheim-Birkenau, hat eine Baustoffprüfpresse entwickelt, die zur Prüfung von Zement- und Betonwürfeln mit Kantenlängen bis 200 mm dient. Die Prüfkraft beträgt 50 bis 500 t. Eine andere