

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 66 (1948)  
**Heft:** 49

**Artikel:** Freikolben-Generatoren  
**Autor:** Eichelberg, G.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-56836>

#### Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

#### 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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

#### 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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 21.02.2026

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

**Freikolben-Generatoren**

Von Prof. Dr. G. EICHELBERG, E.T.H., Zürich  
(Schluss von Seite 667)

**8. Die Brennstoffeinspritzung**

Hierfür sind bei Freikolben besondere Bedingungen zu beachten. Naturgemäß muss der Brennstoff in einem Zeitabschnitt eingespritzt werden, der den inneren Totpunkt einschliesst. Die Einspritzung muss daher auch dann vor sich gehen, wenn die Kolbenbewegung und damit alle von ihr mechanisch ableitbaren Bewegungen zum Stillstand gekommen sind. Daher muss nach dem Akkumulierverfahren gearbeitet werden, d. h. der Brennstoff wird von der Pumpe vorzeitig abgemessen und unter Druck gespeichert, so dass kurz vor dem Totpunkt nur noch die Auslösung des Einspritzvorganges eingeleitet werden muss. Der weitere Verlauf, insbesondere die Dauer der Einspritzung, ist dann einzig durch den Speicherdruck, die Einspritzmenge und den Düsenquerschnitt bestimmt.

Eine Ausführung der Brennstoff-Akkumulierpumpe zeigt Bild 20. Der von einer Drehachse des Synchronisiergestänges aus angetriebene Pumpenkolben 1 übernimmt dabei in üblicher Weise die Dosierung der bei 2 angesaugten Brennstoffmenge, indem der Regler, der an der Zahnstange 3 angreift, durch Verdrehen des Kurbels 1 die Schrägschlitz-Ueberström-Regulierung besorgt. Die geförderte Oelmenge gelangt durch ein kleines Druckventilchen 4 — das konstruktiv zentral in einem grösseren 7 angeordnet ist — unter den Akkumulatorkolben 5, der von einem Druckluftkolben 6 — dem gewünschten Einspritz-Druck entsprechend — belastet ist. Kurz vor Hubende stösst der Pumpenkolben 1 das von einer starken Feder belastete Abschlussventil 7 auf, womit der gespeicherten Oel-

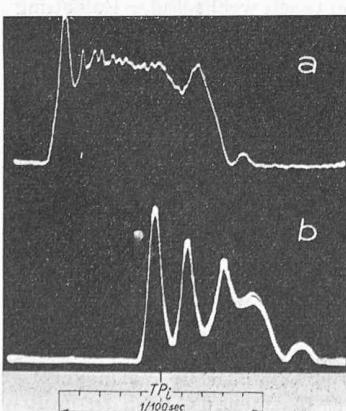
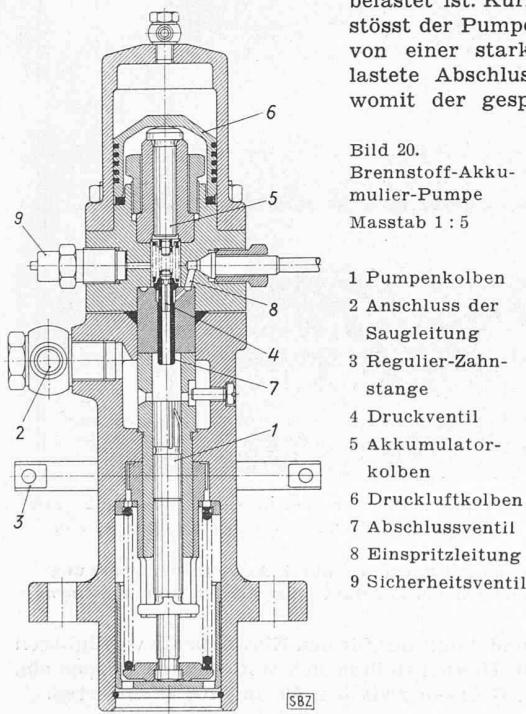


Bild 21.  
Nadelhub-  
Diagramme

a für direkte Ein-  
spritzung  
b für Vorkammer-  
Einspritzung

$TP_i$  innerer  
Totpunkt

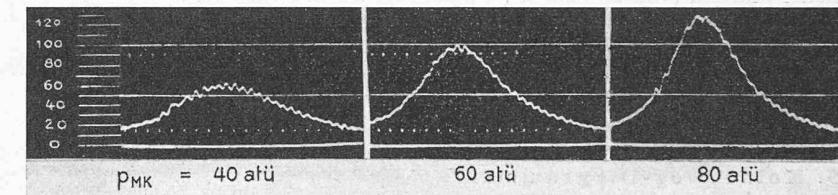


Bild 22. Motor-Druckdia-  
gramme mit Druckeichung

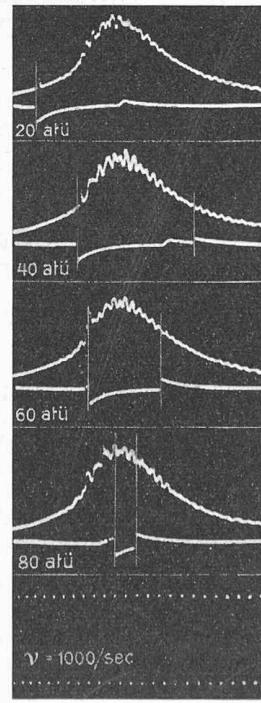


Bild 23. Motordiagramme bei verschiedenen eingestellten Kompressionsenddrücken  $p_{MK}$

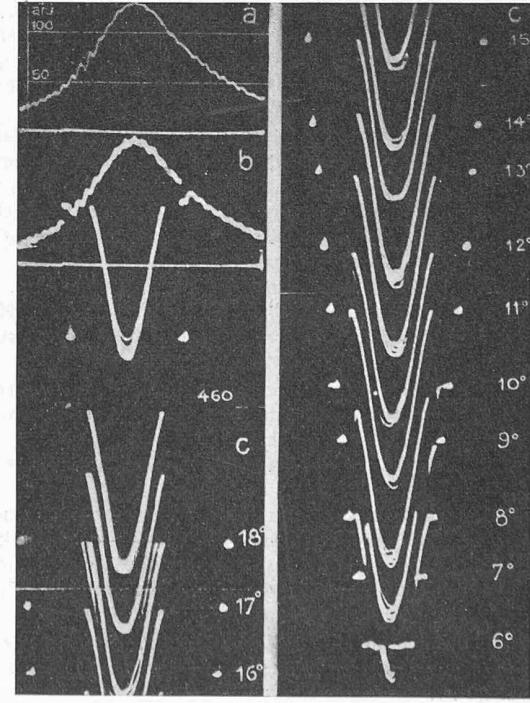


Bild 24. Motordiagramme mit Eichmarken verschie-  
dener Hubstellungen

menge der Weg nach einer oder mehreren Einspritzleitungen 8 freigegeben wird (9 ist ein Sicherheitsventil).

In den scheibenförmigen Brennraum von veränderlicher Dicke muss bei jedem Arbeitsspiel eine Brennstoffmenge verteilt werden, die mindestens das dreifache des Normalquants für einen unaufgeladenen Motor gleicher Abmessungen beträgt. Die Einspritzung erfolgt daher durch sechs gleichmässig über den Umfang verteilte Brennstoffdüsen. Im wesentlichen wendet man direkte Strahlzerstäubung an, wobei vier der sechs Düsen direkt zerstäuben, während zwei sich diametral gegenüberliegende über Vorkammern arbeiten. Dabei geht aber an Brennstoff nur rd. 5 % über die Vorkammern, die auch im ganzen nur etwa  $1/10$  des Brennraumvolumens bei Vollast fassen. Die Aufgabe der Vorkammern ist dabei, durch die aus ihnen ausströmenden Heissluft-Strahlen eine zusätzliche Durchwirbelung des Hauptbrennraumes zu bewirken. Dies nicht etwa in dem Sinne, dass vor dem direkten Einspritzen eine kreisende Luftbewegung erzeugt würde, sondern vielmehr so, dass im Verlauf der direkten Einspritzung diese Brennstoffstrahlen durch die Vorkammerströmung zusätzlich aufgeteilt werden. Dieser Mechanismus drückt sich in den Nadelerhebungs-Diagrammen (Bild 21) deutlich aus: Die direkte Einspritzung ist mehr als zur Hälfte vorbei, bis unmittelbar vor dem Totpunkt — die Vorkammereinspritzung beginnt. Diese ist zudem von kürzerer Dauer, arbeitet mit geringerem Einspritzdruck und kleinem Düsenquerschnitt.

Auf diese Weise gelingt eine bis zur Höchstlast einwandfreie Verbrennung mit unsichtbarem Auspuff. Demzufolge zeigen auch die Indikatordiagramme des Motorprozesses eine ausgezeichnete Druckentwicklung. Die Diagramme sind mit einem kapazitiven Geber und Kathodenstrahl-Oszilloskop aufgenommen.

In den Eichdiagrammen Bild 22 sind nacheinander für 20, 40, 60, 80 atü Eichzacken eingetragen; der Zeitmaßstab ist durch Wiedergabe der Frequenz  $v = 1000 \text{ s}^{-1}$  festgelegt.

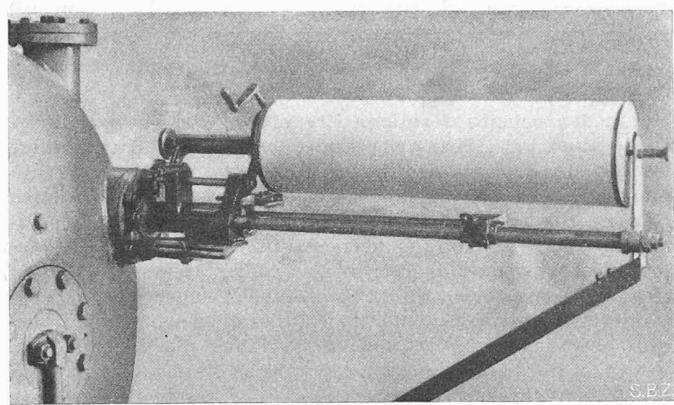


Bild 25. Hubschreiber

Durch Verstellen der Federspannung am Stabilisator kann der Totstufendruck und damit die Motorkompression nach Belieben eingestellt werden. Die drei Diagramme Bild 23 zeigen dies für gleichbleibenden Betriebsdruck von 2,5 atü und gleiche Hublänge (460 mm äussere Kolbenlage). Die Kompression ist nacheinander auf 40, 60, 80 at eingestellt. Die Maximaldrücke erreichen dabei 65, 100 und 130 at.

Da es sich um Druck-Zeit-Diagramme handelt, der Zeit-Weg-Zusammenhang aber nicht wie bei Kurbelmaschinen durch die Kinematik des Kurbeltriebes vorgegeben ist, wird jeweils in besonderen Diagrammen dieser Zusammenhang festgehalten. Ein Beispiel geben die Diagramme Bild 24. Sie gelten für 3 atü Betriebsdruck, 80 at Kompression und 460 mm äussere Kolbenlage und gehören zusammen mit den Nadelerhebungsdigrammen Bild 21. Es folgen sich nacheinander: Ein Einzeldiagramm des Druckverlaufes in Totpunktähe a; ein Vielfachdiagramm b mit einer nach abwärts gerichteten spitzen Schleife, deren Symmetriaxe den Totpunkt angibt, und mit zwei optischen Punktmarken ( $10^\circ$ ). Eine Reihe ähnlicher Marken (von  $18^\circ$  bis  $6^\circ$ ) folgen (c); sie bedeuten Winkeleinschläge eines oszillierenden Kontaktgebers, gezählt von der inneren Schalttotpunktähe der Kolben. Die geometrisch zugeordneten Kolbenlagen sind

Winkel . . . . .      6°    10°    14°    18°

Abstand des Kolbenbodens von der

Maschinenmitte . . . . . 25,6    42,8    59,8    76,9 mm

#### 9. Kolbenweg-Diagramme

Da die Kolben zwischen freien Endlagen spielen, die je nach dem Betriebszustand ändern, ist die Aufzeichnung des Kolbenweges (Endlagen) von Interesse. Dies geschieht mit einer einfachen Registriervorrichtung, Bild 25. Auf eine langsam drehende Papiertrommel, die in der Fortsetzung der Maschine axial angeordnet ist, wird mit einem starr vom Kolben aus geführten Schreibstift der Kolbenhub in seiner wahren Länge aufgezeichnet.

Die Null-Linie wird bei stillstehender Maschine aufgenommen, nachdem die Kolben bis in die innerste Lage, z. B. bis zur Berührung der Motorkolben, geschaltet wurden. Von dieser Null-Linie aus ist der zum jeweiligen Betriebsdruck zugehörige Kompressionsraum für 40, 60, 80 ata Kompressionsdruck in das Diagramm eingetragen.

Bild 26 zeigt das Verhalten beim Anfahren. In a) und b) ist ohne Brennstoffeinspritzung jeweils das erste Hubdiagramm aufgezeichnet und zwar für verschiedene eingestellte Anlassdrücke (20, 24, 28 und 32 at).

a) gilt für die *kalte* Maschine, wobei schrittweise innere Totlagen erreicht wurden entsprechend Kompressions-Enddrücken von 5 bis 30 at.

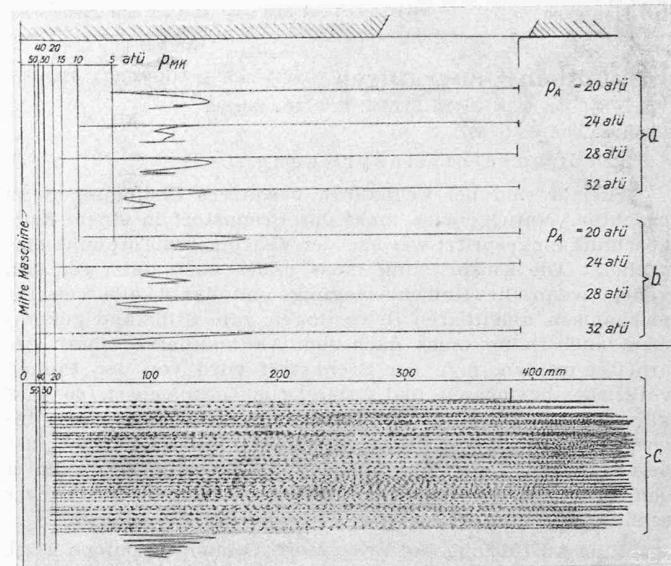
b) gilt für die *betriebswarme* Maschine; die Kompression erreicht dann rd. 9 bis 50 at.

c) zeigt schliesslich das Anfahren mit Brennstoffeinspritzung, das Einspielen auf 0,7 atü Betriebsdruck und darauf das Abstellen der Maschine mit dem Auspendeln der Kolben.

In Bild 27 sind Kolbenhubdiagramme bei 2,5 atü Betriebsdruck aufgenommen und zwar:

a) bei festeingestelltem Stabilisator und rasch veränderten Brennstoffmengen (ganze Dauer der Diagrammaufnahme rd. 20 s).

b) bei fest eingestellter Brennstoffmenge und rascher Änderung der Stabilisatorfeder Spannung, d. h. des Totstufen-



26. Hubdiagramme.  $p_A$  Anlassdruck,  $p_{MK}$  Kompressionsenddruck im Motorzylinder

a Anlasshübe (ohne Brennstoff) bei kalter Maschine

b Anlasshübe (ohne Brennstoff) bei warmer Maschine

c Anlassen, Einregulieren auf 0,7 atü Betriebsdruck und Abstellen

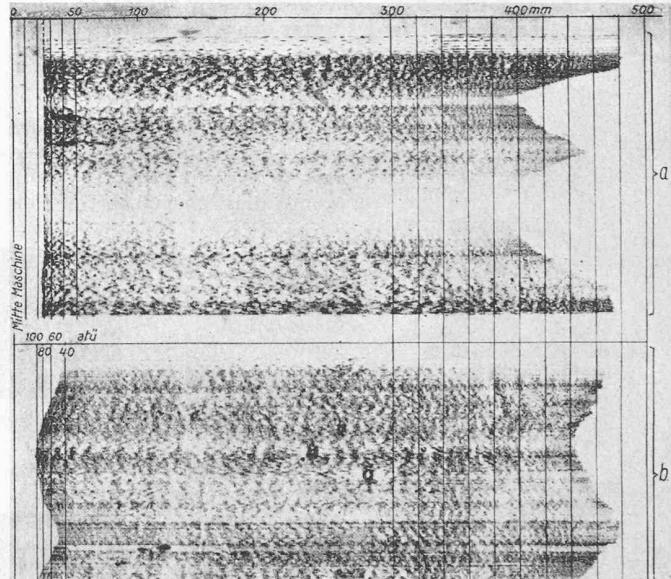


Bild 27. Hubdiagramme bei konstantem Betriebsdruck von 2,5 atü  
a Variieren der eingespritzten Brennstoffmenge bei blockiertem Stabilisator

b Variieren der Rückwärtsenergie durch Ändern der Spannung der Stabilisatorfeder bei konstant eingestellter Brennstoffmenge

druckniveaus und damit der für den Einwärtshub verfügbaren Totstufenarbeit. Hierbei stellten sich Motorkompressionen ein, die sich in den Grenzen zwischen 50 und 100 at änderten.

Bild 28 zeigt schliesslich bei gleichem Betriebsdruck von 2,5 atü das Betriebsverhalten bei rasch wechselnder Belastung (Brennstoffmenge), wenn der automatisch regelnde Stabilisator für Konstanthaltung der Motorkompressionen sorgt. Schliesslich gibt Bild 29 das Betriebsverhalten bei 1, 1,5, 2, 2,5 und 3 atü Betriebsdruck, wobei vom Stabilisator jedesmal die Einhaltung von 50 at Kompressionsdruck verlangt wurde. Die Hubdiagramme lassen in ihrer Gesamtheit die außerordentlich flexible Befolgung der jeweils geforderten Betriebsbedingungen erkennen.

#### 10. Die Leistungsmessungen

Auf dem Prüfstand wurden Versuche durchgeführt, um das Arbeitsvermögen der vom Freikolben-Generator gelieferten heissen Druckgase zu messen. Druck und Temperatur der Auspuffgase bestimmen dabei den thermischen Zustand vor der Turbine. Das damit gegebene adiabatische Wärmegefälle  $\Delta i_{ad} = c_p \cdot \Delta T_{ad}$  ist noch mit der Gasmenge  $G \text{ kg/h}$  zu multiplizieren.

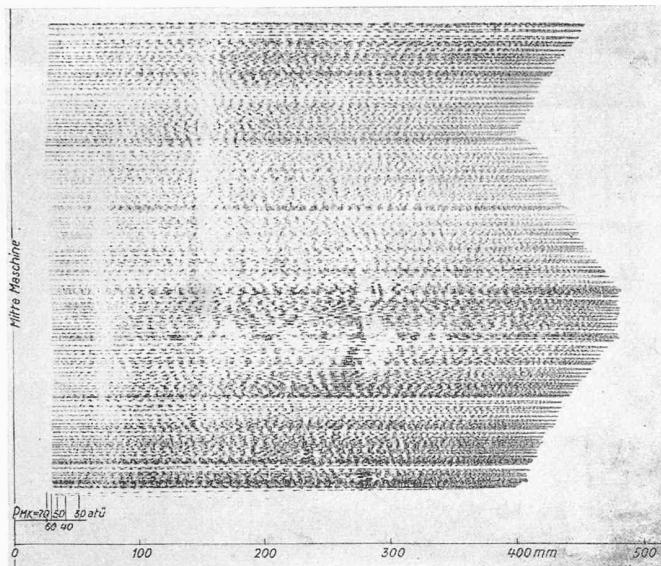


Bild 28. Hubdiagramme bei konstantem Betriebsdruck von 2,5 atü. Variation des Hubes durch Brennstoffregulierung bei automatisch arbeitendem Stabilisator

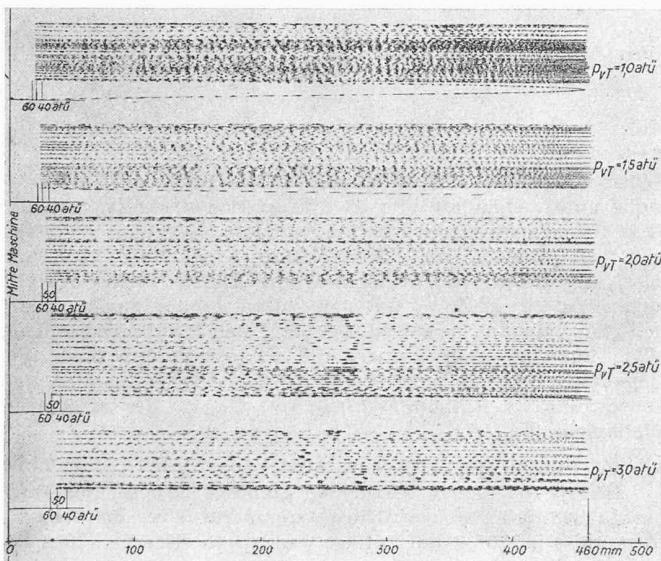


Bild 29. Hubdiagramme bei Betriebsdrücken von 1 bis 3 atü. Kompressionsdruck am Stabilisator auf 50 at eingestellt. Äussere Kolbenlage 460 mm vom Zentrum

plizieren, um die Arbeit in kcal/h zu erhalten, die im heißen Gas zur Verfügung steht. Durch Multiplikation mit dem Turbinenwirkungsgrad ergibt sich schliesslich die effektive Leistung an der Turbinenwelle.

Die Ermittlung des Abgasdruckes bereitet keine Schwierigkeit. Die Temperaturmessung geschieht in einem dem Generator nachgeschalteten Auspuffsammler. Selbstverständlich sind die verwendeten Thermoelemente nach den Regeln der Messtechnik mit ausreichendem Strahlungsschutz versehen und sorgfältig geeicht. Um einen sicheren Mittelwert der Gastemperatur zu messen, wird das Abgas im Auspuffsammler durch eine eingebaute Wasserkühlung um etwa 50° abgekühlt, wobei die abgeföhrte Wärme durch genaue Messung der vom Kühlwasser aufgenommenen Wärme bestimmt wird. Die Endtemperatur des Gases stellt so einen ausgeglichenen Mischwert dar und liegt in einem für die Temperaturmessung günstigen Bereich.

Die Gasmenge schliesslich wird durch eine klassische Düsenmessung ermittelt, nach Herabdrosseln der Abgase und unter Einschaltung einer genügenden Zulaufstrecke.

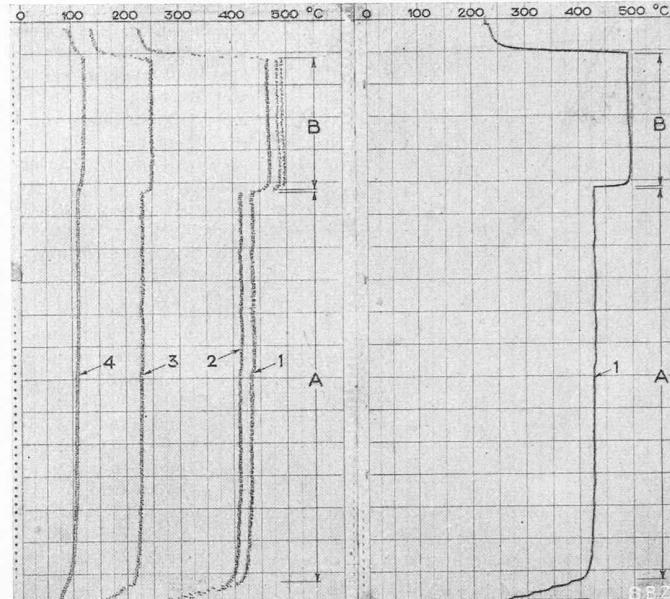


Bild 30. Bei der Leistungsmessung aufgenommene Temperatur-Registrierstreifen. A 6 Stunden Betrieb bei 1060 PS, B 2 Stunden Betrieb bei 1330 PS. 1 Abgastemperatur nach dem gekühlten Auspuffsammler, 2 Abgastemperatur vor der Messdüse, 3 Lufttemperatur im SpülLuftsammler, 4 Mittlere Lufttemperatur in der Totstufe

Selbstverständlich wird für die Ermittlung der Gasdichte im Messquerschnitt dort eine weitere Temperaturmessung eingeschaltet.

Der Verlauf der wichtigsten Temperaturen wurde jeweils durch Registriergeräte fortlaufend aufgezeichnet. Bild 30 zeigt Registrierstreifen, die den nachfolgend beschriebenen Abnahmever suchen entstammen; sie enthalten außer den Abgas-Temperaturen die Temperatur der komprimierten Luft im Spülgehäuse und die Mitteltemperatur in der Totstufe. Auch der Übergang auf die neue Beharrung bei Laständerung ist daraus zu entnehmen.

### 11. Versuchsergebnisse

Im folgenden kann über offizielle Abnahmever suchen berichtet werden, die in der Zeit vom 8. bis 13. März 1948 durchgeführt wurden. Die Versuche bezogen sich auf einen Generator GS-34, von 340 mm Motor-Bohrung und 900 mm Kompressordurchmesser.

Die wesentlichsten Abnahmezahlen bei Vollast (1330 PS = 100 %) betragen:

Durchschnittliche Leistung *) . . . . .	1357 PS
Spielzahl . . . . .	613 min <sup>-1</sup>
Effektiver Hub . . . . .	443 mm
Mittlere Kolbengeschwindigkeit . . . . .	9,05 m/s
Temperatur der Abgase nach dem Generator	507,5 °C
Betriebsdruck der Gase vor der Turbine . .	3,5 atü
Geliefertes Gasgewicht . . . . .	3,654 kg/s
Spezifischer Brennstoffverbrauch *) . . . . .	153,5 g/PSh

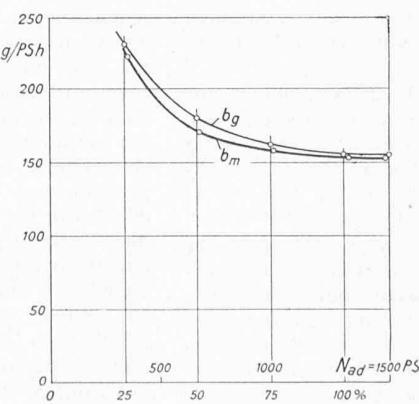


Bild 31a. Spezifischer Brennstoffverbrauch.  $b_g$  garantiert,  $b_m$  gemessen

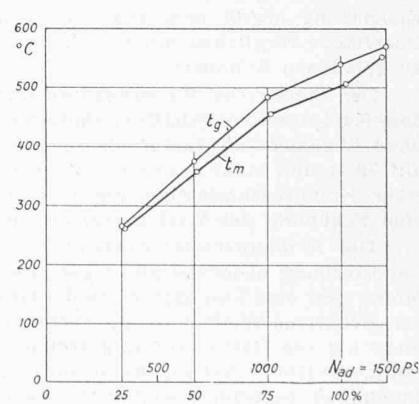


Bild 31b. Abgastemperatur,  $t_g$  garantierte Höchstgrenze,  $t_m$  gemessen

$b$  und  $N_{ad}$  bezogen auf das im Abgas verfügbare adiabatische Wärmegradienten auf Atmosphärendruck

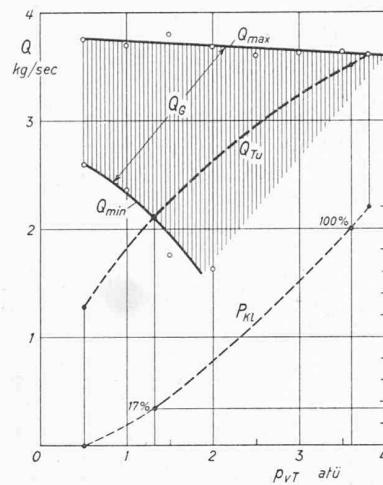


Bild 32 (links).  
Anpassen der Liefermenge eines Generators an das Schluckvermögen der Turbine.

$p_{vT}$  Betriebsdruck vor Turbine,  
 $Q$  Gasmenge,  $Q_G$  Liefermengen-Bereich des Generators,  $Q_{Tu}$  Schluckvermögen der Turbine,  $P_{KL}$  Klemmenleistung der Anlage in %

Bild 33 (rechts).  
Schema der Phasenversetzung zweier Generatoren A und B,  
 $p_T$  Totstufendrucke,  
 $p_{TA}$  Totstufendruck des Generators A,  
 $p_{TB}$  Totstufendruck des Generators B.

$p_{TA} + p_{TB}$  mittlerer resultierender Totstufendruck von A und B,  
 $R$  Resultierende der Drücke  $p_{TA}$  und  $p_{TB}$ ,  
 $x$  Schwingungsausschlag des «Taktgebers»

Thermischer Wirkungsgrad *) . . . . .	41,15 %
Kompressionsdruck . . . . .	76 kg/cm <sup>2</sup>
Gemessene Kühlwasserwärme . . . . .	19,4 %
Bilanzrest . . . . .	+ 1,1 %

\*) Bezogen auf das im Abgas verfügbare adiabatische Wärmegefälle bei Expansion auf Atmosphärendruck.

Im übrigen gibt Bild 31a den Brennstoffverbrauch und Bild 31b die Gastemperaturen, beides in einem Vergleich zwischen Garantie und Messergebnis. Gasttemperatur und Verbrauch liegen durchwegs etwas günstiger als garantiert, wobei der Charakter der Garantiekurven sehr gut eingehalten wird.

Das offizielle Abnahmeprotokoll stellt fest, «dass der Generator während der Versuche von insgesamt 17 Stunden Messdauer vollkommen zufriedenstellend gearbeitet hat, dass der Auspuff bei Vollast unsichtbar und bei Ueberlast kaum wahrnehmbar war. Die Demontage zeigte die Maschine in gutem Zustand.»

Den Abnahmeversuchen waren längere Prüfstandbetriebe vorausgegangen, unter anderem ein Lauf von 100 h bei 850 PS und ein Lauf von 100 h bei 1000 PS. Auch wurde seither ein Dauerlauf von 250 h durchgeführt. Insgesamt hat die Maschine heute über 3000 Betriebsstunden hinter sich.

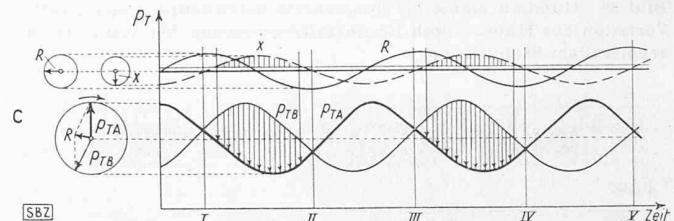
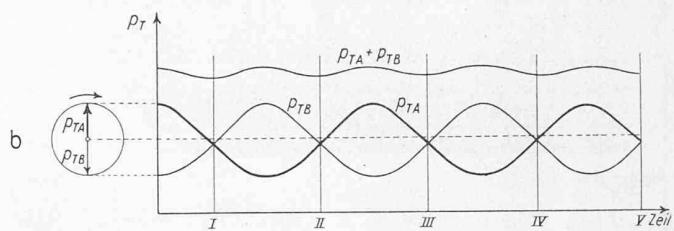
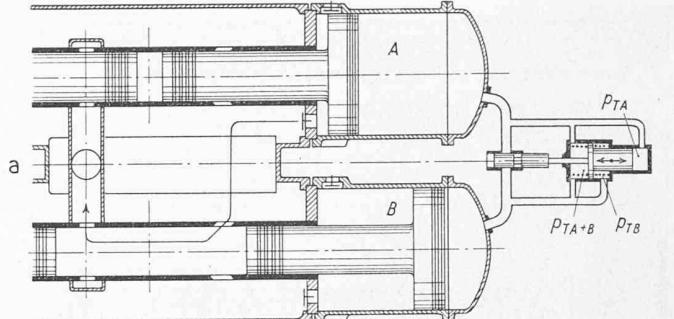
## 12. Diskussion der Energiebilanz

Angesichts des guten Brennstoffverbrauchs drängt sich die Frage auf, wie es möglich ist, Diesel-Wirkungsgrade zu erreichen mit einer Anlage, bei der das Arbeitsmedium nicht nur ein Diesel-Aggregat, sondern außerdem einen Kompressor und eine Turbine zu durchsetzen hat. Die hierbei zweifellos entstehenden zusätzlichen Verluste müssen offenbar anderweitig kompensiert sein. In der Tat ist hierzu folgendes festzustellen:

Der Kühlwärmeverlust, der bei normalen Dieselmotoren mit 22 bis 25 % gemessen wird, betrug hier nur 19,4 %. Diese Einsparung ergibt sich aus der kleinen wärmeabführenden Oberfläche verglichen mit dem Leistungsdurchsatz des hochaufgeladenen Zylinders.

Der thermische Wirkungsgrad des Prozesses, der ja mit dem Kompressionsverhältnis zunimmt, kann beim Freikolben ohne Rücksicht auf Lagerbelastungen durch Kompression bis auf 70 at und mehr gesteigert werden. Theoretisch entspricht einer Kompressionssteigerung von 40 at auf 60 bzw. 80 at eine Erhöhung des Wirkungsgrades um 6 % bzw. 9,3 %.

Die Reibungsverluste stellen sich wegen Wegfall der Lagerreibung ebenfalls günstiger. Beim normalen Zweitakt-Motor geht eine Reibleistung in der Größenordnung von 20 % der effektiven Wellenleistung verloren. Davon entfallen aber mehr als die Hälfte auf Lagerreibung, die beim Freikolben fehlt. Die Kolbenreibung kann auf Grund eingehender Untersuchungen berechnet werden<sup>1)</sup>. Es ergibt sich damit für Höchstlastbetrieb ( $p_{vT} = 3,8$  atü), Leistung in adiabatischem



Wärmegefälle 1535 PS, entsprechend 1350 PS an der Turbinenwelle unter Annahme von 88 % Turbinenwirkungsgrad, eff. Hub 462 mm, Spielzahl 637/min, mittlere Kolbengeschwindigkeit 9,8 m/s) eine totale Reibleistung von 126 PS, d. h. nur 9,3 % der effektiven Turbinenleistung. Dieser Verlust verteilt sich ungefähr zu 55 % auf den Auswärthub, zu 45 % auf den Einwärthub; ferner zu 47 % auf den Kompressorkolben, 33 % auf den Motorkolben und 20 % auf das Gestänge. Gegenüber dem normalen Zweitakt-Motor bedeutet dies eine Einsparung an Reibungsverlust von 10,7 % der effektiven Wellenleistung.

## 13. Zusammenspiel von Generator und Turbine

Hierfür herrschen betrieblich günstige Druck- und Temperaturbedingungen vor: Die Gastemperatur vor der Turbine liegt mit rd. 500 °C bei Vollast wesentlich tiefer, als dies bei normalen Gasturbinenanlagen mit einem guten Wirkungsgrad verträglich wäre. Der Druckbereich — zwischen 5 und 1 at a gelegen — entspricht anderseits dem günstigsten Mitteldruckgebiet einer Dampfturbinenanlage, so dass schon für mäßige Leistungseinheiten mit gutem Turbinenwirkungsgrad gerechnet werden kann.

Dazu kommt, dass die Lastregulierung — im Gegensatz zur Dampfturbine — nicht durch Drosseln oder Teilbeaufschlagung erreicht werden muss, sondern ausschließlich generatorseitig durch Senken des Lieferdruckes und durch Anpassen der Liefermenge an das jeweilige Schluckvermögen der Turbine erfolgen kann. Dass sich auf diese Weise selbst mit nur einem einzigen Generator pro Turbine schon eine Leistungsregulierung in weiten Grenzen erreichen lässt, zeigt Bild 32, wo in Funktion des Betriebsdruckes vor der Turbine die maximalen und die minimalen vom Generator lieferbaren Gasmenge aufgetragen sind. Zeichnet man in dieses Diagramm den der Kontinuität entsprechenden Gasdurchsatz durch die Turbine, so lässt sich längs dieser «Regulierkurve» die jeweilige Leistung als Produkt aus Menge und Wärmegefälle ermitteln. Bezogen auf die Klemmenleistung ergibt sich damit ein Regulierbereich von 110 % bis herab auf 17 % der Vollast. Die Leistungsregulierung der Anlage kann damit direkt vom Geschwindigkeitsregler der Turbine aus erfolgen, einwirkend auf die Brennstoffdosierung des Generators. Für Leistungen unter 17 % müsste — bei nur einem Generator — ein Teil der Gase abblasen werden.

Da für die Turbine eine konstante sekundliche Durchsatzmenge anzustreben ist, der Generator als Kolbenmaschine aber periodisch die Abgase ausstösst, ist ein Druckausgleich

<sup>1)</sup> Dr. sc. techn. H. Horgen, Versuche über Kolbenringreibung und Undichtheitsverluste. Mitteilungen aus dem Institut für Thermodynamik und Verbrennungsmotorenbau an der E. T. H., Zürich. Heft 2, 1942.

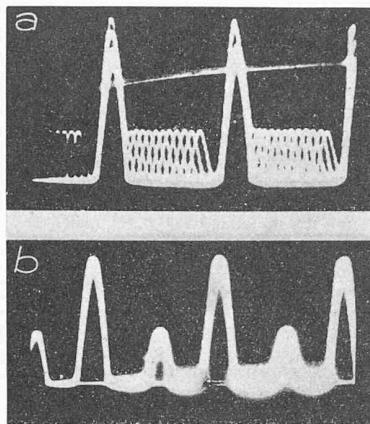


Bild 34. Oszillogramme der Totpunkt-lagen, a ohne «Taktgeber» b mit «Taktgeber»

vor der Turbine erwünscht. Dieser kann — unter Vermeidung gröserer Sammelgefässe — dadurch erreicht werden, dass die Turbine von zwei oder mehreren Generatoren beliefert wird. Im allgemeinen werden dabei die Spielzahlen auch von gleichgebaute Generatoren und bei gleichmässiger Lastverteilung doch etwas verschieden sein, so dass im Mittel ein gewisser Mengenausgleich erwartet werden darf.

#### 14. Phasenversetzung

Anzustreben ist aber eine Lösung, bei der mehrere Generatoren phasenversetzt zueinander arbeiten. Hierfür wäre es vollkommen ausreichend, wenn nur je zwei Generatoren um ein halbes Arbeitsspiel — um «180°» — phasenverschoben arbeiten würden. Damit liesse sich bereits eine sehr weitgehende Konstanz der Gaslieferung erreichen, zugleich könnten aber auch die Druckschwankungen im Spülluftsammler durch Verbinden der beiden Gehäuse bis auf kleine Beträge ausgeglichen werden.

In der Tat gelingt es nun, durch einen kleinen Steuerapparat, der an eine Ausgleichleitung zwischen den Totstufen der beiden Generatoren angeschlossen wird, eine vollkommen

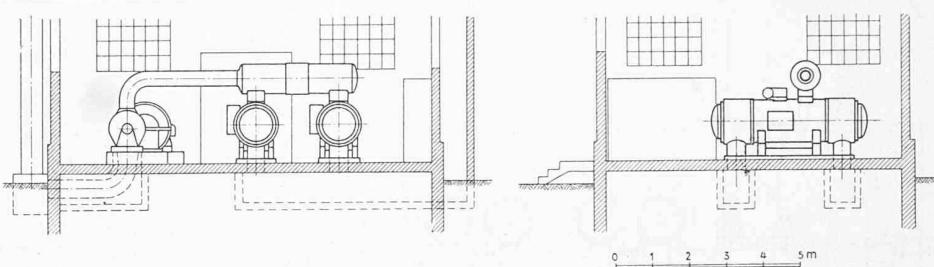
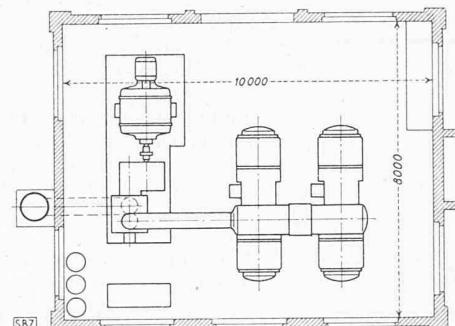


Bild 35. Projekt einer elektrischen Zentrale von 1400 kW. Masstab 1:200



zuverlässige Phasenversetzung zu erzwingen. Das Prinzip, das auf verschiedene Weise verwirklicht werden kann, sei anhand von Bild 33 erläutert. In eine Verbindungsleitung zwischen den Totstufen der beiden Generatoren A und B ist ein den Durchgang steuernder Kolbenschieber eingebaut. Dieser wird von einem zwischen Federn schwingenden Kolben bewegt, dessen Schwingung durch die periodischen Totstufendrücke  $p_A$  und  $p_B$  erreicht wird (Bild 33 a).

Laufen die beiden Generatoren richtig als Zwillinge, d. h. ist ihr Takt um «180°» dephasiert oder synkopiert, so weist die resultierende erregende Kraft  $P_A + P_B$  nur kleine Schwingungen höherer Ordnung auf (Bild 33 b).

Schon bei der geringsten Phasenverschiebung im einen oder im andern Sinn ergibt sich aber eine zu  $P_A$  und  $P_B$  um etwa  $90^\circ$  phasenversetzte Resultierende R (Bild 33 c). Schwingt das Steuersystem gedämpft in Resonanznähe, so ist seine Bewegung gegenüber dieser Resultierenden um  $90^\circ$  phasenverschoben, erfolgt also in Phase mit A und B. Der Steuerkolben, der nur nach einer Ausschlagsseite hin jeweils öffnet, gibt dabei immer dann die Druck-Ausgleichs-Strömung frei, wenn in der Totstufe des voreilenden Generators (B in unserem Beispiel) der höhere Druck herrscht. Die Rückwärts-Energie der Generatorkolben B wird somit vermindert, die von A erhöht sich und A wird aufholen.

Um die Wirksamkeit dieser Disposition zu prüfen, wurden zwei Freikolbenkompressoren der selben Bauart mit einer solchen Einrichtung versehen. Die beiden Kompressoren wurden nun z. B. auf verschiedene Fördermengen eingestellt — der eine auf Voll-, der andere auf Leerlast — so dass die Spielzahlen, mit dem Stroboskop beobachtet, 920 bzw. 890 pro Minute betrugen. Sobald nun der «Taktgeber» durch Öffnen der Luftwege in Funktion gesetzt wurde, war sofort das Motorengeräusch geändert: Beide Maschinen liefen synkopisch versetzt auf einer mittleren Spielzahl.

Es ist dabei gleichgültig, welche der beiden Maschinen zuerst angelassen wird und ob schon beim Anlassen oder erst nachher der «Taktgeber» eingeschaltet wird. Die interessanten Oszillogramme (Bild 34) bestätigen das Gesagte.

Bild 34 a zeigt den Betrieb bei noch ausgeschaltetem «Taktgeber». Die hohe Zacke zeigt die Hubstellung der einen Maschine an, wobei das Oszillogramm auf diese Maschine synchronisiert war. Mit einer niederen Zacke ist der Totpunkt der zweiten Maschine aufgezeichnet, und man erkennt, dass sich die Phasendifferenz stetig von Spiel zu Spiel verändert. Nach Einschalten des «Taktgebers» lässt das vielfach über-

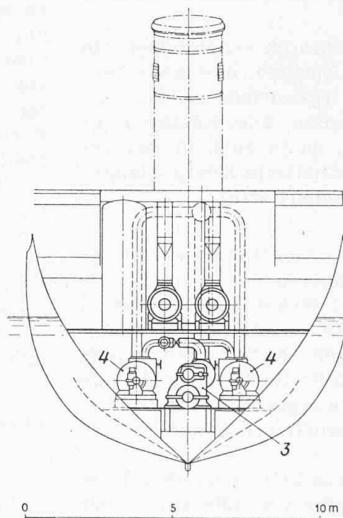
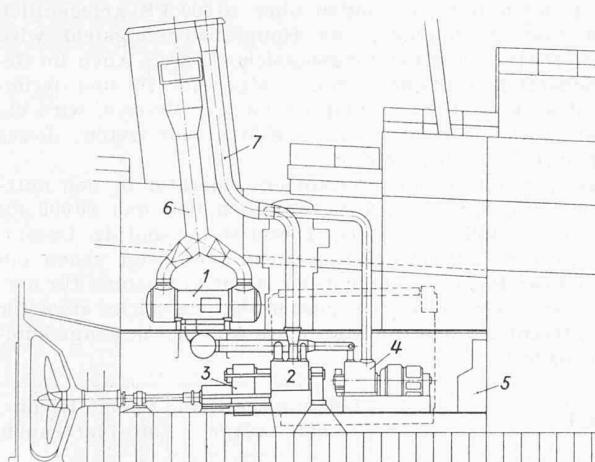
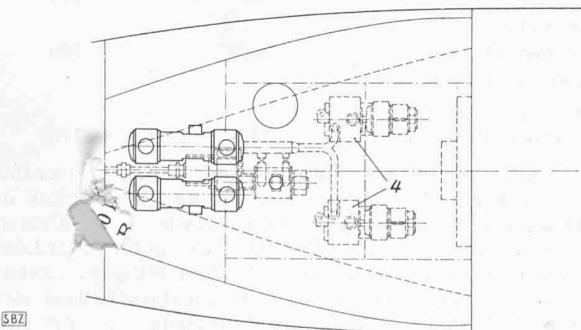


Bild 36. Projekt einer Freikolben-Generatoranlage für einen Fischereidampfer, Masstab 1:250

Leistung: 250 PS an der Propellerwelle, zwei Hilfsstromgruppen zu je 200 kW.

1 Generator, 4 Hilfsstromgruppen, 2 Turbine, 5 Schalttafel, 3 Getriebe, 6 Ansaugleitung, 7 Abgasleitung



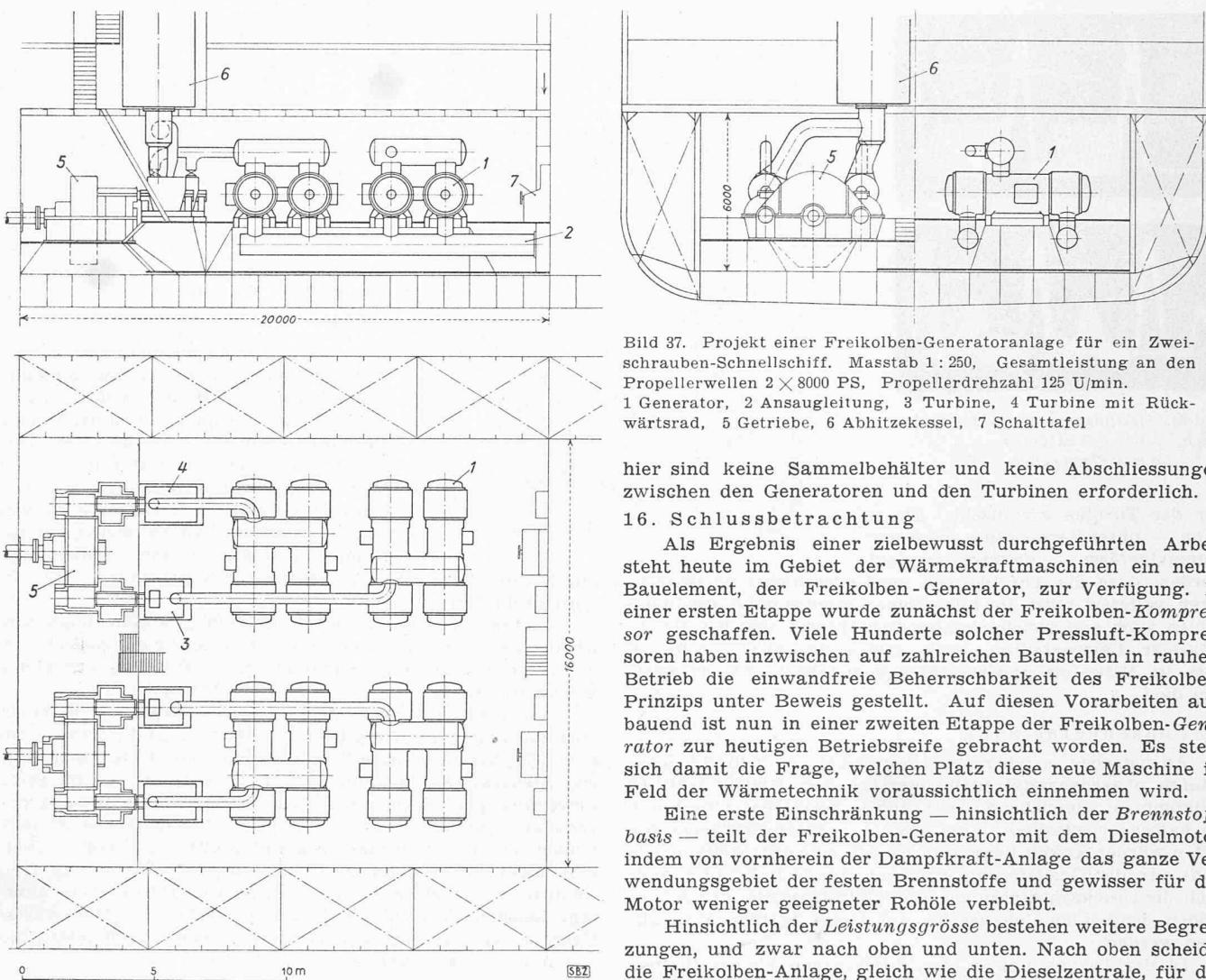


Bild 37. Projekt einer Freikolben-Generatoranlage für ein Zweischauben-Schnellschiff. Maßstab 1:250. Gesamtleistung an den Propellerwellen  $2 \times 8000$  PS, Propellerdrehzahl 125 U/min. 1 Generator, 2 Ansaugleitung, 3 Turbine, 4 Turbine mit Rückwärtsrad, 5 Getriebe, 6 Abhitzekessel, 7 Schalttafel

hier sind keine Sammelbehälter und keine Abschließungen zwischen den Generatoren und den Turbinen erforderlich.

#### 16. Schlussbetrachtung

Als Ergebnis einer zielbewusst durchgeföhrten Arbeit steht heute im Gebiet der Wärmekraftmaschinen ein neues Bauelement, der Freikolben-Generator, zur Verfügung. In einer ersten Etappe wurde zunächst der Freikolben-Kompressor geschaffen. Viele Hunderte solcher Pressluft-Kompressoren haben inzwischen auf zahlreichen Baustellen in rauhem Betrieb die einwandfreie Beherrschbarkeit des Freikolben-Prinzips unter Beweis gestellt. Auf diesen Vorarbeiten aufbauend ist nun in einer zweiten Etappe der Freikolben-Generator zur heutigen Betriebsreife gebracht worden. Es stellt sich damit die Frage, welchen Platz diese neue Maschine im Feld der Wärmetechnik voraussichtlich einnehmen wird.

Eine erste Einschränkung — hinsichtlich der Brennstoffbasis — teilt der Freikolben-Generator mit dem Dieselmotor, indem von vornherein der Dampfkraft-Anlage das ganze Verwendungsgebiet der festen Brennstoffe und gewisser für den Motor weniger geeigneter Rohöle verbleibt.

Hinsichtlich der Leistungsgröße bestehen weitere Begrenzungen, und zwar nach oben und unten. Nach oben scheidet die Freikolben-Anlage, gleich wie die Dieselzentrale, für den Einsatz im eigentlichen Grosskraftwerk zugunsten der Dampf- oder Gasturbinenanlage aus. Wohl werden Freikolben- oder Diesel-Anlagen mit Leistungen über 20000 PS gelegentlich zur Ausführung kommen, das Hauptanwendungsfeld wird aber unterhalb dieses Leistungsbereiches liegen. Auch im Gebiet kleinerer Leistungen — von wenigen 100 PS und darunter — also im Lastwagen- und Triebwagen-Bereich, wird die Freikolben-Anlage wohl kaum in Konkurrenz treten; dieses Feld gehört dem Diesel-Motor.

Dagegen dürfte dem Freikolben-Generator in den mittleren Leistungsbereichen, etwa zwischen 1000 und 20000 PS eine wichtige Rolle neben dem Diesel-Motor und der Dampf- und Gasturbine zugesprochen werden. Dies zeigt schon ein Vergleich der Baugewichte und der Brennstoffzahlen für normale Anlagen von mehreren tausend PS, wie solche etwa für den Schiffsantrieb oder für stationäre Anlagen in Frage kommen, Tabelle 1.

Tabelle 1	Leistungsgewicht der Anlage	Spezif. Brennstoffverbrauch
Dieselmotor . . . . .	kg/PS	g/PS
(Zweitakt)	60	170
Gasturbinenanlage . . . . .	14,5	290
Freikolben-Generator-Anlage . . . . .	12,5	175

Zu den Zahlen ist besonders zu bemerken, dass das Baugewicht der Freikolben-Anlage von 12,5 kg/PS das aus der gleichen Ausführungskategorie entspricht, wie die 60 kg/PS der Diesel-Anlage. Beide können für Sonderzwecke (z.B. für Lokomotiv-Antrieb) leichter — wenn auch nicht billiger — gebaut werden, wobei aber das angegebene Gewichtsverhältnis weitgehend erhalten bleibt. Auch im Raumbedarf ist die Frei-

einandergeschriebene Diagramm b eine vollkommene und sehr stabile «Dephasierung» erkennen.

Zwei in Synkopen laufende Generatoren ermöglichen ein direktes Zusammenschalten mit einer Turbine ohne zwischen-geschaltete Speichervolumen und ohne irgendwelche Abschluss-organe zwischen Generator und Turbine. Die Anlage folgt damit dem Regler ohne Verzögerung, da ja auch in den be-wegten Massen der Generatoren keine kinetische Energie länger als von Totpunkt zu Totpunkt gespeichert wird.

#### 15. Anwendungen

Einige Projekte mögen auf die wesentlichsten Anwen-dungsmöglichkeiten in stationären Anlagen und in der Schiff-fahrt hinweisen. Bild 35 zeigt eine 1400 kW Spitzengruppe, die sich auf bemerkenswert engem Raum und in einfacherster Disposition bauen lässt. Das Baugewicht einer solchen Anlage beträgt total rd. 16 bis 18 kg pro installiertes kW. Die Anlage lässt bei Vollast einen dem Dieselwirkungsgrad entsprechen-den Verbrauch von nur 172 g/PSh erwarten, bezogen auf die Leistung an der Turbinenwelle.

Mit einer gleichen Generatorgruppe 2GS34 ist in Bild 36 das Projekt für einen Fischereidampfer von 1200 PS an der Propellerwelle wiedergegeben. Die mit einem Rückwärtsrad versehene Turbine (2) arbeitet über ein Untersetzungsgetriebe (3) auf den Propeller. Die beiden Hilfsstromgruppen (4) sind mit ihren Turbinen ebenfalls an die Druckgasleitung der Generatoren angeschlossen. Anlassen, Regulieren und Manövri-rieren der Anlage erfolgt von einem Kommandostand (5) aus.

Schliesslich zeigt Bild 37 den Entwurf für ein Zweischauben-Schnellschiff mit total 16000 PS an den Wellen. Für je 8000 PS einer Welle sind vier Druckgasgeneratoren zu je 2000 PS vorgesehen. Zwei Turbinen, jede von zwei gepaarten Generatoren gespiesen, geben ihre Leistung über ein Reduk-tionsgetriebe an die Propellerwelle ab. Eine der Turbinen jeder Bordseite ist mit einem Rückwärtsrad versehen. Auch



Bild 1. Der einzig stehengebliebene, bereits restaurierte Ueberrest des Warschauer Königschlosses. Phot. Frau R. Birchler-Schill

kolben-Anlage, wie die vorstehenden Entwürfe erkennen lassen, ausgesprochen günstig.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass der Freikolben hinsichtlich Anlagegewicht der Kategorie der Gasturbinen-Anlagen entspricht und im kg-Preis wohl günstiger liegen dürfte, während er gleichzeitig hinsichtlich Brennstoffverbrauch zur hochwertigen Kategorie der Diesel-Anlagen gehört. Dabei bilden die heutigen Abnahmезahlen des Freikolben-Generators durchaus nicht die Grenze des Erreichbaren. Es kann im Gegenteil gesagt werden, dass für die zur Zeit im Bau befindlichen Maschinen Verringerungen zweier Teilverluste vorbereitet sind, die eine weitere Senkung des Verbrauchs erwarten lassen. Aller Voraussicht nach wird in den nächsten Jahren die Freikolben-Generator-Anlage sich zur thermisch besten Wärmekraftmaschine entwickeln mit Brennstoffverbrauchszzahlen, auf die Wellenleistung der Turbine bezogen, von unter 150 gr/PSh.

Nicht zu unterschätzen ist schliesslich die Tatsache, dass der Bau von Freikolben-Generatoren mit den dazugehörigen Niedertemperatur-Turbinen weit geringere Werkstoffanforderungen stellt als der Bau von Gross-Dieselmotoren oder Gas-Turbinen, für den im Grunde nur wenige hochwertige Spezial-Firmen in Betracht kommen. Auch dürfte die Unabhängigkeit von Spezialstahlwerken für hochhitzebeständige Stähle für Schaufeln und Scheiben einerseits oder für Gross-Schmiedestücke für Kurbelwellen und Schubstangen anderseits sich zugunsten der Freikolben auswirken.

Selbstverständlich werden künftige Entwicklungsarbeiten im Gasturbinengebiet, z. B. Verbesserung des Turbinenwirkungsgrades oder Erhöhung der Temperaturbeständigkeit des Materials, auch vom Freikolben weitgehend ausgenutzt werden können, etwa zur Leistungssteigerung durch Zusatzverbrennung vor der Turbine.

Die gesamte Entwicklung der Freikolben-Kompressoren und Generatoren ist von der Société d'Etudes Mécaniques et Energétiques Paris durchgeführt worden. Der Bau der Maschinen erfolgte in den Werkstätten der Société Alsthom, Belfort und der Société Industrielle Générale de Mécanique Appliquée (S.I.G.M.A.) in Lyon-Vénissieux. Der französischen Industrie kommt damit das Verdienst zu, dieses neue Mittel der Energie-Produktion verwirklicht zu haben.

Die Entwicklung einer derart neuartigen Maschine beanspruchte notwendigerweise sehr viel Zeit und schloss grosse Risiken in sich. Hier ist es das ganz besondere Verdienst von M. Ernest Mercier, von Anfang an den in Aussicht stehenden Fortschritt erkannt und während der langen Jahre unentwegt zur Weiterführung der begonnenen Entwicklung ermutigt zu haben.

### Denkmalpflege im heutigen Polen

DK 7.025(438)

Von Prof. Dr. LINUS BIRCHLER, E. T. H., Zürich,  
Präsident der Eidg. Kommission für historische Kunstdenkmäler

Eine kurze Vorbemerkung ist vonnöten. Durch die polnischen Architekturstudenten an der E. T. H. waren für den Schreibenden Beziehungen mannigfaltiger Art mit diesem Lande angeknüpft. Angeregt durch meine Vorlesungen und Übungen über Restaurierungspraxis an der Architekturabteilung der E. T. H. erhielt ich im Januar 1948 eine Einladung des polnischen Ministeriums für Kunst, das weite Land kreuz und quer zu bereisen, die Wiederherstellung historischer Bauten zu studieren, darüber meine Meinung und Kritik zu äussern, sowie einige Vorträge in den wichtigsten Städten zu halten. Im Gebiet der Restaurierung kann man keine potemkischen Dörfer herzaubern.

Im Gegensatz zur Schweiz, die kein Landesamt für Denkmalpflege und vor allem kein eidgenössisches Kunstschatzgesetz besitzt, verfügt Polen über eine treffliche Gesetzgebung: Kunstschatzgesetz von 1924, bedeutend ausgebaut 1946. Eine Klassierung aller Monuments, bei denen man zeitlich bis 1850 geht, wurde schon zwischen den beiden Weltkriegen vorgenommen. Die administrative Organisation der Denkmalpflege ist sozusagen bis ins Letzte durchdacht und im Personellen zur Hauptsache trefflich bestellt, obwohl der Krieg und die Politik Lücken in die Equipe gerissen haben. Der direkt dem Ministerium unterstehende Prof. Dr. Stanislaw Lorentz (auch in der Schweiz hochgeschätzt) ist General-Direktor für Museen und Denkmalschutz; als solcher überwacht er die Direktionen aller Museen, das Hauptamt für Denkmalpflege und das Institut für Inventarisation und Kunsgeschichte. Oberster Leiter der Denkmalpflege ist Prof. Dr. Jan Zachwatowicz; er dirigiert den Wiederaufbau beschädigter und zerstörter Kunstdenkmäler und kontrolliert die Arbeiten der Konservatoren in den 15 Woiwodschaften. In Warschau

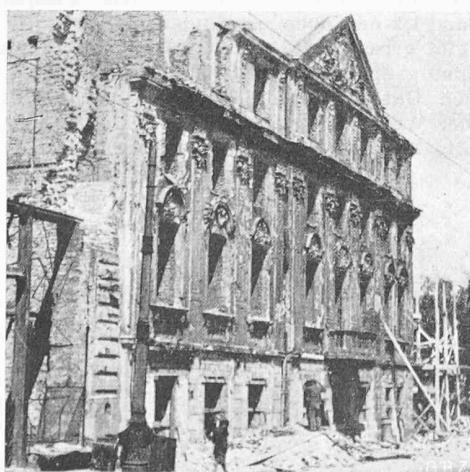


Bild 2. Ruine der Alten Sächs. Post in Warschau

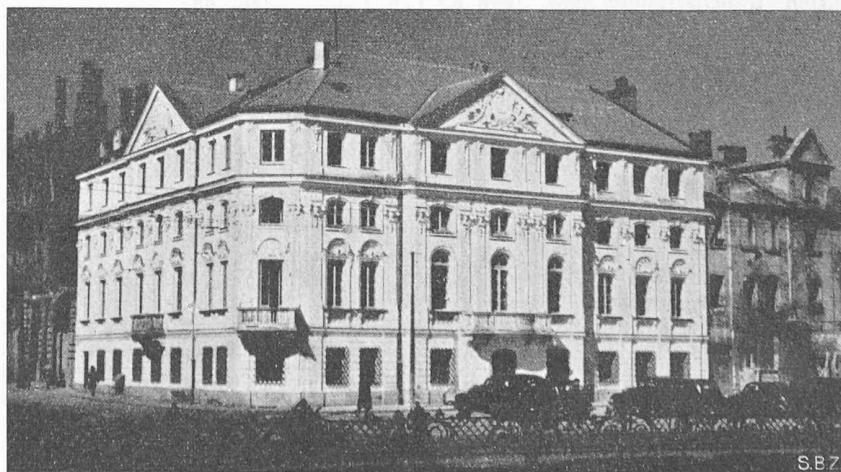


Bild 3. Alte Sächsische Post nach der Wiederherstellung