

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 66 (1948)
Heft: 48

Artikel: Freikolben-Generatoren
Autor: Eichelberg, G.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-56833>

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: 21.01.2026

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

ein Zugband aus Rundseisen. Die Länge eines solchen Brückenelementes beträgt 22 m, die Spannweite 16 m. Ausser diesen acht gleichen Brückenelementen sind am links- und rechtsufrigen Brückenden noch Endfelder kleinerer Spannweite vorhanden, die konstruktiv ähnlich ausgebildet sind. Im Grundriss bildet die Brücke ein Polygon mit einem Knickwinkel von fast 10°. Die Träger bestehen aus ausgewähltem Kantholz. Verbindungsmitte: Schrauben Ø 20 mm und soweit erforderlich Ringdübel.

Die eben beschriebenen Brückenelemente lagern gelenkartig auf hölzernen Fachwerktürmen von trapezförmigem Grundriss, Seitenlängen $8,5 \times 6,7 \times 5,3$ m. Nur gegen die Brückenden hin besteht eine direkte Auflagerung auf Eisenbetonrahmen. Der Abbund und die Montage der Brücke konstruktion erwies sich als ziemlich schwierig, insbesondere wegen Mangel an geeigneten Facharbeitern. Sie wurde dadurch bewältigt, dass einer der Partner, die Firma H. Hatt-Haller A.-G. in Zürich, den gesamten Abbund der Brückenträger in ihrer Zimmerei in Zürich durchführte und die Montage auf der Baustelle besorgte. Diese erfolgte mit einem speziellen Montagederrick von 5 t Tragkraft bei einer Ausladung von 24 m.

(Schluss folgt)

Freikolben-Generatoren

DK 621.512:621.438

Von Prof. Dr. G. EICHELBERG, E.T.H., Zürich

1. Einleitung

Die technische Entwicklung des Freikolben-Generators hat heute einen Stand erreicht, der einen ausführlichen Bericht rechtfertigt. Wenn ich diese Berichterstattung über ein so ausgesprochenes Ingenieurwerk übernehme, so mag dies seine Begründung darin finden, dass mir seit vielen Jahren Gelegenheit gegeben war, die Ueberwindung der verschiedenen Schwierigkeiten, wie sie im Verlauf einer solchen Entwicklung zu geschehen hat, aus der Nähe zu verfolgen. Ich möchte diese Ausführungen damit beginnen, die ganz besonderen Verdienste des Initianten dieser interessanten Maschine und seines technischen Mitarbeiterstabes hervorzuheben: Es ist das grosse Verdienst *R. de Pescaras*, den Gedanken der Freikolben-Maschine aufgegriffen und durch alle Schwierigkeiten durchgehalten zu haben. Vor allem ist es seiner Initiative zu verdanken, dass der entscheidende Schritt vom Freikolben-Kompressor zum Freikolben-Generator mit Erfolg vollzogen wurde. *R. de Pescaras* hat es zugleich auch verstanden, frühzeitig einen Stab hochwertiger Mitarbeiter zu finden und in Einsatz zu bringen, die unter der Leitung eines ausgezeichneten Ingenieurs und Konstrukteurs, *R. Huber*, Dipl. Ing. E. T. H. Zürich und ehemaliger Assistent von Prof. Dr. A. Stodola, die schwierige Aufgabe in zielbewusstem Ingenieurschaffen zum Erfolg führten.

Während der Freikolben-Kompressor zunächst nur eine Sonderlösung engster konstruktiver Zusammenfassung eines Motor-Kompressor-Aggregates darstellt, bedeutet der Freikolben-Generator darüber hinaus die Verwirklichung eines thermodynamisch neuartigen Arbeitsprozesses, der gewisse Vorteile der Kolbenmotoren mit solchen der Gasturbine verbindet.

In der Tat kann der Freikolben-Generator aufgefasst werden als eine besonders glückliche Verwirklichung eines hoch aufgeladenen Zweitakt-Dieselmotors mit bis auf den

Atmosphärendruck in einer Turbine verlängerter Expansion. Der Wegfall von Kurbelwelle und kraftübertragendem Gestänge bringt dabei mehr als nur bauliche Vereinfachungen: Er ermöglicht es, den Hub und damit die Kolben-Endlagen den jeweiligen Betriebsbedingungen frei anzupassen und so den Kompressionsdruck in zulässigen Betriebsgrenzen zu halten trotz Änderung des Ladedruckes von Null (beim Anfahren) auf mehrere Atmosphären (bei Vollast). Hinzu kommt, dass sich der Kompressionsdruck und der Höchstdruck der Verbrennung im Interesse eines guten thermischen Wirkungsgrades wesentlich steigern lassen, ohne dabei auf die Begrenzung zu stoßen, die beim normalen Kurbelgetriebe in der zulässigen Lagerbelastung liegt. Es wird sich im Nachfolgenden zeigen, was sich durch die Ausnutzung dieser Möglichkeiten erreichen lässt.

Anderseits kann aber der Freikolben-Generator auch aufgefasst werden als eine einer Gasturbine vorgeschaltete Brennkammer von so gutem Wirkungsgrad, dass dadurch sogar die Kompressorarbeit, die für die Vorverdichtung der Turbinenluft benötigt wird, im wesentlichen bestritten werden kann. Es wird gleichsam die wertvolle chemische Energie des Brennstoffes nicht erst bei der niedrigen Turbinentemperatur als Heizwärme zugeführt, sondern sie wird zunächst bei den hohen im Motor zulässigen Temperaturen zur Arbeitsleistung herangezogen, um dann erst als Abwärme der Turbine zugeführt zu werden. (Die Analogie mit einem Dampf-Heizwerk, das nicht mit Frischdampf, sondern mit schon zur Arbeitsleistung herangezogenem Abdampf heizt, ist hier zutreffend.) Daher gelingt es auf diese Weise, die Nutzleistung an der Gasturbinenwelle mit einer dem Wirkungsgrad des Dieselmotors entsprechenden Brennstoffausnutzung zu gewinnen.

Ein kurzer Vergleich möge dies einleitend veranschaulichen: Umgebungsluft von 1 ata und 25°C werde auf 5 ata verdichtet. Wird dabei mit einem auf die Adiabate bezogenen Kompressorwirkungsgrad von 85 % gerechnet, so führt dies auf eine Endtemperatur der verdichteten Luft von 230°C . Diese Luft soll nun auf 500°C (bzw. 700°C) erhitzt werden und einer Turbine zuströmen, die sie — ebenfalls mit 85 % adiabatischem Wirkungsgrad — wieder auf Atmosphärendruck entspannt. Die effektive Arbeitsaufnahme des Kompressors beträgt dann 49,2 kcal/kg, die effektive Arbeitsausgabe der Turbine 58,2 kcal/kg (bzw. 73,3 kcal/kg).

Im Falle des reinen Gasturbinenprozesses hätte die Verdichtung in einem Turbokompressor zu erfolgen, dessen Leistungsbedarf von der Turbine geliefert werden müsste, so dass als Nutzarbeit nur die Differenz, d. h. 9,0 kcal/kg (bzw. 24,1 kcal/kg) verbliebe. Dabei müssten für die Aufheizung der Luft von 230°C auf 500°C (bzw. 700°C) in der Brennkammer $q = 64,8$ kcal/kg (bzw. 112,8 kcal/kg) zugeführt werden. Der Brennstoffwirkungsgrad der Anlage betrüge damit $\eta_{\text{therm.}} = 13,9\%$ (bzw. 21,4 %).

Im Falle des Freikolben-Generator-Prozesses erfolgt die Verdichtung der Luft in einem Kolbenkompressor (wobei für diesen überschlägigen Vergleich als Wirkungsgrad ebenfalls 85 % angenommen sei). Hier steht nun aber die volle Turbinenarbeit von 58,2 kcal/kg als Nutzarbeit zur Verfügung,

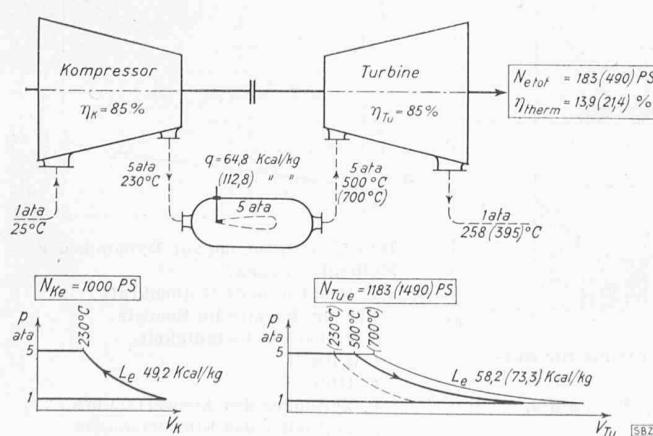


Bild 1. Schema eines offenen Gasturbinen-Prozesses

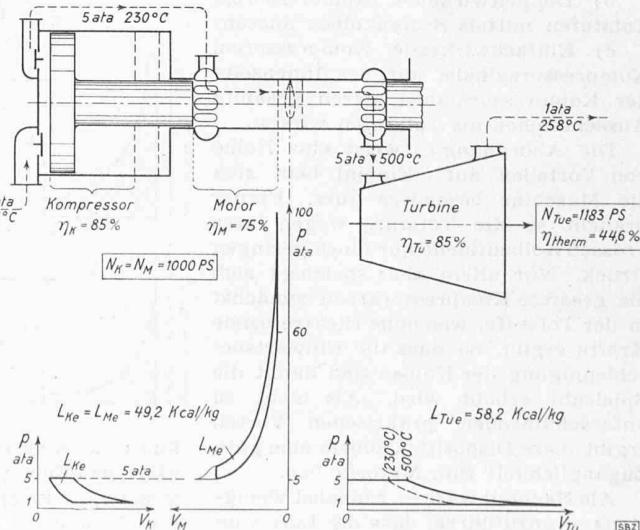


Bild 2. Schema eines Freikolben-Generator-Prozesses mit Gasturbine

da die Kompressorarbeit aus einem Dieselprozess gewonnen wird, dem die Luft zwischen Kompressoraustritt und Turbineneintritt unterworfen wird. Zu diesem Zweck möge die Luft von 5 ata und 230° C im Motorzylinder auf rd. 60 at verdichtet werden und ihr dann soviel Brennstoffwärme plötzlich zugeführt werden, dass das entstehende Arbeitsdiagramm ausreicht, um die effektive Kompressorarbeit — noch unter Einrechnung eines Uebertragungswirkungsgrades von 75% — zu decken. Die Durchrechnung zeigt, dass die Abgase alsdann der Turbine gerade mit 500° C zuströmen, wobei die im Motorzylinder zuzuführende Wärme 130,4 kcal/kg beträgt. Der thermische Wirkungsgrad der Brennstoffausnutzung erreicht in unserem Rechenbeispiel den hohen Wert von 44,6%.

Die Bilder 1 und 2 geben im Schema, Diagramm und in Zahlenwerten den Vergleich zwischen einem gewöhnlichen Gasturbinenprozess und einem Freikolben-Generator-Prozess. Sie zeigen, dass im zweiten Fall eine gegebene Turbinengröße bei mässigen Temperaturen ein Vielfaches an Nutzleistung bei mehrfach besserem Gesamtwirkungsgrad ergibt, als dies ein normaler Gasturbinenprozess selbst bei extrem hohen Gastemperaturen zu geben vermag.

2. Anordnung

Die Anordnung einer Freikolben-Maschine besteht im wesentlichen aus einem Zweitakt-Dieselmotor mit symmetrisch wirkenden gegenläufigen Motorkolben, deren Arbeit direkt auf die angebauten Kompressorkolben übergeht. Eine solche Symmetrie vermeidet jede Schwerpunktverlagerung der Triebwerke und sichert damit von vornherein einen vollkommenen Massenausgleich.

Selbstverständlich müssen die Diagrammarbeiten von Motor und Kompressor in Bilanz sich ausgleichen. Im Gegensatz aber zur Kurbelmaschine muss hier dieser Diagrammausgleich getrennt für den Auswärts- und den Einwärthub der Kolben erfüllt sein, damit die Kolben an jedem Hubende zum Stillstand kommen. Diese beiden Bedingungen lassen sich für einen gegebenen Betriebszustand — etwa für Vollast — ohne weiteres erfüllen durch richtige Wahl erstens des Kompressordurchmessers und zweitens eines arbeitsspeichernden Verdichtungsraumes im Kompressor.

Soll nun aber auch bei geändertem Ladedruck im Motor oder aber bei verkürztem Förderhub die Motorkompression nur wenig variieren, so muss noch eine Totstufe vorgesehen werden, deren Luftinhalt durch die Kolbenbewegung abwechselnd komprimiert und expandiert wird.

Bevor auf dieses Zusammenspiel eingegangen sei, soll eine Entscheidung darüber getroffen werden, wo die Kompressorzyylinder K und die Totstufen T anzuordnen sind. Hierfür stehen im wesentlichen drei Lösungsmöglichkeiten zur Wahl, die in Bild 3 gegeben sind:

a) Einfachwirkende Kompressoren, Kompressorzyylinder auf der Außenseite der Kompressorkolben, Totstufen mittels Stufenkolben aussen;

b) Doppelwirkende Kompressoren, Totstufen mittels Stufenkolben aussen;

c) Einfachwirkende Kompressoren, Kompressorzyylinder auf der Innenseite der Kompressorkolben, deren gesamte Außenseiten als Totstufen wirken.

Die Anordnung c) weist eine Reihe von Vorteilen auf: Einmal baut sich die Maschine besonders kurz. Ferner braucht so die Totstufe wegen ihrer grossen Kolbenfläche nur einen geringen Druck. Vor allem aber speichert sich die gesamte Kompressorarbeit zunächst in der Totstufe, was hohe rücktreibende Kräfte ergibt, so dass die Einwärtsbeschleunigung der Kolben und damit die Spielzahl erhöht wird. Als nicht zu unterschätzenden praktischen Vorteil ergibt diese Disposition zudem eine gute Zugänglichkeit zum Motorkolben.

Als Nachteil wäre — zunächst wenigstens — anzuführen, dass die Luft vom Kompressor gegen den inneren Totpunkt

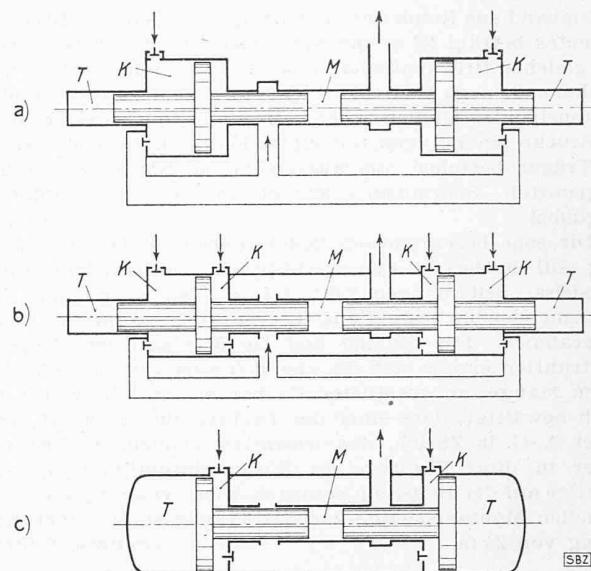


Bild 3. Varianten zur Anordnung der Kompressor- und Totstufen-Zylinder. M Dieselmotor-Zylinder, K Kompressor-Zylinder, T Totstufen-Zylinder

hin geliefert wird und nicht im Spültopunkt. Diesem Nachteil ist aber, wie sich noch zeigen wird, einfach zu begegnen. Es sei daher für die Dispositionsviante c) das dynamische Spiel der Kolben näher verfolgt.

3. Dynamik der Kolbenbewegung

Für jeden Belastungszustand lassen sich die Arbeitsdiagramme von Motor, Kompressor und Totstufe bestimmen. Das Arbeitsdiagramm des Motors lässt sich aus dem Entropiediagramm entwickeln. Die so gewonnenen Kolbenkraft-Diagramme sind — unter Berücksichtigung der Kolbenreibung — hubweise gemäss Bild 4 in Bilanz zu setzen.

Es bietet alsdann keine Schwierigkeiten, aus dem resultierenden Kraftverlauf das dynamische Bewegungsspiel der Kolbenmasse m zu verfolgen (Bild 5): Die Ueberschussarbeiten

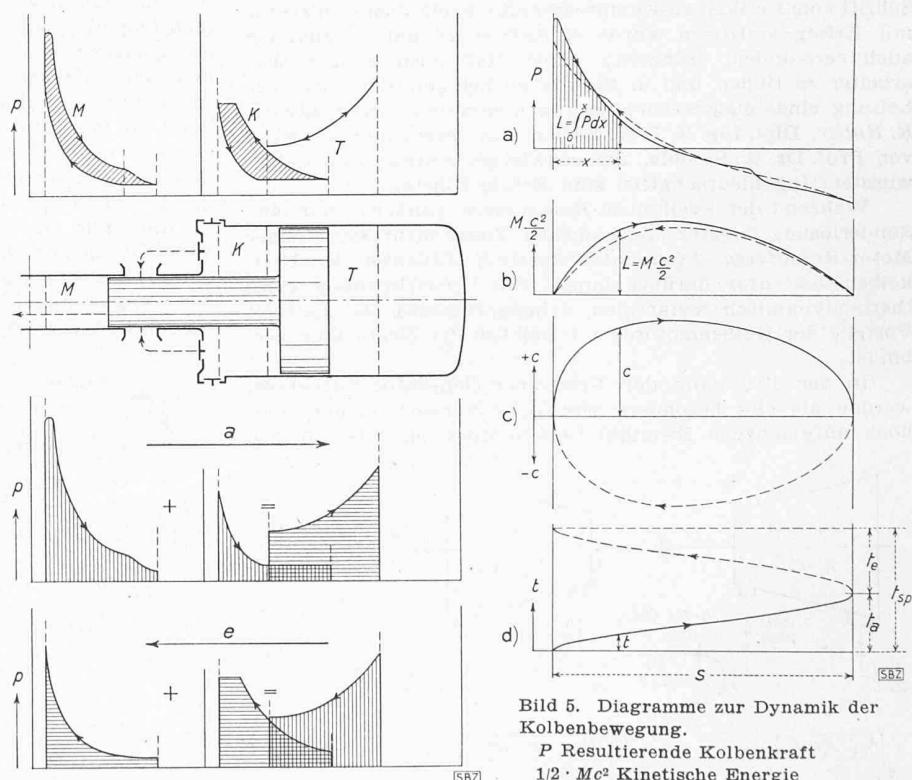


Bild 4. Kolbenkraft-Diagramme für Auswärts- und Einwärthub.

M Motor, K Kompressor, T Totstufe, P Kolbenkraft, e Einwärthub, a Auswärthub

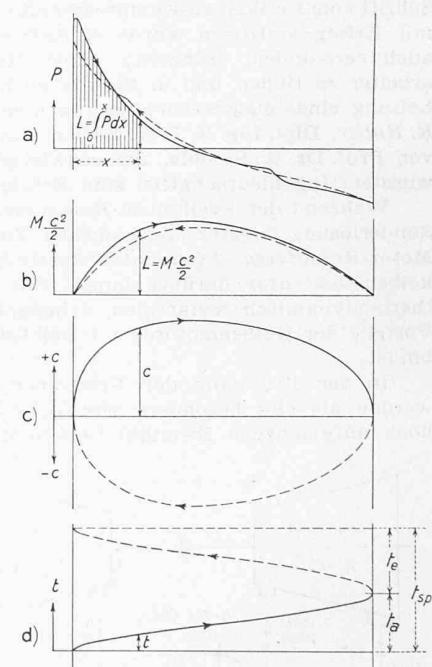


Bild 5. Diagramme zur Dynamik der Kolbenbewegung.

P Resultierende Kolbenkraft

$1/2 \cdot Mc^2$ Kinetische Energie

c Kolbengeschwindigkeit

t Hubzeit

s Hub

t_a Zeitdauer des Auswärthubes

t_e Zeitdauer des Einwärthubes

t_{sp} Zeitdauer eines Arbeitsspiels

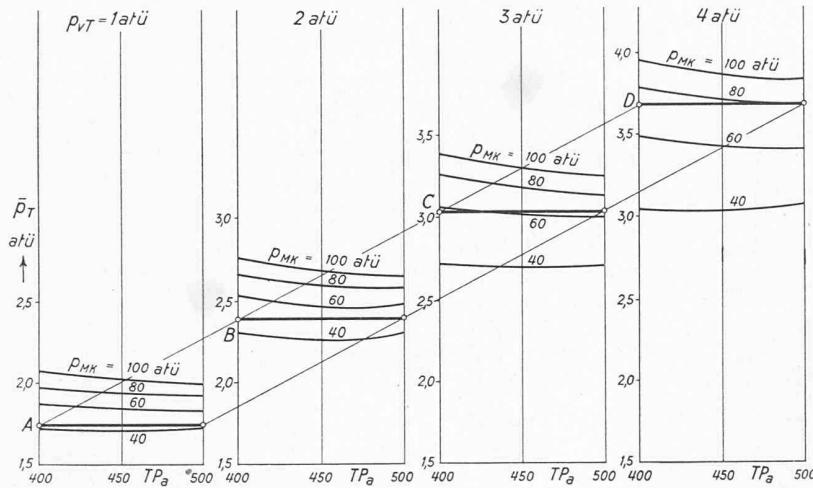


Bild 6. Diagramm der mittleren Totstufendrücke, die je nach dem Betriebsdruck p_{vT} und der Hublänge s erforderlich sind, um Motorkompressionen von 40, 60, 80 bzw. 100 at zu erreichen. p_{vT} Betriebsdruck vor Turbine, \bar{p}_T mittlerer Totstufendruck, p_{MK} Kompressionsdruck im Motor, TP_a Äussere Totpunktstellung, A-B-C-D Variation des mittleren Totstufendruckes in Funktion des Betriebsdruckes. Diese Punkte liegen für einen Stabilisator mit linearer Charakteristik auf einer Geraden

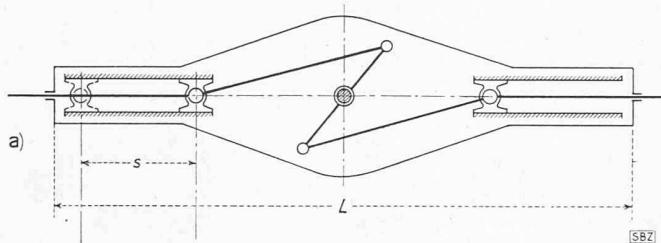
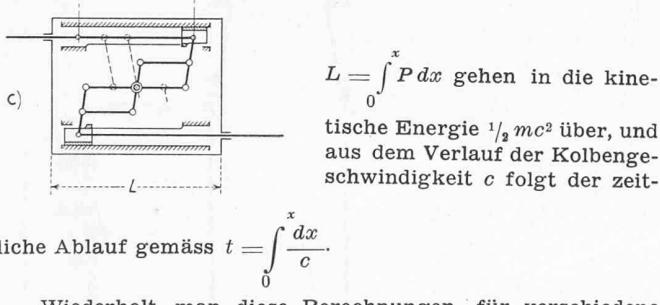


Bild 8. Vergleich, verschiedener Synchronisiergestänge.
s Hub,
L Erforderliche Baulänge



Wiederholt man diese Berechnungen für verschiedene Betriebsdaten, so lässt sich ein Ueberblick über die sich ein-

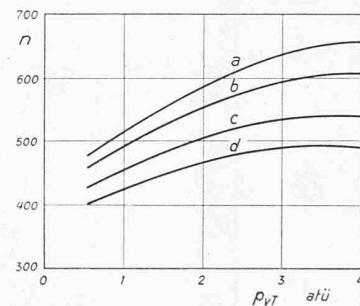


Bild 7. Spielzahl für verschiedene Betriebsbedingungen

p_{vT} Betriebsdruck von der Turbine
 n Spielzahl pro Minute bei:
a max. Motorkompression, min. Hub
b max. Motorkompression, max. Hub
c min. Motorkompression, min. Hub
d min. Motorkompression, max. Hub

SBZ

renzkräfte genügt ein leichtes *Synchronisiergestänge*. Konstruktiv bieten sich hierfür verschiedene Möglichkeiten, wie sie in Bild 8 schematisch, aber in bezug auf die Baulänge L masstäblich vergleichbar wiedergegeben sind:

a) Die naheliegendste Variante eines solchen *Synchronisiergestänges* besteht aus einem durch Pleuel mit den Kolben verbundenen Schwinghebel, wobei auch in den extremsten Kolbenstellungen die gestreckten Endlagen von Schwinghebel und Pleuelstangen nie erreicht werden, so dass keine mechanische Hubbegrenzung erzwungen wird.

b) Auf den ersten Blick bestechend erscheint auch ein Gestänge bestehend aus gegenläufig von den Kolben bewegten Zahnstangen und gemeinsamem Zahnradritzel.

c) Weitaus am kürzesten baut sich aber ein Parallelogramm-Hebelsystem, wie es für die Pescara-Generatoren entwickelt wurde. Dieses Gestänge ist in seinen beiden Extremlagen in Bild 9 wiedergegeben.

5. Konstruktiver Aufbau

Für die Konstruktion des Freikolben-Generators war die grundsätzliche Auffassung massgebend, dass es sich hier nicht um eine die Leistung in mechanischer Form abgebende Kraftmaschine handelt, sondern um einen thermischen Apparat, der die anströmende Frischluft in Druckgas umwandelt. Konsequent ist daher der Wegfall jeder arbeitsübertragenden Kinematik, d. h. das prinzipielle Fehlen gasdruckbelasteter Wellen- und Gestängelager ausgenutzt worden, um zu einer apparatebaulichen Zusammenfassung in einen trommelförmig umkleideten Drucktransformer zu gelangen, der in freier Disposition an die Druckgas-Sammelleitung der Turbine angeschlossen werden kann.

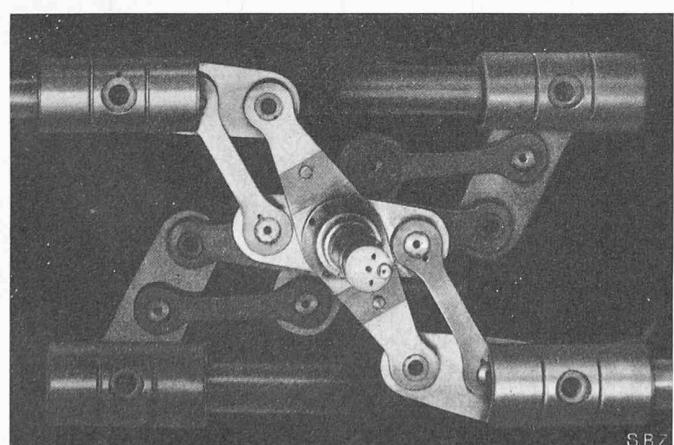


Bild 9. Synchronisiergestänge, in beiden Extremlagen photographiert

stellenden Kompressionsdrücke im Motor gewinnen, und zwar in Abhängigkeit vom Ladedruck, von der Hublänge und vom Druckniveau der Totstufe. Dieses Diagramm, Bild 6, dient als Basis für das Regulierprogramm des Totstufendruckes.

Die Ermittlung der Spielzahl lässt ferner erkennen (Bild 7), dass mit geringerer Aufladung, d. h. bei herabregulierter Leistung automatisch auch die Spielzahl sinkt, was eine erwünschte Anpassung des Luftdurchsatzes an die mit dem Druck sich vermindernde Schluckfähigkeit der Turbine bedeutet.

4. Synchronisierung

Selbstverständlich können die beiden Kolbensätze nicht mechanisch unabhängig voneinander gelassen werden; man muss vielmehr ein zufälliges Abwandern aus der Symmetrielage durch ein Hilfsgestänge vermeiden. Dieses Hilfsgestänge hat aber keine die Generatorleistung betreffenden Arbeitskräfte zu übertragen, sondern — abgesehen von seinen eigenen Beschleunigungskräften — nur sekundär entstehende Störungskräfte. In der Tat sind die im Motorzylinder entstehenden Gaskräfte für beide Kolben stets gemeinsam gleich, und auch die Kompressor- und Totstufendrücke sind höchstens infolge zufälliger Diagrammgleichheiten, bedingt etwa durch verschiedene Dichte der Ventile und Kolben oder verschiedene bemessene Kompressionsräume, verschieden. Prinzipiell lassen sich auch diese Druckstreuungen durch offene Bypass-Leitungen zwischen den betreffenden Zylindern ausgleichen, wie dies — vor allem aus Anlass- und Reguliergründen — für die Totstufenzylinder gemacht ist. Es verbleiben dann nur noch eventuelle Ungleichheiten der Kolbenreibungskräfte.

Für den mechanischen Ausgleich solcher Differenzen

bestehen sich hierfür verschiedene Möglichkeiten, wie sie in Bild 8 schematisch, aber in bezug auf die Baulänge L masstäblich vergleichbar wiedergegeben sind:

a) Die naheliegendste Variante eines solchen *Synchronisiergestänges* besteht aus einem durch Pleuel mit den Kolben verbundenen Schwinghebel, wobei auch in den extremsten Kolbenstellungen die gestreckten Endlagen von Schwinghebel und Pleuelstangen nie erreicht werden, so dass keine mechanische Hubbegrenzung erzwungen wird.

b) Auf den ersten Blick bestechend erscheint auch ein Gestänge bestehend aus gegenläufig von den Kolben bewegten Zahnstangen und gemeinsamem Zahnradritzel.

c) Weitaus am kürzesten baut sich aber ein Parallelogramm-Hebelsystem, wie es für die Pescara-Generatoren entwickelt wurde. Dieses Gestänge ist in seinen beiden Extremlagen in Bild 9 wiedergegeben.

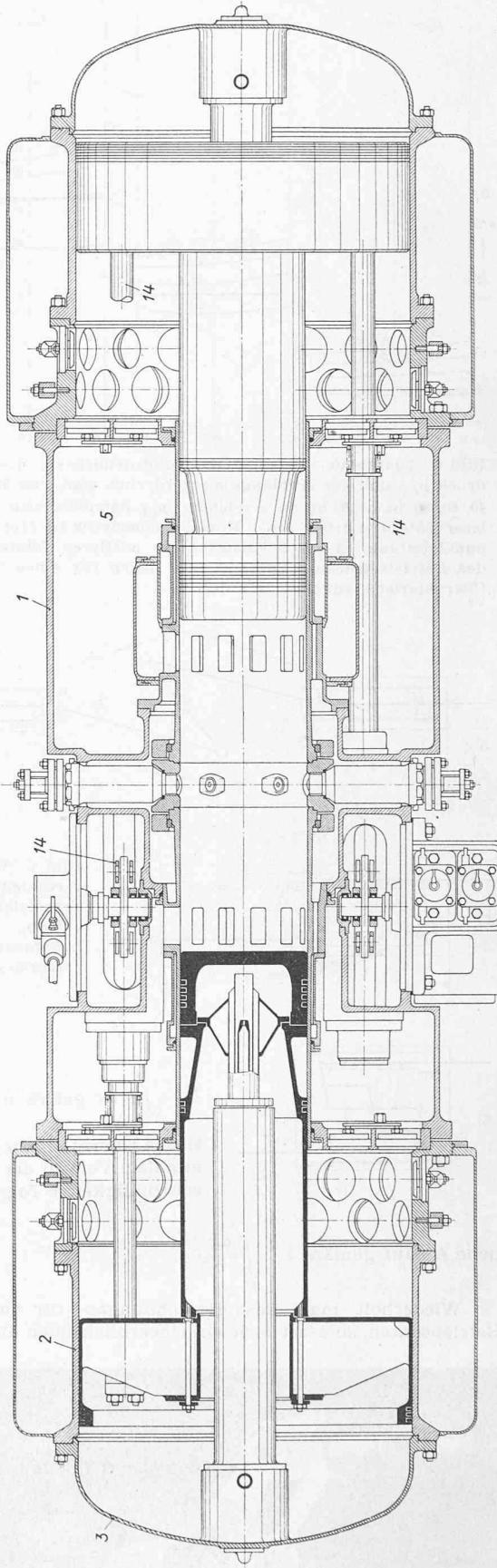
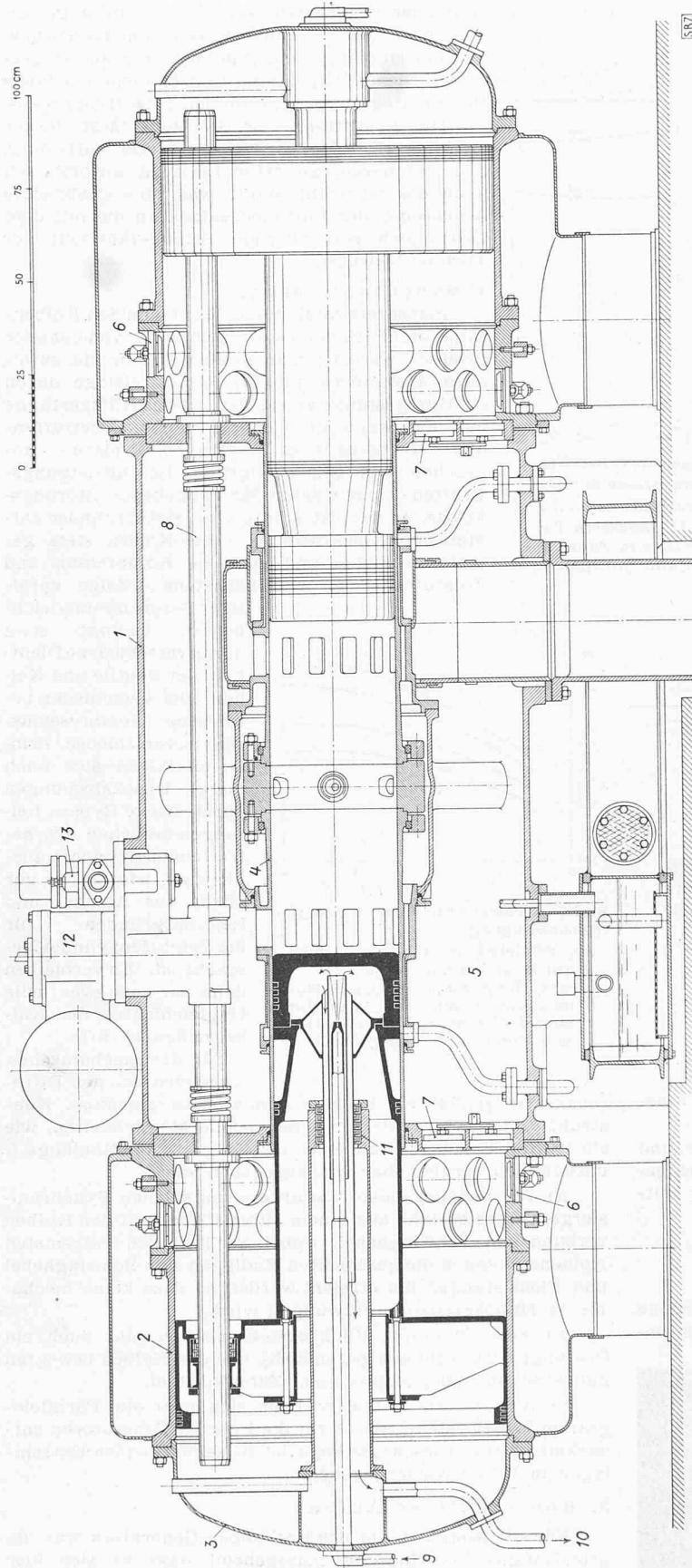


Bild 10 (oben).
Vertikaler Längsschnitt
eines Freikolben-Genera-
tors GS-34. — 1 : 18

Bild 11 (rechts).
Horizontaler Längs-
schnitt zu Bild 10.

Zu Bildern 10, 11 und 12:
1. Gehäuse, 2. Kompres-
sorzylinder, 3. Trommell-
boden (Zylinderdeckel
der Totstufe), 4. Motor-
zylinder, 5. Spülluftbe-
hälter, 6. Saugventile, 7.
Druckvent., 8. Führungs-
rohr, 9. Kühlwasser-Ein-
lauf, 10. Kühlwasser-Ab-
lauf, 11. Stopfbüchse, 12.
Anlassapparat, 13. Stabi-
lisator, 14. Synchronie-
rungsgestänge

Auf diese Weise kann mit wenigen Typengrössen ein weites Leistungsprogramm gedeckt werden. Aus der Vielzahl der die Turbine beliefernden Generatoren ergibt sich durch Zu- und Abschalten einzelner Apparate eine weitgehende Anpassung an das Betriebsprogramm unter Einhaltung optimaler Wirkungsgrade.

Zugleich liegt eine Erhöhung der Betriebsicherheit darin, dass bei Ausfall eines Zylinders die Gesamtleistung sich nur um den betreffenden Bruchteil vermindert, während im gleichen Fall bei Vielzylinder-Kurbelmaschinen die ganze Maschine, also etwa im Schiff der eine Propeller ausfällt.

Der konstruktive Aufbau geht aus den Schnittzeichnungen und den Prüfstandaufnahmen Bilder 10 bis 14 hervor. Als tragendes Mittelstück dient ein hier in kombinierter Stahlguss-

Schweiss-Konstruktion ausgeführtes Gehäuse, das tonnenförmig dem Durchmesser der beidseitig freitragend angeschlossenen Kompressorzyylinder 2 entspricht. Ein gewölbter schmiedeiserner Trommelboden 3 schliesst beidseitig den «Apparat» mit einem Totstufenvolumen ab. Im Gehäuse 1 liegt zentral der vom Kühlwasser durchspülte Motorzylinder 4; der verbleibende Ringraum 5 wird nur zu einem geringen Teil von dem öldicht abgeschlossenen Gestängekasten beansprucht und dient im übrigen als Sammler für die von den Kompressoren gelieferte Spül- bzw. Ladeluft. Da die Kompressorzyylinder nach innen liegen, wird die Luft aus dem Kompressor durch die in seinem Deckel gelegenen Druckventile 7 unmittelbar in den Spülluftbehälter 5 gefördert.

Das Gewicht der bewegten Kolben wird von den Gleitflächen der Motor- und Kompressorzyylinder getragen. Ein die ganze Maschine durchziehendes Führungsröhr 8, das axparallel über den Zylindern verläuft, stellt zugleich eine offene Verbindungs- und Ausgleichleitung zwischen den beiden Totstufen her und sichert die Kolbensätze gegen Drehen.

Für die Kolbenkühlung erlaubt das Freikolbenprinzip eine besonders einfache und unbehinderte Anordnung, so dass für die Zu- und Abfuhr des Kühlwassers nur eine einzige gemeinsame Stopfbüchse 11 erforderlich ist. Der Luftraum der Totstufe reicht dabei bis tief in den Motorkolben herein.

6. Anlassen und Abstellen

Zum Anlassen werden die Kolben, die sich in ihrer Außenlage befinden, einmalig mittels Druckluft gegen den inneren Totpunkt geworfen. Die Anlassluft wirkt dabei auf die beiden sehr grossen Totstufenkolben, so dass ein geringer Anlassdruck ausreicht. Es stellt sich somit die Aufgabe, im Augenblick des Anlassens durch eine gemeinsame Leitung ein nach Druck und Menge vordosiertes Anlassluftquantum plötzlich und gleichzeitig in die Totstufen einzuführen. Als diese gemeinsame Leitung eignet sich das Führungsröhr 8, an das der Anlassapparat 12 anschliesst (Bild 15).

Bei einer ersten Schaltstellung des Kommandorades füllt sich aus einem Druckluftvorrat d ein kleines Anlassammelgefäß e bis zu einem gewählten Druck auf. Zunächst verhindert noch ein geschlossenes Tellerventil f den Uebertritt der gespeicherten Luft in das Verbindungsrohr 8 zu den Totstufen, indem die ankommende Druckluft selbst dieses Ventil geschlossen hält.

In Schaltstellung 2 des Kommandorades erfolgt das Anlassen, indem die Füllleitung gegen die Druckluftflasche hin abgeschlossen und die Luft aus der Füllleitung ins Freie abgelassen wird.

Damit verschwindet plötzlich der auf dem kolbenförmigen Ventilteller f lastende Druck, während ein kleines Rückschlagventil a eine Entlastung der Gegenseite verhindert. Der Anlassluftvorrat stürzt nun

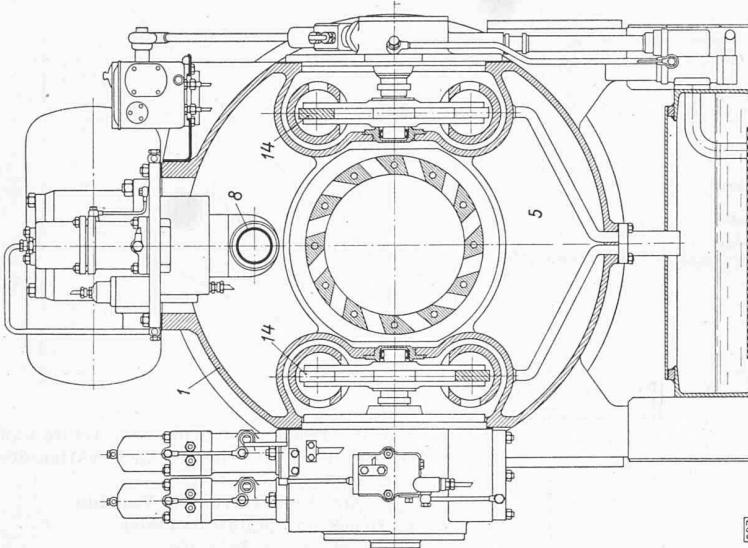


Bild 12. Querschnitt zu den Bildern 10 und 11

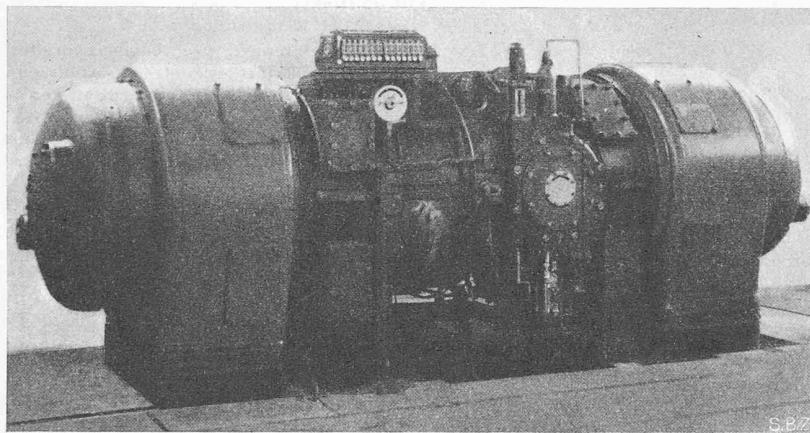


Bild 13. Freikolben-Generator

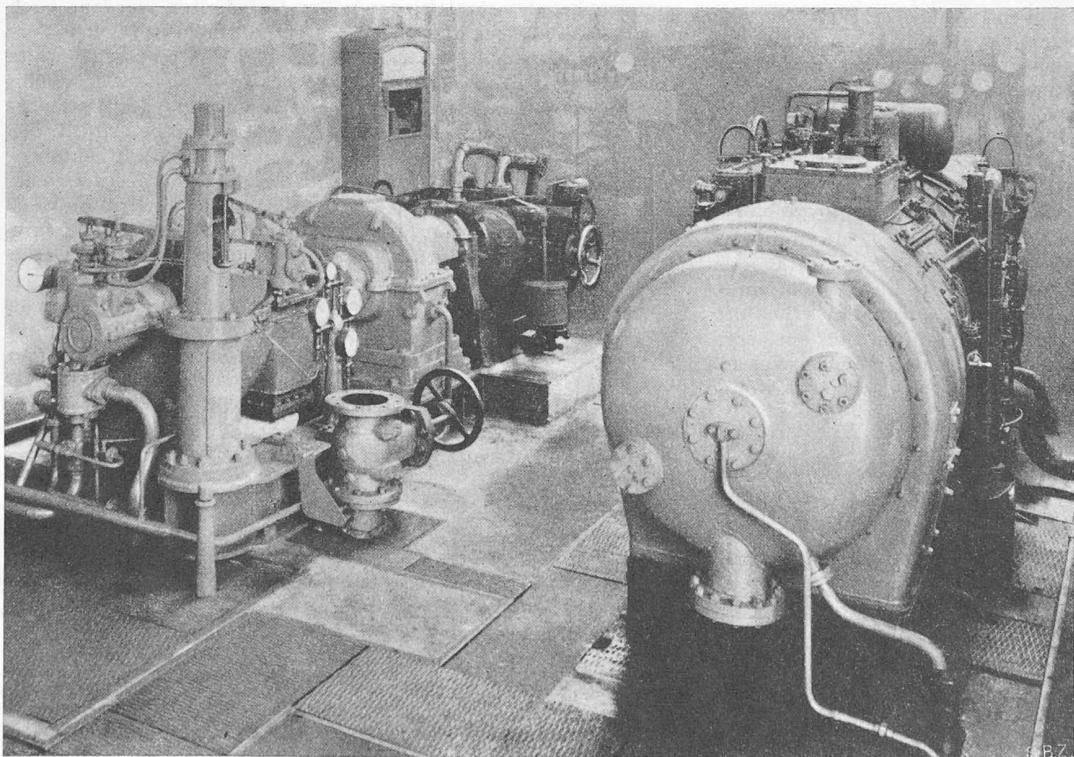


Bild 14. Freikolbengenerator-Anlage mit Turbine, Uebersetzungsgetriebe und Wasserbremse auf dem Prüfstand

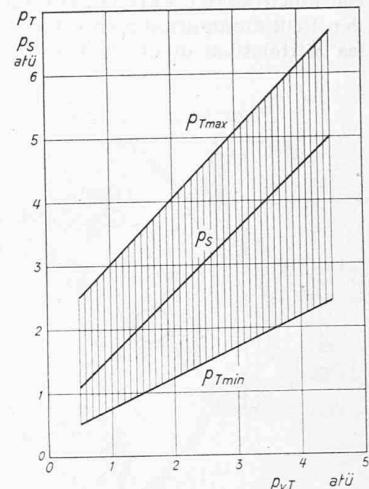
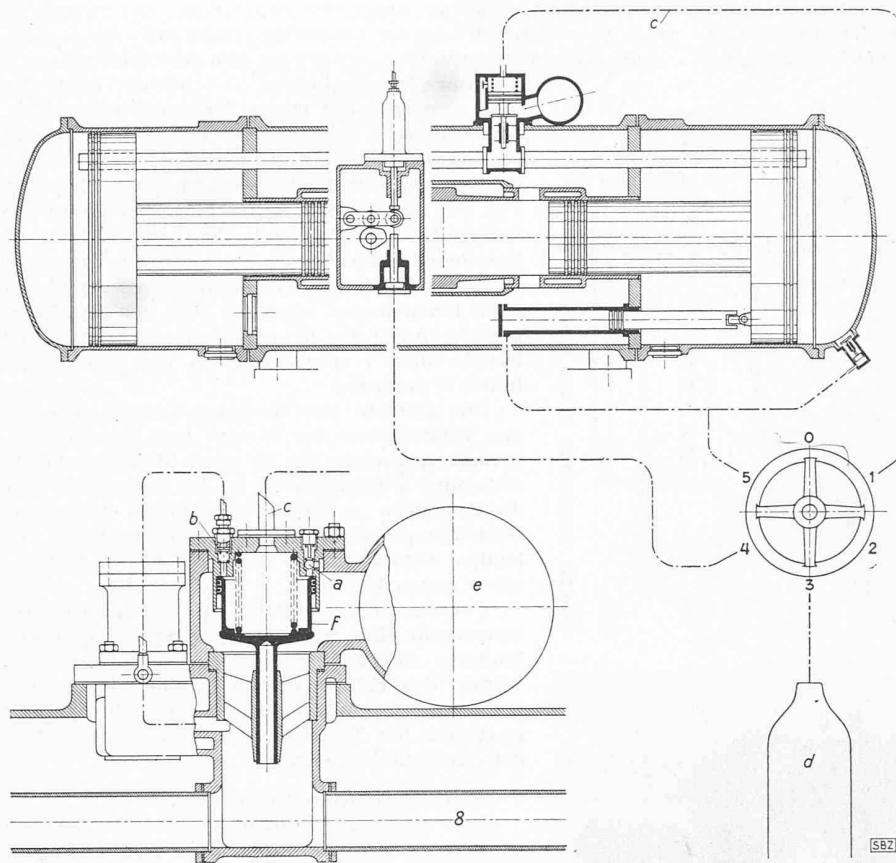


Bild 17. Druckbereich in der Totstufe und Druck im SpülLuftsammler in Funktion des Betriebsdruckes.

p_{vT} Betriebsdruck vor der Turbine
 p_S Druck im SpülLuft-Sammler
 p_T Druck in der Totstufe

Bild 15 (links).

Schema der Kommandogeräte.

0-1-2-3-4-5 Stellungen des Kommandorades für Stop - Druckluft bereitstellen - Anlassen - Betrieb - Abstellen - Auswärtschalten der Kolben-Stop. a und b Rückschlagventile, c Anlassluftleitung, d Druckluftvorrat, e Anlass-Sammelgefäß, f Anlassventil, 8 Führungsrohr (Bilder 10 bis 12)

in die beiden Totstufen und wirft die Arbeitskolben gegeneinander.

Das Auffüllen des Anlassgefäßes kann stets soweit getrieben werden, dass auch bei kalter Maschine eine ausreichende Motorkompression erzielt wird. Jedem Sammlerdruck ist für ein gegebenes Sammlervolumen ein Motorkompressionsdruck zugeordnet, wie etwa das bei kalter Maschine aufgenommene Diagramm Bild 16 zeigt.

Nach Durchfahren der Anlassstellung 2 wird in Stellung 3 die Füllleitung c nach aussen abgeschlossen. Damit kann sich der Raum über dem Steuerkolben f auf dem Weg über ein weiteres Rückschlagventilchen b bis auf den Höchstdruck der Totstufe auffüllen. Das Anlassventil f schliesst, wobei sich auch der Anlass-Sammler e über das Rückschlagventil a auf diesen Druck füllt. Damit wird verhindert, dass während des Betriebes die periodischen Druckschwankungen der Totstufe sich bis in den Sammler ausbreiten.

Zum Abstellen rückt man das Kommandorad in Stellung 4, wobei der Brennstoff-Pumpenkolben durch Druckluft dauernd angehoben bleibt. Die Motorkolben pendeln aus. In Stellung 5 des Kommandorades werden schliesslich die Arbeitskolben durch einen kleinen Druckluftkolben in die äussere Totpunktstellung geschoben, wobei gleichzeitig durch ein druckluftbetätigtes Entlastungsventilchen die Totstufen sich entleeren. Mit Stellung 0 ist die Stop-Stellung erreicht, von der aus ein neues Anfahrmanöver beginnen kann. Praktisch ist es ohne

weiteres möglich, ein gesamtes Anfahr- und Abstellmanöver in 20 Sekunden durchzuführen.

7. Der Stabilisator

Eine wesentliche Funktion bleibt noch zu erfüllen, nämlich eine interne Regulierung des mittleren Totstufendruckes, der sich dem jeweiligen Betriebsdruck (Ladedruck bzw. Druck vor Turbine) anzupassen hat.

Wird der Betriebsdruck etwa in den Grenzen zwischen 1 und 5 ata verändert, so muss, damit passende Kompressionsenddrücke im Dieselzylinder eingehalten werden, auch der mittlere Druck in den Totstufen in einem ähnlichen Verhältnis geändert werden. Die Zusammenhänge waren bereits im Diagramm Bild 6 wiedergegeben. Eine solche Anpassung des Totstufendruckes an den jeweils vorhandenen Betriebsdruck muss automatisiert sein. Diese Aufgabe erfüllt der Stabilisator. Er ordnet dem der Turbinenbelastung entsprechenden Druckniveau der SpülLuft p_S ein mittleres Druckniveau in den Totstufen, p_T , zu. Während das Druckniveau im SpülLuftsammler für eine gegebene Belastung als konstant gelten kann, wird die Luft in den Totstufen bei jedem Hub um mehrere Atmosphären verdichtet bzw. wieder expandiert. Jedesmal wird dabei das im SpülLuftbehälter herrschende Druckniveau zeitweise über- bzw. unterschritten. Diagramm Bild 17 lässt erkennen, dass dies bei allen Betriebsbedingungen zutrifft. Es bietet sich also stets Gelegenheit, während eines Teils des Hubes Luft aus dem SpülLuftbehälter in die Totstufe überzufüllen, oder aber — während des restlichen Hubabschnittes — Luft aus der Totstufe nach dem SpülLuftbehälter abblasen zu lassen. Dazu braucht nur der Luftweg zwischen SpülLuftbehälter und Verbindungsrohr zu den Totstufen durch einen Regulierschieber über ein im passenden Strömungssinn öffnendes Rückschlagventil solange freigegeben zu werden, bis der nötige Druckausgleich im Verlauf mehrerer Arbeitsspiele sich vollzogen hat.

Das Prinzip des Stabilisators geht aus Bild 18 hervor, wo in a und b die Schieberstellungen während der Füll- bzw. der Entleerungsperiode der Totstufe gezeigt sind. Konstruktiv lässt sich der Stabilisator mit nur einem Rückschlagventil bauen, wenn dieses entsprechend Bild 19 in den bewegten Schieber verlegt wird. Als Ventil von ausreichendem Querschnitt ist ein normales Kompressorventil 1 verwendet. Der den Schieber verststellende Druckkolben 2 ist dabei als feder-

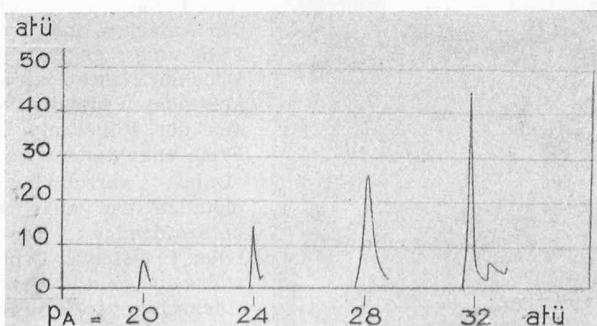


Bild 16. Motor-Kompressionsdiagramme für verschiedene Anlassdrücke p_A

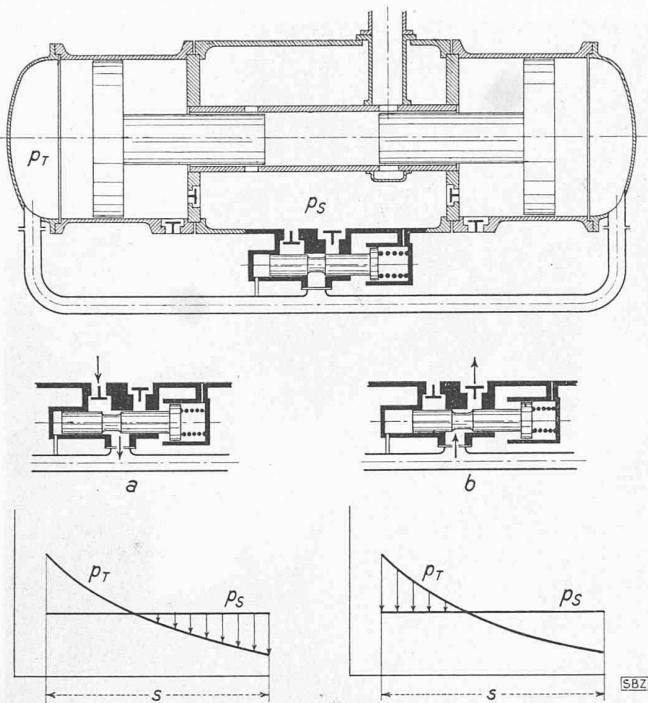


Bild 18. Schema des Stabilisators. a Stellung für Füllen der Totstufe, b Stellung für Entleerung der Totstufe, p_S Druck im Spülluft-Sammel器, p_T Druck in der Totstufe, s Hub

belasteter Stufenkolben ausgebildet, womit jede gewünschte lineare Zuordnung von Totstufendruck zu Gehäusedruck möglich ist. Eine solche lineare Zuordnung ist im Diagramm Bild 6 in ihrer Wirkung auf die Motorkompression eingetragen. Wird eine nicht lineare Zuordnung gewünscht, so kann dies durch Einschalten etwa eines Winkelhebels oder einer Nockenscheibe erreicht werden. (Schluss folgt)

Der Neuaufbau der Stadt Stuttgart DK 711.4(43)

Über dieses zeitgemäss Thema sprach im Rahmen eines von der Volkshochschule des Kantons Zürich veranstalteten Kurses über «Gegenwartsszenarien» am 11. November der Stuttgarter Oberbürgermeister Dr. Klett. Eingangs zog er einige Vergleiche zwischen Zürich und der seit dem Frühjahr 1945 von ihm verwalteten Stadt, die vor dem Kriege 456 000 Einwohner zählte. Diese Zahl fiel bis 1945 auf 230 000, heute sind es bereits wieder 470 000. Der Stuttgarter Gemeinderat entspricht demjenigen von Zürich, ist aber nur halb so gross. Er bedeutet die letzte Instanz; Motion und Berufung (Referendum) sind dort unbekannt.

Dann ging der Referent zu den Nachkriegs-Aufgaben über. Die Wohnungsnot ist, nicht zuletzt wegen des starken Zuzuges aus andern Gebieten Deutschlands, seit 1945 gewaltig gestiegen. Zahlreiche Wohnräume sind durch Verwaltungen und Bureaux belegt. Stuttgart erlebte 53 Luftangriffe, die schwersten im letzten Kriegsjahr. Immerhin wurde es weniger stark betroffen als beispielsweise Pforzheim, Heilbronn oder Freiburg im Breisgau. Von 68 000 Gebäuden weisen 64 000 kleinere Schäden auf, nur 4000 solche über 6 % ihres Wertes. Vor dem Krieg zählte die Stadt 400 000 Wohnräume, heute noch 242 000. Es hausen somit in jedem Raum zwei Personen.

Die Trümmermenge Stuttgarts beträgt rd. 4,5 Millionen m³, d. h. 9 bis 10 m³ auf den Kopf der Bevölkerung. $\frac{1}{4}$ der Hausrümmen und $\frac{3}{4}$ des Strassenschuttes sind heute weggeräumt. Die Frage «Beseitigung oder Verwertung» hat in Stuttgart eine praktische und für andere Gegenden vorbildliche Lösung gefunden. An der dortigen Techn. Hochschule ist ein «Institut für Trümmerverwertung» geschaffen worden. In zehn auf das bombardierte Gebiet verteilten Verwertungsanlagen wird alles Brauchbare ausgeschieden und dem Baustoffmarkt zugeführt, nur der Rest vor die Stadt abgeführt. So können die Räumungs- und Abfuhrkosten durch den Erlös gedeckt werden. In wirtschaftlicher Hinsicht steht Stuttgart von allen deutschen Städten am günstigsten da. Die verarbeiteten Trümmer geben willkommene Betonzuschlagstoffe,

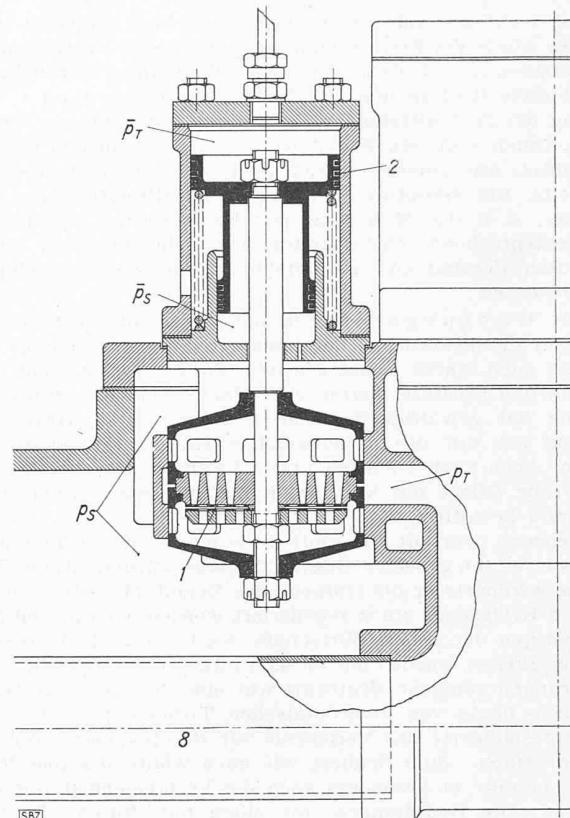


Bild 19. Stabilisator. p_S momentaner Druck im Spülluft-Sammel器, \bar{p}_S mittlerer Spülluftdruck, p_T momentaner Druck in der Totstufe, \bar{p}_T mittlerer Totstufendruck. 1 Plattenventil, 2 Druckkolben, 8 Führungsrohr
Masstab 1:5

da die Kieswerke nur etwa die Hälfte des Bedarfes decken können, und die hohen Transportkosten wegfallen. Auch in wärmetechnischer Hinsicht sind diese Produkte sehr vorteilhaft.

Die Rechtsansprüche an den Hausruinen sind durch das Aufbaugesetz von 1948 geregelt.

Ein eigens geschaffenes Bauwirtschaftsamt regelt die Verteilung der Baustoffproduktion. Sehr wichtig ist die Kreditbeschaffung. Die Organisation der Holzbeschaffung aus den durch den Borkenkäfer geschädigten Gebieten, aber auch die Bereitstellung von zweckmässiger Arbeitskleidung gehören ebenfalls zu den Obliegenheiten dieser Amtsstelle.

Am dringendsten und lohnendsten ist die Behebung der sogenannten leichten Schäden. Das Instandsetzungsmat, dem eine Baukommission zur Seite steht, arbeitet zurzeit in 70 Bezirken. 55 000 Wohnräume sind wieder gebrauchsfähig, 27 000 Wohnungen winter- und wetterfest gemacht worden. Noch fehlen rd. 140 000. Von den verbrauchten Geldern flossen 70 bis 75 Prozent dem Wohnungsbau zu. Aber ebenso dringend ist die Schaffung von Arbeitsräumen. Ein ausgesprochener Mangel herrscht an Materialien für den Innenausbau.

Die Strassenbeleuchtung im Stadtzentrum ist wiederhergestellt. Schwer zu befriedigen ist die starke Nachfrage nach Gas, da drei grosse Behälter zerstört sind. Auch die Hälfte der Strassenbahnwagen fehlt. Man behaftet sich zunächst mit Wagen aus andern Städten. Der Übergang zu Autobuslinien wird sehr in Erwägung gezogen. — Das Stuttgarter Stadtoberhaupt zollte dem Aufbauwillen und der Anpassungsfähigkeit der Bevölkerung hohes Lob.

Dr. Klett sprach sodann von der Planung des Aufbaus. Die umfangreichen Zerstörungen bedeuten städtebaulich ungeheure Möglichkeiten. Nicht Wiederaufbau wird angestrebt, sondern Neu-Aufbau. Es ist unmöglich und sinnlos, die Altstadt rekonstruieren zu wollen. Dagegen ist der Gedanke, die Heilquellen der Aussenbezirke in das zerstörte Zentrum zu leiten, gar nicht so abwegig. So könnte Stuttgart zu einer neuzeitlichen Bäderstadt werden. Von grosser Tragweite ist die Bahnhoffrage. Eine Verlegung des Bahnhofes, d. h. der Übergang vom Kopfbahnhof zum Durchgangsbahn-