

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 66 (1948)  
**Heft:** 8

**Artikel:** Ueber Turbinenkennfelder  
**Autor:** Hausenblas, H.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-56674>

#### 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:** 03.02.2026

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

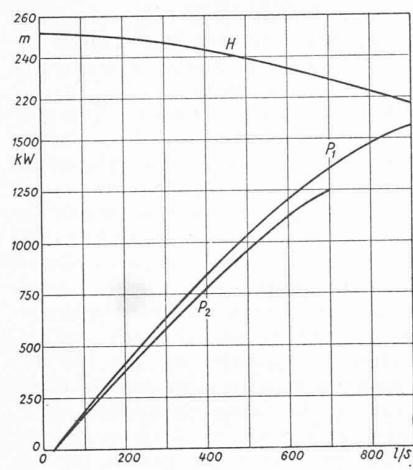


Bild 1. Messergebnisse

H Nettogefälle,  $P_1$  Leistung der neuen Turbine,  $P_2$  Leistung der alten Turbine

geführt worden sind, konnte die mittlere jährliche Energieproduktion von 6,58 auf 10,0 Mio kWh gesteigert werden, und zwar ohne Änderungen an den wasserbaulichen Anlageteilen.

## Ueber Turbinenkennfelder

Von Ing. Dr. H. HAUSENBLAS, Decize, Frankreich 621-135  
1. Einleitung DK 621.438 : 629.135

Während im Verdichter- bzw. Kreiselpumpenbau und Wasserturbinenbau die Aufnahme von Kennfeldern ohne weiteres geläufig ist, trifft dies bisher für die Dampf- und Gas-Turbinen nicht zu. Dies hat seinen Grund darin, dass die bis vor einigen Jahren fast ausschliesslich in Verwendung befindlichen Dampfturbinen — mit Ausnahme der Schiffsturbinen — meist bei gegebenem Gefälle und mit vorgeschriebener Drehzahl laufen. Die Aufnahme von vollständigen Dampfturbinenkennfeldern war im allgemeinen wenig interessant und wurde wegen den hohen Versuchskosten unterlassen. Man hat sich soweit erforderlich auf Näherungsbetrachtungen (Dampfkegel,  $v^2$ -Methode usw.) beschränkt.

Anders liegen die Verhältnisse bei den modernen Gasturbinen für Fahrzeugantrieb, bei denen die Turbinen in den verschiedenen Fahrzuständen des angetriebenen Fahrzeuges unter den verschiedensten Bedingungen laufen müssen. Hier gewinnt die Aufnahme und Vorausberechnung von Turbinenkennfeldern dauernd an Bedeutung. Den ersten wesentlichen Ansatz zur Klärung der die Turbinenkennfelder betreffenden Fragen lieferte Sörensen [1]\*), der die Aufnahme von Einheitskennfeldern von Dampfturbinen entsprechend jenen von Wasserturbinen vorschlug.

### 2. Darstellungsformen von Turbinenkennfeldern

Ein Turbinenkennfeld muss enthalten: das Durchsatzgewicht, das Turbinengefälle, die Drehzahl, den Wirkungsgrad. Unter Beachtung der Ähnlichkeitsgesetze können diese Grössen gemäss Tabelle 1 dargestellt werden.

Dabei bedeuten:

$c_0 = \sqrt{2gh_{ad}}$  die dem Gefälle  $h_{ad}$  entsprechende Idealgeschwindigkeit

$c_{m_0} = V_0/F_0$  die zu  $T_0$  gehörige Schallgeschwindigkeit

$g$  Erdbeschleunigung

$h_{ad}$  adiabatisches Turbinengefälle (im allgemeinen zwischen den Gesamtdrücken, gegebenenfalls auch zwischen Gesamtdruck vor Turbine und statischem Druck hinter Turbine)

$n$  Drehzahl der Turbine

$u$  Bezugsumfangsgeschwindigkeit (bei Dampf- und Gasturbinen im Gegensatz zu den Wasserturbinen und Axialgebläsen meist am mittleren Durchmesser der Schaufeln)

$D$  Bezugsdurchmesser (bei Dampf- und Gasturbinen normalerweise der mittlere Durchmesser)

$F_0$  Bezugsdurchtrittsfläche (meist freie Ringfläche vor der Turbinendüse)

\*) Die Zahlen in eckigen Klammern beziehen sich auf das Literaturverzeichnis am Schluss des Aufsatzes.

Tabelle 1. Darstellung der Hauptgrössen

|      | A. Dimensionslose Kennwerte                                   |                               |                           | B. Dimensionsbehaftete Kennwerte |                      |                             | Wirkungsgrade     |
|------|---|-------------------------------|---------------------------|----------------------------------|----------------------|-----------------------------|-------------------|
|      | Durchsatz   | Gefälle                       | Drehzahl                  | Durchsatz                        | Gefälle              | Drehzahl                    |                   |
| I.   | $\varphi = \frac{c_{m_0}}{u}$                                 | $\psi = \frac{2gh_{ad}}{u^2}$ | $M_u = \frac{u}{c_{s_0}}$ | $\frac{V_0}{n}$                  | $\frac{h_{ad}}{n^2}$ | $\frac{n}{\sqrt{T_0}}$      |                   |
| II.  | $\frac{c_{m_0}}{c_{s_0}}$ oder<br>$\frac{2g h_{ad}}{c^2 s_0}$ |                               | $\frac{u}{c_{s_0}}$       | $\frac{V_0}{\sqrt{T_0}}$         | $\frac{h_{ad}}{T_0}$ | $\frac{n}{\sqrt{T_0}}$      | $\eta$<br>$\eta'$ |
| III. | $\frac{c_{m_0}}{c_0}$ oder<br>$\frac{2g h_{ad}}{c^2 s_0}$     |                               | $\frac{u}{c_0}$           | $\frac{V_0}{\sqrt{h_{ad}}}$      | $\frac{h_{ad}}{T_0}$ | $\frac{n}{\sqrt{h_{ad}}}$   |                   |
| IV.  | —   | —                             | —                         | $\frac{V_0}{D^2 \sqrt{h_{ad}}}$  | $\frac{V_0}{V_2}$    | $\frac{n D}{\sqrt{h_{ad}}}$ |                   |

$M_u = \frac{u}{c_{s_0}}$  mit der Bezugsumfangsgeschwindigkeit gebildete Machzahl

$T_0$  Gesamttemperatur vor Turbine (Bezugstemperatur)

$V_0$  Durchsatzvolumen der Turbine bezogen auf den Gesamtzustand vor der Turbine

$V_2$  Durchsatzvolumen der Turbine, bezogen auf den Zustand hinter der Turbine

$\varphi$  Durchsatzkennziffer

$\psi$  Druckziffer

$\eta$  Turbinenwirkungsgrad, bezogen auf das adiabatische Turbinengefälle zwischen Gesamtzustand vor der Turbine und dem statischen Druck hinter der Turbine

$\eta'$  Turbinenwirkungsgrad, bezogen auf das adiabatische Turbinengefälle zwischen dem Gesamtzustand vor der Turbine und dem Gesamtdruck hinter der Turbine.

Von den angegebenen Darstellungsarten des Kennfeldes sind IA und IIB (Tabelle 1) im Gebäudebau üblich. Die Darstellungsart IVB stammt von Sörensen und wurde von diesem aus Einheitsdiagrammdarstellungen des Wasserturbinenbaus abgeleitet [1].

Für Turbinenkennfelder erscheinen die unter III genannten Darstellungen besonders günstig, da die hier auftretende Kennzahl  $u/c_0$  bereits als Schnellaufzahl im Turbinenbau allgemein eingeführt ist und die Durchsatzkennziffer  $c_{m_0}/c_0$  dem Wesen der Turbinen dadurch gut entspricht, dass der Durchsatz einer Turbine vor allem durch das an die Turbine angelegte Gefälle gegeben wird. Die Gefällekennzahl dieser Darstellungsart entspricht jener der Verdichterkennfelder nach II. Würde man in der Darstellungsart III B diese Gefällekennziffer durch den Wert  $V_0/V_2$  ersetzen, so käme man praktisch zu der Darstellung von Sörensen. Sie hat, wie Sörensen zeigte, den Vorteil, dass man bei Vorhandensein solcher Kennfelder der Einzelstufen, diese einfach aneinander anschliessen und zu einer mehrstufigen Turbine zusammenbauen kann.

In diesem Zusammenhang sei noch auf folgende Zusammenhänge hingewiesen. Bei Verwendung der Turbine in Turbine-Luftstrahl-Triebwerken und Propeller-Turbine-Luftstrahl-Triebwerken erscheinen für die Berechnung der Kennfelder des gesamten aus Verdichter und Turbine bestehenden Gasturbinensatzes die unter I genannten Darstellungsarten der Turbinenkennfelder besonders geeignet. Auf diese Zusammenhänge soll im nächsten Abschnitt eingegangen werden.

Die zur Gefällekennzeichnung im Verdichterbau verwendete Druckziffer hängt mit der im Turbinenbau als Kennwert für die Umfangsgeschwindigkeit verwendeten Schnellaufzahl wie folgt zusammen:

$$(1) \quad \psi = \frac{1}{(u/c_0)^2}$$

Für die im Verdichterbau eingeführte Drosselziffer erhält man:

$$(2) \quad \sigma = \frac{\varphi^2}{\psi} = \left( \frac{c_{m_0}}{c_0} \right)^2$$

Die Einheitsdrehzahl  $n_1' = n D / \sqrt{h}$  des Wasserturbinenbaues entspricht der Schnellaufzahl  $u/c_0$ , das Einheitsdurchflussvolumen  $V_1' = V_0 / D^2 \sqrt{h}$  der Durchsatzkennziffer  $c_{m0}/c_0$ .

### 3. Das Kennfeld des Gasturbinensatzes eines Turbine-Luftstrahl-Triebwerkes

Es soll ein mit Gleichdruckverbrennung arbeitendes Turbine-Luftstrahl-Triebwerk betrachtet werden. Das *i-s*-Diagramm des Kreisprozesses eines derartigen Triebwerkes ist in Bild 1 wiedergegeben. Die aus der freien Atmosphäre ange saugte bzw. entsprechend der Fluggeschwindigkeit aufgestaute Arbeitsluft wird in einem Verdichter verdichtet und in einer anschliessenden Brennkammer erhitzt. In der mit Gleichdruck-Verbrennung arbeitenden Brennkammer erfährt die Arbeitsluft tatsächlich infolge der unvermeidlichen Verluste einen Druckabfall. Anschliessend durchströmt die Arbeitsluft eine Turbine, die die Verdichterantriebsleistung liefert, während das Restgefälle in der Vortriebdüse zur Vortrieberzeugung verwendet wird.

Das Zusammenarbeiten von Verdichter und Turbine in einem Turbine-Luftstrahl-Triebwerk wird durch die folgenden drei Bedingungen gesteuert:

a) Die Durchsatzgewichte von Verdichter und Turbine stimmen bis auf die kleinen, vom Verdichter abgezapften Kühl luftmengen, das Kraftstoffgewicht usw. überein.

$$(3) \quad G_V = K_1 G_T$$

wobei

$G_V$  das Verdichterdurchsatzgewicht<sup>1)</sup>,

$G_T$  das Turbinendurchsatzgewicht<sup>1)</sup> und

$K_1$  ein die Kühl luftmengen, das Kraftstoffgewicht usw. summarisch berücksichtigender Faktor ist.

b) Die effektive Leistung der Turbine ist gleich der des Verdichters zuzüglich aller Hilfsantriebe:

$$(4) \quad N_{eV} = K_2 N_{eT}$$

wobei

$N_{eV}$  die effektive Verdichterantriebsleistung,

$N_{eT}$  die effektive Turbinenleistung und

$K_2$  ein die Leistungsaufnahme der Hilfsantriebe, sowie die sonstigen Verlustleistungen berücksichtigender Faktor ist.

c) Verdichter- und Turbinenwelle sind direkt (oder über ein Getriebe) miteinander gekuppelt:

$$(5) \quad u_V = K_3 u_T$$

wobei

$u_V$  die für den Verdichter,

$u_T$  die für die Turbine benutzte Bezugsumfangsgeschwindigkeit und

$K_3$  der Proportionalitätsfaktor ist.

Infolge der Ähnlichkeitsgesetze kann Bedingung (5) sofort folgendermassen geschrieben werden:

$$(6) \quad M_{uV} = K_3 M_{uT} \sqrt{\frac{T_3}{T_1}}$$

wobei

$M_{uV} = \frac{u}{c_{s1}}$  aus den Umfangsgeschwindigkeiten gebildete Machsche Zahlen,

$M_{uT} = \frac{u}{c_{s3}}$  die zu  $T_1$  und  $T_3$  gehörigen Schallgeschwindigkeiten,

$T_1$  die Gesamttemperatur vor dem Verdichter,

$T_3$  die (mittlere) Gesamttemperatur vor der Turbine bedeutet.

Aus den Gl. (3), (4) und (5) erhält man dann unter Einführung der adiabatischen Verdichterförderhöhe zwischen den Gesamtdrücken  $h_{adV}$  und des adiabatischen Turbinen gefälles zwischen den Gesamtdrücken  $h_{adT}$ :

$$(7) \quad \frac{\psi_V}{\eta_{eV}} = K_4 \psi_T \eta_{eT}$$

wobei

$\psi_V$ ,  $\psi_T$  die Druckziffern von Verdichter und Turbine,

$\eta_{eV}$ ,  $\eta_{eT}$  die auf  $h_{adV}$  bzw.  $h_{adT}$  bezogenen effektiven Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine und

<sup>1)</sup> Allgemein sollen alle auf den Verdichter sich beziehenden Grössen durch den Index  $V$ , alle sich auf die Turbine beziehenden Grössen durch den Index  $T$  gekennzeichnet werden.

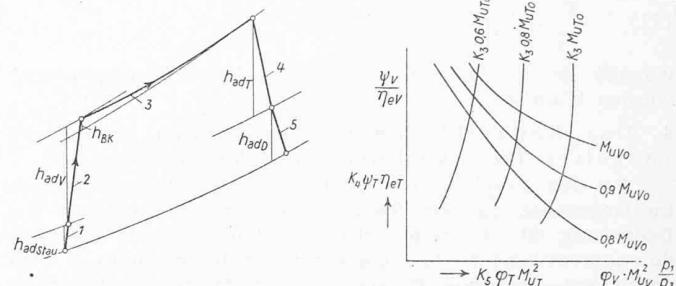


Bild 1. 1 Aufbau durch Fluggeschwindigkeit, 2 Verdichtung im Kompressor, 3 Erwärmung in der Brennkammer, 4 Expansion in der Turbine, 5 Expansion in der Vortriebdüse

$$K_4 = \frac{K_2}{K_1 K_3^2}$$

Geht man nun noch in Gl. (3) auf die Durchsatzkennziffern  $\varphi_V$  und  $\varphi_T$  von Verdichter und Turbine über, so erhält man:

$$(8) \quad \varphi_V \frac{p_1}{p_3} = \frac{K_1}{K_3} \frac{F_T}{F_V} \varphi_T \frac{T_1}{T_3}$$

wobei

$p_1$  und  $p_3$  die Gesamtdrücke vor Verdichter und Turbine,  $F_V$  und  $F_T$  die Bezugsflächen für die Bildung von  $\varphi_V$  und  $\varphi_T$  bedeuten.

Störend ist nunmehr, dass in zwei Gleichungen, nämlich (6) und (8), das Temperaturverhältnis  $T_3/T_1$  enthalten ist. Es sollen daher noch diese beiden Gleichungen zusammengefasst werden:

$$(9) \quad \varphi_V M_{uV}^2 \frac{p_1}{p_3} = K_5 \varphi_T M_{uT}^2$$

wobei

$$K_5 = K_1 K_3 \frac{F_3}{F_1}$$

Die nunmehr erhaltenen drei Bedingungen (6), (7) und (9) können nun folgendermassen verwendet werden:

Man zeichnet entsprechend Bild 2 in einem Schaubild für den Verdichter  $\psi_V/\eta_{eV}$  über  $\varphi_V M_{uV}^2 \frac{p_1}{p_3}$  mit  $M_{uV}$  als Parameter auf. Ferner trägt man in das selbe Schaubild für die zugehörige Turbine  $K_4 \psi_T \eta_{eT}$  über  $K_5 \varphi_T M_{uT}^2$  mit  $K_5 M_{uT}$  als Parameter ein, wobei die selben Abszissen- und Ordinatenmaßstäbe wie für den Verdichter zu verwenden sind. Bei der Berechnung von  $p_1/p_3$  kann in jeder gewünschten Weise der Brennkammerdruckverlust berücksichtigt werden (vgl. Abschnitt 5). Jedem Punkt in diesem Schaubild entspricht nun ein möglicher Arbeitszustand des Verdichter-Turbinenaggregates des Turbine-Luftstrahl-Triebwerkes. Das Temperaturverhältnis  $T_3/T_1$ , bei dem in diesem Punkt gefahren werden kann, erhält man dann aus den Parameterwerten der durch diesen Punkt gehenden Kurven des Verdichters und der Turbine entsprechend Gl. (6). Nach Feststellen der zu dem betrachteten Punkt gehörigen Punkte im normalen Verdichter- und Turbinenkennfeld kann man dann in bekannter Weise weiterrechnen.

Es sei bemerkt, dass man ausser der durch die Gl. (6), (7) und (9) gegebenen Darstellungsform auch noch andere mit ähnlichen Vorteilen für die leichte Bestimmung der für ein bestimmtes Temperaturverhältnis  $T_3/T_1$  zusammengehörigen Punkte im Verdichter- und Turbinenkennfeld angeben kann. Die hier gewählte hat den Vorzug, dass die sich bei ihrer gebenden, von Verdichter und Turbine zu vergleichenden Kennzahlen noch weitestgehend anschaulich sind.

Ferner sei darauf hingewiesen, dass sich, wie Kühl [2] zeigte, für den Fall des Überschreitens des kritischen Expansionsverhältnisses in der Turbinendüse im Verdichterkennfeld für die verschiedenen  $T_3/T_1$ -Werte in folgender Weise die dabei möglichen Punkte ergeben: Wegen der kritischen Durchströmung der Turbinendüse ist zunächst

$$(10) \quad \frac{V_3}{\sqrt{T_3}} = K_6$$

also konstant. Daraus ergibt sich für den Verdichter:

$$(11) \quad \frac{V_1}{\sqrt{T_1}} \frac{p_1}{p_3} \sqrt{\frac{T_3}{T_1}} = K_7$$

wonach die  $T_3/T_1$ -Linien im Verdichterkennfeld eingetragen werden können.

#### 4. Das Kennfeld des Gasturbinensatzes eines Propeller-Turbine-Luftstrahl-Triebwerkes

Bei den Propeller-Turbine-Luftstrahl-Triebwerken muss im Gegensatz zu den Turbine-Luftstrahl-Triebwerken die Bedingung Gl. (4) nicht erfüllt werden. Vielmehr ist dann das adiabatische Turbinengefälle frei wählbar, d. h. es wird durch entsprechende Einstellung der Vortriebdüsenöffnung festgelegt. Das bei dem Kennfeld der Turbine-Luftstrahl-Triebwerke besprochene Verfahren bleibt also bis auf den Fortfall der Gleichheit der in Gl. (7) genannten Größen erhalten. Man kann also beliebige vertikal übereinanderliegende Punkte der in Abschnitt 3 beschriebenen transformierten Verdichter- und Turbinenkennfelder wählen. Man kann aber auch  $T_3/T_1$  beliebig vorgeben und dann mit den Gl. (6) und (8) aus  $\varphi_V$  und  $M_{uV}$  das  $\varphi_T$  und  $M_{uT}$  berechnen und so die zusammengehörigen Punkte im normalen Verdichter- und Turbinenkennfeld bestimmen.

#### 5. Einige Bemerkungen zum Brennkammerdruckverlust

Für die Berechnung des transformierten Verdichterkennfeldes wird auch  $p_s/p_1$  als Funktion der Lage des Arbeitspunktes im Verdichterkennfeld benötigt. Meist ist aber das Brennkammerdruckverlustgefälle  $h_{BK}$  (vgl. Bild 1) nur für einen bestimmten Arbeitszustand des Gasturbinentriebwerkes bekannt. Es soll nun im folgenden die Umrechnung dieses bekannten Wertes für beliebige andere Punkte im Verdichterkennfeld gezeigt werden. Voraussetzung für die Umrechnung ist die normalerweise hinreichend genau erfüllte Annahme, dass das Brennkammerdruckverlustgefälle dem der Verdichteraustrittsgeschwindigkeit entsprechenden Gefälle  $h_{c_2}$  proportional verläuft.

$$(12) \quad h_{BK} = K_8 h_{c_2} \quad (K_8 = \text{Proportionalitätsfaktor})$$

Nun folgt aber für die Verdichteraustrittsgeschwindigkeit  $c_2$  aus der Kontinuitätsgleichung für den Verdichteraustritt:

$$(13) \quad c_2 = K_9 V_2$$

wobei

$V_2$  das Durchsatzvolumen des Verdichters bezogen auf den Gesamtzustand hinter Verdichter und

$K_9$  ein Proportionalitätsfaktor ist, der gleich dem Reziprokwert der freien Durchtrittsfläche am Verdichteraustritt ist.

$V_2$  kann wiederum aus  $V_1$  bzw.  $V_1/\sqrt{T_1}$  folgendermassen berechnet werden:

$$(14) \quad V_2 = K_{10} \frac{V_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{T_1} \frac{T_2}{T_1} \frac{p_1}{p_2}$$

wobei  $K_{10}$  eventuelle Kühlung abzapfungen usw. im Verdichter berücksichtigt.

Dabei ist nun wieder:

$$(15) \quad \frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{A}{c_p} \frac{h_{ad} V}{T_1 \eta_e V}$$

und

$$(16) \quad \frac{p_2}{p_1} = \left( 1 + \frac{z-1}{zR} \frac{h_{ad} V}{T_1} \right)^{\frac{z}{z-1}}$$

sodass man erhält:

$$(17) \quad \frac{h_{BK}}{T} = K_{11} \left( \frac{V_1}{\sqrt{T_1}} \right)^2 \frac{1 + \frac{A}{c_p} \frac{h_{ad} V}{T_1 \eta_e V}}{\left( 1 + \frac{z-1}{zR} \frac{h_{ad} V}{T_1} \right)^{\frac{2z}{z-1}}}$$

Der Proportionalitätsfaktor dieser Gleichung lässt sich aus dem einen bekannten Wert für  $h_{BK}$  berechnen.

#### Literaturverzeichnis:

- [1] Sörensen: Einheitsdiagramme für Dampfturbinen, «Z.VDI» Bd. 83, 1939, S. 565 ff.
- [2] Kühl: Grundlagen der Regelung von Gasturbinentriebwerken für Flugzeuge. Deutsche Luftfahrtforschung, Forschungsbericht Nr. 1796/I.

#### Die thermische Gesteins- und Beton-Bohrung

DK 621.791.054: 666.97

In Anlehnung an die Verwendung von Sauerstoff-Flammen zum Durchschneiden von Stahlbarren ist gegenwärtig in Frankreich, England und Belgien ein thermisches Gesteinsbohr-Verfahren in Entwicklung begriffen, über das nachstehend an Hand von «The Structural Engineer», Vol. XXV, No. 2, und «Mine & Quarry Engineering», Februar 1948, kurz berichtet werden soll.

Das thermische Bohrverfahren eignet sich besonders für siliziumreiche Gesteine, die auf pneumatischem Wege schwieriger zu bohren sind und zudem die Silikose-Krankheit<sup>1)</sup> verursachen. Beim thermischen Verfahren wird kein Staub entwickelt und die Lärm-Belästigung durch Kompressor und Bohrhämmer fällt weg.

Im gegenwärtigen Entwicklungsstadium besteht der verwendete Apparat, die sogenannte Sauerstoff-Lanze, aus einem Stahlrohr von  $\frac{3}{8}$ " bis 1" Durchmesser, ausgepackt mit einem Draht von meist  $\frac{1}{8}$ " Durchmesser, und an einem Ende an die Sauerstoff-Quelle angeschlossen. Das Bohr-Ende des Rohres wird mit einem Schweißbrenner auf Weissglut erhitzt, dann der Sauerstoff zugeleitet, worauf das Abbrennen des Stahlrohres und damit die Bohrung beginnt. Diese geht in kieselhaltigem Gestein, Beton und Eisenbeton mühelos vor sich. Mit Rücksicht auf die entstehenden Funken muss der Bohermann meist ein feuerfestes Ueberkleid samt Kopfschutz tragen.

Die Schwierigkeit gegenüber dem Verfahren des Durchbrennens von Stahlbarren besteht darin, so flüssige Schlacke zu erhalten, dass sie ohne weiteres wegfliesst, und außerdem, dass die Verbrennung über den ganzen Rohrquerschnitt gleichmässig erfolgt. Die entsprechenden Versuche wurden von den Pariser Laboratorien der Société de l'Air Liquide de France, unter Leitung von Dr. Maurice Lebrun 1913 begonnen und während der deutschen Besetzung im geheimen weitergeführt, im Bestreben, ein leistungsfähiges Verfahren zum späteren Abbruch der Beton-Festungen des Atlantik-Walles zu finden.

Nach Lebrun werden pro kg verbranntes Eisen mind. 2771 Sauerstoff benötigt, während die Engländer mit 600 l rechnen. Doch fallen die Sauerstoff-Kosten gegenüber dem Rohrpreis kaum ins Gewicht. Zur Orientierung über Bohrfortschritt und Materialverbrauch sei folgendes Beispiel von Lebrun angeführt: Horizontale Betonbohrung, 90 cm lang, Durchmesser 5 cm, Bohrzeit 5 min, Sauerstoff-Verbrauch 6 m<sup>3</sup>, Verbrauch an  $\frac{3}{8}$ "-Rohren 10 kg. Im Dezember 1947 durch J. C. D. Mackenzie, den technischen Leiter der Peroxide Development Limited, durchgeführte Bohrversuche in Beton ergaben bei 4" Lochdurchmesser, 1" Rohrdurchmesser und 1,50 m Bohrlänge 8,4 m verbrauchtes Rohr und 12 $\frac{1}{4}$  min Bohrdauer, wobei erhöhter Sauerstoffdruck angewandt wurde. Dessen genaue Regulierung ist besonders wichtig bei Material-Wechselen, wie z. B. beim Antreffen von Armierungseisen.

Zur Bildung einer flüssigen Schlacke ist das Vorhandensein von Silizium unentbehrlich, doch braucht dessen Anteil gar nicht bedeutend zu sein. So wird beispielsweise das thermische Durchbohren nicht nur von Sandstein, sondern auch von Kalkstein als mühelos bezeichnet. Dies wird unter anderem bezeugt von der englischen Southern Railway, wo der Bohrfortschritt bei 3"-Löchern in Kalkstein 12,5 cm/min betrug und keinerlei Schwierigkeiten bereitete. Während das Horizontal-Bohren mühselos ist, können mit dem normalen Verfahren vertikale Löcher nur bis etwa 3 m Tiefe gehobt werden, da bei Ueberschreiten dieser Grenze die Schlacke nicht mehr von selbst abfliesst. Das Bohren muss dann periodisch kurz unterbrochen werden, um die angesammelte flüssige Schlacke zu entfernen, meist unter Verwendung von Druckwasser. Mit diesem komplizierten Verfahren können Bohrtiefen von 4,5 m gut erreicht werden. Thermische Bohrungen in Marmor, der kieselfrei ist, werden ermöglicht durch Beifügen von Silizium-Pulver.

Das thermische Verfahren kann ohne Schwierigkeit unter Wasser angewandt werden, doch ist dann Sorge zu tragen, dass sich bei Bohrbeginn keine harte Schlacke bilden kann. Das Entzünden der Sauerstoff-Flamme kann dabei wie gewohnt über Wasser oder mittels elektrischer Zündung unter Wasser geschehen. Bei einer Anwendung im belgischen Albert-Kanal wurde eine 3,6 m unter Wasser liegende, 60 cm

1) SBZ 1947, Nr. 18, S. 243.