

STAHL UND EISEN

ZEITSCHRIFT FÜR DAS DEUTSCHE EISENHÜTTENWESEN

Herausgegeben vom Verein deutscher Eisenhüttenleute

Geleitet von Dr.-Ing. Dr. mont. E. h. O. Petersen

unter verantwortlicher Mitarbeit von Dr. J. W. Reichert und Dr. M. Schlenker für den wirtschaftlichen Teil

HEFT 47

19. NOVEMBER 1931

51. JAHRGANG

Betriebserfahrungen mit Gaskolbengebläsen.

Von Betriebsdirektor Dr.-Ing. Hubert Froitzheim in Dortmund.

[Bericht Nr. 49 des Maschinenausschusses des Vereins deutscher Eisenhüttenleute*].

(Physikalische Vorgänge bei der Verdichtung von Luft in Kolbengebläsen. Gesamterzeugungskosten je m³ Hochofenwind. Kosten für Energieverbrauch [Gasverbrauch], für Personal und Bedienung, für Betriebsmaterial, für Instandhaltung und Instandsetzung sowie für Verzinsung und Tilgung. Betriebliche Eigenschaften der Gaskolbengebläse.)

Den eigentlichen Betriebserfahrungen und Betriebszahlen seien zunächst einige theoretische Erläuterungen vorausgeschickt, die die physikalischen Vorgänge bei der Verdichtung der Luft behandeln, denn ohne die Klärung dieser Vorgänge ist eine richtige Auswertung und Beurteilung der später angegebenen Betriebszahlen nicht möglich.

Zunächst erscheint es vor allem zweckmäßig, den Verdichtungs Vorgang, über den uns das Indikatordiagramm des Gebläsezylinders Aufschluß gibt, ins Gedächtnis zurückzurufen, um Mißverständnisse über die gelieferte Windmenge und den erforderlichen Kraftbedarf bei Kolbengebläsen auszuschließen (s. Abb. 1).

Wegen der Rückexpansion der im schädlichen Raume des Windzylinders befindlichen Luft und wegen des Unter-

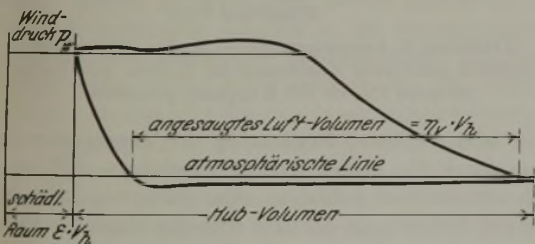


Abbildung 1.

Indikatordiagramm von einem Hochofengebläse (DTG 15).

druckes in der Saugleitung ist die angesaugte Luftmenge kleiner, als sie sich nach dem Hubvolumen ergeben würde. Man nennt das Verhältnis

$$\frac{\text{angesaugte Luftmenge je Hub}}{\text{Hubvolumen}}$$

den volumetrischen Wirkungsgrad η_v . Wie aus dem Diagramm hervorgeht, ist hierbei die angesaugte Luftmenge bereits auf den atmosphärischen Druck bezogen.

Bezeichnet weiterhin p_m den mittleren indizierten Druck des Diagramms in kg/cm², so ist, wenn das Kolbenhubvolumen 1 m³ ist (z. B. wirksame Kolbenfläche = 1 m² und Hub = 1 m), die je m³ Hubvolumen geleistete Arbeit

$$10\,000 \cdot p_m \cdot 1 (= \text{Kraft} \times \text{Weg}) \text{ mkg,}$$

und, weil je Hub nur eine Luftmenge von $1 \cdot \eta_v$ m³ angesaugt wird, ist die je m³ angesaugte Luft erforderliche Arbeit nach dem Diagramm

$$A_D = 10\,000 \cdot \frac{p_m}{\eta_v} \text{ mkg.}$$

Diese Arbeit, die sich aus den Gebläsedigrammen ohne weiteres ergibt, kann mit der theoretischen, adiabatischen Verdichtungsarbeit A_{th} je m³ Luft, die leicht berechnet oder aus Kurvenblättern¹⁾ entnommen werden kann, verglichen werden. Man kann dann das Verhältnis

$$\frac{\text{theoretische adiabatische Verdichtungsarbeit}}{\text{aus Diagramm errechnete Verdichtungsarbeit}} = \eta_p$$

den Wirkungsgrad des Verdichtungs Vorganges im Kolbengebläse bezeichnen. Der wirkliche Verdichtungs Vorgang verläuft bei den Drücken, wie sie bei Gebläsen vorkommen, auch nahezu adiabatisch.

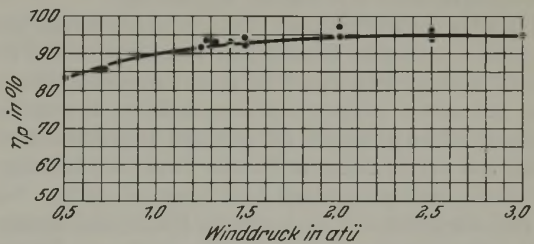


Abbildung 2. Wirkungsgrad η_p des Verdichtungs Vorganges bei Kolbengebläsen.

Zur Erzeugung der Luftgeschwindigkeiten in den Gebläseventilen und zur Ueberwindung der Strömungswiderstände ist aber ein Unterdruck beim Ansaugen und Ueberdruck beim Ausschub unter dem atmosphärischen Druck bzw. über dem eigentlichen Verdichtungsdruck erforderlich, der beim wirklichen Verdichtungs Vorgang einen Mehraufwand an Arbeit bedingt. Diese Arbeitsverluste fallen bei kleineren Verdichtungsdrücken mehr ins Gewicht als bei den höheren. Die Kurve nach Abb. 2 zeigt den Verlauf des Wirkungsgrades η_p des Verdichtungs Vorganges bei verschiedenen Winddrücken, wie er sich aus einer Reihe von Diagrammen, die an Gebläsen bei üblichen Drehzahlen aufgenommen wurden, ergeben hat. Hierbei wurde der Druck der atmosphärischen Luft mit 1 at abs (735,5 mm QS) angenommen.

Die in Abb. 2 in Punkten angegebenen Werte von η_p sind aus elf dem Verfasser vorliegenden verschiedenen Dia-

* Erstattet in der 16. Vollsitzung am 20. Mai 1931. — Sonderabdrucke sind vom Verlag Stahleisen m. b. H., Düsseldorf, Postschließfach 664, zu beziehen.

¹⁾ Vgl. z. B. A. Hinz: Thermodynamische Grundlagen der Kolben- und Turbokompressoren (Berlin: Julius Springer 1927).

grammen von Gasgebläsen der Typen DTG 13, 14 und 15 verschiedener Gaszentralen berechnet worden. Die Kurvenwerte von η_p stimmen mit den Werten überein, die bei Berechnung des Leistungsaufwandes allgemein zugrunde gelegt werden, und die sich aus Diagrammen ergeben, bei denen wie üblich²⁾ der Ansaugdruck 5% unter dem atmosphärischen Druck und der Druck im Gebläsezylinder 5% über dem Winddruck angenommen ist. Die Kurve von η_p stellt also durchaus zuverlässige Mittelwerte dar.

Weiterhin ist bei Kolbengebläsen zu beachten, daß die atmosphärische Luft beim Einströmen in den Gebläsezylinder an den nicht gekühlten Flächen der Gebläsewänden sich etwas erwärmt, so daß die angesaugte Luftmenge, bezogen auf atmosphärischen Zustand, noch etwas geringer ist als nach dem Diagramm. Bei 10° Erwärmung gegen Ende des Kolbenhubes würden die Volumenverluste etwa 3% betragen. Dagegen wird die Ansaugmenge durch die Temperatur der verbleibenden Lufrückstände im Gebläsezylinder nicht beeinflusst, auch wenn sie erheblich wärmer wären als die atmosphärische Luft. Hierzu treten noch die Windverluste bei der Verdichtung infolge der nicht vollkommenen Dichtheit der Gebläseventile und des Gebläsekolbens. Der genaue Prozentsatz für die Minderleistung infolge der letztgenannten Umstände läßt sich nur durch Versuche ermitteln, indem die wirklich gelieferte Windmenge an der Druckseite des Gebläses durch Düse oder Staurand gemessen wird. Diese Messung ist aber in der Nähe des Gebläses wegen des stark pulsierenden Luftstromes nicht einwandfrei durchzuführen; sie könnte jedoch an entfernteren Stellen in der Windleitung erfolgen, wobei allerdings wieder die Undichtheiten in der Windleitung hinzutreten würden. Es liegen aber mehrfache Windmengenmessungen mit Düse an der Druckseite bei Großkompressoren bis in die neueste Zeit vor, nach denen die mit Düse ermittelten Liefermengen um etwa 3 bis 5% kleiner waren als die aus den Indikator diagrammen errechneten Windmengen.

Bei den bei der Dortmunder Union vorgenommenen und später noch eingehender behandelten Versuchen, wobei ein älteres DT 13-Gasgebläse den Wind in ein ausgedehntes Sammelnetz mit sieben Absperschiebern förderte, betrug der Gesamtunterschied zwischen der aus den Diagrammen ermittelten und der an einem entfernten Punkt des Leitungsnetzes durch Düse gemessenen Luftmenge rd. 10%. Von diesen sind mindestens 5% (d. h. also die Hälfte) als Leitungsverluste anzunehmen bei dem im Vergleich zur Förderleistung des Gebläses sehr weitverzweigten Leitungsnetz und namentlich auch im Hinblick auf die bei den zahlreichen Schiebern auftretenden Undichtheiten. Man wird daher sicher gehen, wenn man die wirklich an der Druckseite des Kolbengebläses vorhandene Windleistung um 5% kleiner annimmt als die Windleistung nach den Diagrammen. Hierbei ist angenommen, daß es sich um Kolbengebläse mit ungekühlten Zylindern und Zylinderdeckeln handelt. Werden diese gekühlt, wie es bei neuzeitlichen Gebläsen meist der Fall ist, so werden sich die Förderverluste durch Erwärmung der Luft im Zylinder noch weiter vermindern.

Den mechanischen Wirkungsgrad des Kolbengebläses, bezogen auf die Gebläsekupplung, kann man mit mindestens 95% annehmen. Unter diesen Voraussetzungen ergibt sich der in Abb. 3 dargestellte Leistungsbedarf bei Kolbengebläsen an der Gebläsekupplung für 1000 m³ wirklich geförderte Luftmenge von atmosphärischem Zustande.

Die Kurven wurden wie folgt errechnet: Mit Hilfe der Werte von η_p nach Abb. 2 und der z. B. aus den Hinzschen

Tabellen zu entnehmenden theoretischen adiabatischen Verdichtungsarbeit A_{th} je m³ atmosphärische Luft (den Barometerstand zu 735,5 mm QS = 1 at abs angenommen) läßt sich die wirkliche Verdichtungsarbeit je m³ nach Diagramm

$A_D = \frac{A_{th}}{p}$ für jeden Winddruck ermitteln. Dadurch ergibt

sich auch der Leistungsaufwand an der Gebläsekupplung des Kolbengebläses für 1000 m³/min wirklich geförderte Luftmenge von atmosphärischem Zustande beim mittleren Barometerstand von 735,5 mm QS, wenn, wie angeführt, die Förderverluste durch Erwärmung der Luft beim Ansaugen und infolge Undichtheiten zu 5% und der mechanische Wirkungsgrad des Kolbengebläses (auf die Gebläsekupplung bezogen) mit 95% angenommen wird. Es ist daher die für 1000 m³/min angesaugte Luftmenge an der Kupplung erforderliche effektive Leistung für das Kolbengebläse:

$$N_e = \frac{1000 A_D \cdot 1,05}{60 \cdot 75 \cdot 0,95} = 0,246 A_D = 0,246 \frac{A_{th}}{\eta_p} \left(\frac{PS_e}{1000 \text{ m}^3/\text{min}} \right)$$

Z. B. für 1,5 atü Winddruck ist $\eta_p = 0,932$ (nach Abb. 2) und A_{th} nach Hinz 10 480 mkg/m³. Es ist daher

$$N_e = 0,246 \frac{10480}{0,932} = 2770 \frac{PS_e}{1000 \text{ m}^3/\text{min}}$$

in Uebereinstimmung mit Abb. 3.

Diese Betrachtungen wurden vorausgeschickt, weil bei Gaskolbengebläsen soviel von volumetrischen Wirkungsgraden, Verlusten durch Undichtheiten an den Kolben-

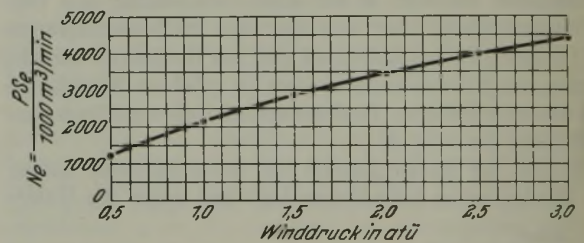


Abbildung 3. Leistungsaufwand N_e für 1000 m³/min wirklich geförderte Windmenge bei Kolben- und Turbo-gebläsen (N_e an der Kupplung gemessen).

ringen oder Ventilen, Erwärmung der angesaugten Luftmenge durch die heißen Zylinderwänden und der dadurch verursachten Aufnahme eines geringeren Luftgewichtes in den Zylinder, als der nach dem durchlaufenen Kolbenweg unter Berücksichtigung der Temperatur der Außenluft errechneten Windmenge entsprechen würde, von der Rückexpansion der Luft aus dem schädlichen Raum heraus usw. gesprochen und diese Eigenschaften oft zum Nachteil des Gaskolbengebläses ausgelegt werden. Es muß, um dem Gasgebläse gerecht zu werden, darauf hingewiesen werden, daß es eine ganz willkürliche Forderung ist, zu verlangen, daß das ideale Kolbengebläse eine Luftmenge gleich dem vom Kolben durchlaufenen Raume zu fördern habe. Der Konstrukteur rechnet z. B. von vornherein mit der Rückexpansion. Er weiß, daß die schädlichen Räume, deren Größe er genau kennt, eine bestimmte Menge Druckluft aufnehmen. Er weiß aber auch, daß dies keinen Energieverlust verursacht, da die darin aufgespeicherte Energie durch die „Rückexpansion“ wieder voll der Maschine zugute kommt. Der Windzylinder, und zwar nur dieser, wird eben etwas größer gewählt. Ähnlich verhält es sich mit der Lufterwärmung. Es ist einfach ein Naturgesetz, daß bei der Kompression von Gasen je nach der Art des Vorganges mehr oder weniger der aufgewendeten Arbeit in Wärme umgesetzt wird. Wenn man nun für den Vergleich bei beiden Maschinenarten dieselbe, sagen wir nahezu adiabatische Zustandsänderung an-

²⁾ Vgl. „Hütte“. Des Ingenieurs Taschenbuch, 25. Aufl., Bd. II (Berlin: Wilhelm Ernst & Sohn 1926) S. 872.

nimmt, so ist die erzeugte Wärme ebenfalls bei beiden gleich. Der Unterschied ist nur, daß sich beim Kolbengebläse der Erwärmungsvorgang in scharf unterteilten Zeitabschnitten abspielt und er deshalb sinnfälliger in Erscheinung tritt; beim Turbogebälse dagegen verteilt er sich gleichmäßig fortschreitend über die ganze Länge der Luftwege. Dasselbe liegt für die Erwärmung der Luft an den Wandungen vor, beim Kolbengebläse an den Zylinderwandungen und dem Kolben, beim Turbogebälse an den Gehäusewandungen, Leit- und Laufrädern. Es muß also die Rückexpansion als Scheinverlust außer acht bleiben und ebenso die Erwärmung, weil sie beiden Gebläsearten gemeinsam ist.

Die vorstehenden Ausführungen sind erforderlich, um einen genaueren Einblick in den Verdichtungsvorgang bei Kolbengebläsen zu gewinnen. In erster Linie wird sie der Konstrukteur berücksichtigen müssen, um für eine verlangte tatsächlich zu liefernde Windmenge die Abmessungen des Gebläses und den notwendigen Leistungsaufwand richtig zu ermitteln und die Gewährleistung sicher zu erreichen. Für den Betriebsmann sind allerdings diese Ausführungen mehr von wissenschaftlichem Wert, für ihn kommt es darauf an, zu wissen: Welches sind für jedes wirklich geförderte Normalkubikmeter Wind, gemessen am Druckstutzen, der Gasverbrauch, der Kapitaldienst und die sonstigen Betriebskosten, wie paßt sich das Gebläse den Betriebserfordernissen an? Wenn die gewährleistete Fördermenge vorhanden ist, dann ist für ihn der volumetrische Wirkungsgrad beim Kolbengebläse von nebensächlicher Bedeutung, da diesem bei Bestimmung der Gebläseabmessungen bereits Rechnung getragen ist, die Größe des volumetrischen Wirkungsgrades auf den Leistungsaufwand je Kubikmeter geförderte Luft keinen Einfluß hat, und die von den Gebläseabmessungen abhängigen Anlagekosten ja beim Kapitaldienst berücksichtigt werden.

Wenn man nun von Betriebserfahrungen mit Gaskolbengebläsen spricht, so denkt man letzten Endes, durch die Wirtschaft gezwungen, lediglich an die Gesamterzeugungskosten je Normalkubikmeter Hochofenwind. Alle übrigen Umstände scheiden für die Wirtschaft aus. Die Wirtschaft fragt nicht, ob dies oder das maschinentechnisch richtig oder nicht richtig ist, für sie ist nur maßgebend: „Was ist an Geld aufzuwenden und was bleibt an Geld bei der Umsetzung von Gütern übrig?“ Selbstverständlich muß die Maschine die an sie vom Betrieb gestellten Bedingungen erfüllen, da ohne dies die Gütererzeugung nicht möglich ist. Um zu entscheiden oder um zu wissen, ob die Maschine die an sie gestellten Bedingungen erfüllt oder erfüllen kann, muß man dazu die Eigenschaften und das Verhalten der Maschine im Betriebe genau kennen, d. h. in diesem Falle die Betriebseigenschaften und die Wirtschaftlichkeit der Gaskolbengebläse. Es sollen in folgendem lediglich rein sachlich die betrieblichen Eigenschaften und die Betriebskosten erörtert und zusammengestellt werden. Das Kolbengebläse wird erörtert einschließlich Abhitzeverwertung, und zwar unter Verwertung der Abhitze durch Umsetzung in Dampf. Irgendwelche Kuppelung mit anderen Betrieben und etwa aus dieser sich für diese Betriebe ergebenden Vorteile als Gutschrift für das Kolbengebläse zu verwerten, soll vermieden werden, denn auf jedem Werk liegen die betrieblichen Verhältnisse anders, und es bedarf für jedes Werk jedesmal einer besonderen Durchrechnung, ob Turbo- oder Kolbengebläse am Platze ist. Es läßt sich eben keine Norm für die einzelnen Werke aufstellen. Durch folgenden Bericht sollen dem Betriebsingenieur lediglich die Unterlagen gegeben werden, die er zur Durchführung der Wirtschaftlichkeitsberechnung braucht zur Entscheidung, ob Turbo- oder Gaskolbengebläse für sein Werk am Platze ist.

Die Erzeugungskosten des Windes setzen sich zusammen

- a) aus den eigentlichen Betriebskosten, unterteilt nach
 1. Kosten für Energieverbrauch (Gasverbrauch),
 2. Kosten für Personal und Bedienung,
 3. Kosten für Betriebsmaterialverbrauch (Schmieröl, Packungen, Putzwolle usw.),
 4. Kosten für Instandhaltung und Instandsetzung (Material und Löhne);
- b) aus den Kosten für Verzinsung und Tilgung.

Neben diesen reinen Kostenfragen sollen die betrieblichen Eigenschaften des Gaskolbengebläses besprochen werden, nämlich, wieweit es den verschiedenen von den Betrieben gestellten Anforderungen an veränderlichem Druck und veränderlicher Windmenge, Reserve, Betriebsbereitschaft usw. sich anzupassen vermag. Da diese Fragen mit dem Energieverbrauch eng zusammenhängen, sollen sie unter diesem Abschnitt mit besprochen werden.

Für ein Hüttenwerk ist der Ausgangspunkt der Energie das Gichtgas, aus dem über Kessel, Turbine oder unmittelbar über Gasmaschine die Windleistung erzeugt wird. Alle Untersuchungen für das Gaskolbengebläse sollen daher auf Menge und Zustand des Gases bei Eintritt Saugventil des Gasmaschinenzylinders bezogen werden, wie sie in gleicher Weise bei Turbogebälse auf Eintritt Dampfkessel zu beziehen sind. Der Wärmeverbrauch wird unter Berücksichtigung der Abwärme bestimmt, wobei die Dampf- oder Kühlwasserwärme umgerechnet wird in Gaswärmeeinheiten. Bei der Erzeugung von Abhitzedampf findet die Umrechnung statt unter Einsetzung eines Kesselwirkungsgrades von 85%. Denn der in Abhitzekesteln erzeugte Dampf ist dem Dampf gleichwertig, der, wenn Abhitzekestel nicht vorhanden wären, durch einen besonderen mit 85% Wirkungsgrad arbeitenden gasgefeuerten Kessel erzeugt würde. Die durch Heißkühlung gewonnene Kühlwasserwärme soll gleichfalls unter Berücksichtigung eines Wirkungsgrades von niedrig gerechnet 80% für einen Wärmeaustauscher in Gaswärmeeinheiten umgerechnet werden.

Beim Energieverbrauch sind nur zwei Zahlen beachtenswert:

1. Gasverbrauch, Eintritt, Maschine,
2. die mit diesem Gasverbrauch geförderte Windmenge.

Ob über mehr oder weniger Verluste im Innern der Maschine diese Windfördermenge erreicht wird, kann gleichgültig sein, wie ja ausführlich vorher besprochen worden ist.

Gaskolbengebläse werden zur Zeit in Zwillinganordnung bis zu 10 000 PS Leistung gebaut, wobei die geförderte Windmenge bis zu 210 000 m³/h beträgt bei einem Winddruck von 1,5 atü. Höhere Leistungen können ohne weiteres erreicht werden, da die Leistung der Gasmaschine noch steigerungsfähig ist. Die Drehzahl geht hierbei bis 94 U/min; üblich und für den Betrieb sicher vorteilhafter dürfte jedoch wohl 80 U/min sein. Die Drehzahl läßt sich außerdem bis auf 35 U/min nach unten regeln, so daß die Windleistung innerhalb weitester Grenzen geregelt und allen vorkommenden Schwankungen des Betriebes angepaßt werden kann. In den meisten Fällen wird dies aber nicht notwendig sein, denn zur Hergabe der Windleistung für eine Hochofenanlage sind meistens mehrere Einheiten erforderlich, so daß man die Maschinen voll belasten kann bis auf eine, die die Schwankungen des Windbedarfes aufnimmt und die daher allein zu regeln ist. Es ist dies ja auch schon erforderlich, um einen möglichst hohen Belastungs- oder Ausnutzungsfaktor der Anlage zu erhalten, da mit höherem Ausnutzungs- oder Belastungsfaktor sowohl die Gaskosten als auch die sonstigen Betriebskosten prozentual niedriger werden. Weiterhin ist

eine Regelung sowohl der Windmenge als auch des Druckes möglich durch Zu- und Abschaltung von schädlichen Räumen. Hierdurch ist man imstande, den Druck, wenn nötig (z. B. bei hängenden Oefen), um rd. 40 bis 50% vorübergehend zu erhöhen, naturgemäß unter gleichzeitiger Verringerung der geförderten Windmenge. Auf einem Hüttenwerke laufen eine Reihe von Gasgebläsen, die ursprünglich für einen Gegendruck von 1 atü gebaut und geliefert waren, jetzt gegen einen Druck von 1,4 atü dauernd. Es war dies möglich durch Zuschaltung von schädlichen Räumen. Man hat nun, um die Maschinen wieder auf volle Windleistung bei diesem erhöhten Druck zu bringen, die Gaszylinder entsprechend vergrößert und gleichzeitig die schädlichen Räume wieder auf den ursprünglichen Inhalt verkleinert. Ein weiteres Mittel, um vorübergehend und auch, wenn man will, dauernd gegen höhere Drücke bei gleicher Windleistung zu fahren, besteht noch darin, daß man die zugehörigen Gaszylinder mit Spülflutvorrichtung versieht, wodurch man die Gaszylinderleistung vorübergehend und auch dauernd bis zu 25% erhöhen kann. Man sieht also, daß es für den Konstrukteur viele Möglichkeiten gibt, ein älteres Gebläse dem verlangten Druck und der Windmenge so anzupassen, daß es allen Forderungen des Hochofens und der Stahlwerke nachkommen kann. Man wird das Gebläse dann so bemessen, daß es für den Normalzustand am günstigsten arbeitet und am wirtschaftlichsten ist im Gasverbrauch, in den Anlage- und Betriebskosten.

Abb. 4 veranschaulicht den Windleistungsbereich eines Gaskolbengebläses in klarer Darstellung, und zwar stellt die

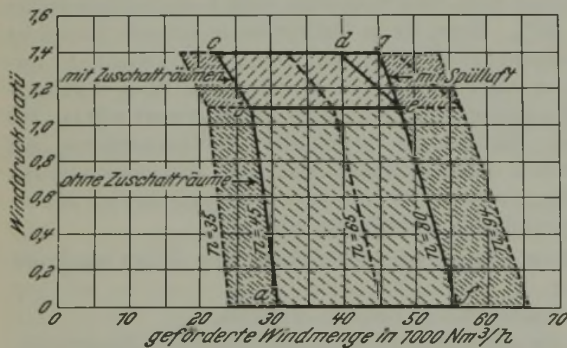


Abbildung 4. Druckvolumenkurven eines Hochofen-Gaskolbengebläses bei verschiedenen Drehzahlen.

Fläche a b c d e f den Leistungsbereich dar, d. h. jeder beliebige Punkt in dieser Fläche stellt eine bestimmte Windmenge und einen bestimmten Druck dar, den das Gebläse herzugeben in der Lage ist. In Punkt a arbeitet das Gebläse mit der geringst möglichen Drehzahl (wenn ein Stehenbleiben mit Sicherheit vermieden werden soll). Von a bis b ist der Winddruck beliebig zu steigern. Die Linie a—b läuft etwas nach links geneigt, da mit höher werdendem Druck die Rückexpansion aus dem schädlichen Raum größer wird und daher eine geringere Luftmenge angesaugt wird. Bei b ist jedoch die Maschine bei der Höchstleistung angelangt. Will man gegen einen höheren Druck fahren, so kann man dies nur durch Herabsetzung der Verdichtungsarbeit erreichen, indem man schädliche Räume hinzuschaltet und dadurch die Windmenge verringert. Die Linie b—c ist daher stärker geneigt. (Genau genommen, müßte sie als Treppe gezeichnet sein.) Durch Erhöhung der Drehzahl kann man dann zum Punkte d gelangen, wobei die übliche Höchstdrehzahl der Maschine erreicht ist. Will man jetzt die Windleistung weiter steigern, so kann man dies nur unter Herabsetzung des Druckes bis zum Punkt e erreichen. Von e ab kann man die zusätzlichen schädlichen Räume wieder abschalten und

durch Verminderung des Druckes entsprechend der Vergrößerung des volumetrischen Wirkungsgrades die Windleistung weiter steigern. Die Linie e—f ist ebenfalls wieder geneigt, entsprechend der Veränderung des volumetrischen Wirkungsgrades. Wendet man Spülflut an, so gewinnt man als Leistungsbereich noch die Fläche d e g dazu. Das Schaubild läßt erkennen, wie außerordentlich anpassungsfähig das Gaskolbengebläse in Windmenge und Winddruck ist. Das vorhergehend erläuterte Leistungsbereich-Schaubild nach Abb. 4 ist für ein DT 13-Gebläse aufgestellt innerhalb der Drehzahlen 45 bis 80 U/min. Die neueren Gebläse gestatten eine Drehzahleinstellung zwischen 35 und 94 U/min. Der Leistungsbereich ist also bei neuzeitlichen Gebläsen wesentlich größer, wie dies auch in der Abbildung punktiert angedeutet ist.

Zwei Versuche sollten Aufschluß geben über den Gasverbrauch je m³ geförderten Wind bei verschiedenen Betriebsverhältnissen. Die Versuche wurden vorgenommen an einem älteren Gebläse DT 13 bei verschiedenen Drehzahlen, jedoch bei gleichbleibender Windpressung. Um genaue Gasmessungen zu erhalten, wurde das Gebläse durch eine besondere Leitung von einem vorhandenen Gasbehälter aus gespeist, aus dessen Fallhöhe während des Versuchs die verbrauchte Gasmenge genau errechnet werden konnte. Es ergaben sich die in *Zahlentafel 1* aufgeführten Werte.

Der Abhitzedampf ist nicht gemessen worden. Der erzeugte Abhitzedampf je kWh, an der Schalttafel gemessen, ist aus früheren Versuchen³⁾ mit 1,2 kg/kWh bestimmt. Für vorstehende Rechnung wurde daher für die an der

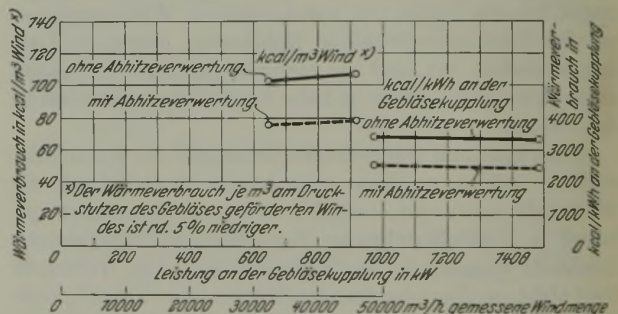


Abbildung 5. Wärmeverbrauch eines Gaskolbengebläses je m³ Wind und je kWh.

Kupplung des Gebläses festgestellte kWh 1,14 kg Dampf von 10 atü und 350° Ueberhitzung als Gutschrift eingesetzt, indem für das Verhältnis der an der Schalttafel gemessenen Leistung zu der an der Kupplung der Dynamomaschine übertragenen Leistung ein Wirkungsgrad η elektr. von 0,95 eingesetzt wurde. Nach den vorhergehenden Annahmen entsprechen diese 1,14 kg Dampf (mit einem Wärmeinhalt von $1,14 \cdot 755 = 860$ kcal) $1,14 \cdot \frac{655}{0,85} = 880$ Gaswärmeeinheiten, wobei die Annahme gemacht ist, daß die Kessel mit 100° heißem Wasser gespeist werden. Die gefundenen Wärmeverbrauchswerte der Gasmaschine je kWh stimmen mit den früher veröffentlichten Werten³⁾ gut überein, sie sind sogar noch etwas günstiger. Das liegt daran, daß damals Jahresdurchschnittswerte eingesetzt waren, während diese Werte aus einzelnen Versuchen stammen.

Will man die Kühlwasserwärme bei Heißkühlung der Gasmaschinenseite ausnutzen, was ohne weiteres möglich ist, wie durch lange Betriebsversuche bewiesen, so ergibt sich, daß

durch Zylinder und Deckel	11,1 %
„ Auslaßventile	5,6 %
„ Kolben und Kolbenstange	4,3 %

³⁾ Vgl. St. u. E. 46 (1926) S. 737/42, besonders S. 739.

Zahlentafel 1. Versuchsergebnisse an einem Gasgebläse DT 13.

	Maßeinheit	Versuch Nr.			
		1	2	3	4
25. Januar 1931.					
1. Tag					
2. Barometerstand	mm QS	754	754		
3. a) Anzahl der zugeschalteten Deckelseite	—	1	1		
b) Anzahl der schädlichen Räume Kurbelseite	—	—	—		
4. Winddruck	atü	1,20	1,21		
5. Drehzahl	U/min	80	57		
6. Versuchsdauer	min	30,5	31,9		
7. Gemessene Windmenge bezogen auf den Ansaugzustand (10° C, 754 mm QS)	m³/h	45 900	32 300		
8. Volumetrischer Wirkungsgrad (aus Diagramm ermittelt).	%	81,1	80,0		
9. Liefergrad aus Hubvolumen und gemessener geförderter Windmenge ermittelt (d. h. einschl. der Verluste in der Leitung und an sieben Schiebern)	%	72,5	71,7		
10. Gasverbrauch	Nm³/h	4975	3360		
11. Gasverbrauch je m³ gemessenen Wind	Nm³/m³	1)0,108	1)0,103		
12. Heizwert des Gichtgases	kcal/Nm³	985	985		
13. Indizierte Leistung des Gebläses	kW	1410	925		
14. Leistungsbedarf an der Kupplung (η mech. = 0,95)	kW	1485	974		
15. An der Kupplung aufzuwendende Arbeit für 1000 m³ gemessene Windmenge	kWh/1000 m³	1)32,3	1)30,1		
16. Wärmeverbrauch je m³ Wind	kcal/m³	1)106,7	1)102,5		
17. Abhitzedampfgutschrift je m³ Wind (1,14 kg/kWh von 10 at und 350° C)	kg/m³	1)0,0369	1)0,0344		
18. Gasgutschrift für Abhitzedampf (wie im Text erläutert).	kcal/m³	1)28,4	1)26,4		
19. Wärmeverbrauch je m³ Wind bei Gutschrift der Abhitze	kcal/m³	1)78,3	1)76,1		
20. Wärmeverbrauch je kWh an der Kupplung ohne Abhitze gutschrift	kcal/kWh	3300	3400		
21. Wärmeverbrauch je kWh an der Kupplung mit Abhitze gutschrift	kcal/kWh	2420	2520		

1) Bei diesen Werten sind die Windverluste im Leitungsnetz, die im vorliegenden Fall mindestens 5 % betragen, nicht berücksichtigt. Um diesen Prozentsatz vermindert sich daher der angegebene Gas- und Wärmeverbrauch je m³ Wind bezogen auf die Fördermenge am Druckstutzen des Gebläses.

der hineingeschickten Wärme abgeführt werden. Rechnet man für die Praxis jedoch nur mit einer Verwertung von 50% dieser Wärme, so ergibt sich eine weitere Gasgutschrift von 10,5% oder rd. 350 kcal/kWh.

Die Hauptwerte aus Zahlentafel 1 sind in Abb. 5 aufgezichnet. Es muß darauf aufmerksam gemacht werden, daß bei beiden Versuchen die Maschine auf der Deckelseite mit

beansprucht. Hieraus ergibt sich, daß bei neuzeitlichen Maschinen, die von vornherein für die verlangte Leistung gebaut sind, noch günstigere Werte des Wärmeverbrauches erreicht werden. Bei neuen Maschinen werden Wärmeverbrauchszahlen nach Abb. 6 erreicht.

Eine weitere Versuchsreihe wurde aufgenommen bei gleichbleibender Drehzahl von 80 U/min (s. Zahlentafel 2).

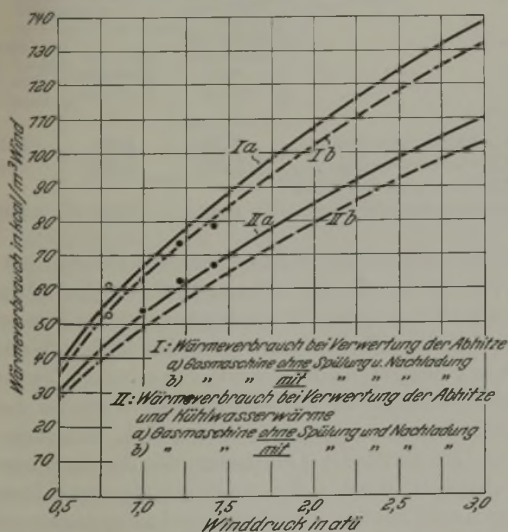


Abbildung 6. Wärmeverbrauch je m³ wirklich geförderter Wind von atmosphärischem Zustande bei Gaskolbengebläsen.

einem zugeschalteten schädlichen Raum gefahren wurde. Das dauernde Zuschalten dieses einen schädlichen Raumes ist erforderlich, da die Maschine ursprünglich für den früher verlangten höchsten Winddruck von 0,8 bis 1 atü geliefert und gebaut ist, während jetzt nach Umbau der Hochöfen ein Winddruck von gewöhnlich 1,2 atü und höchstens 1,4 atü gefordert wird. Die Maschine ist also nicht wie üblich

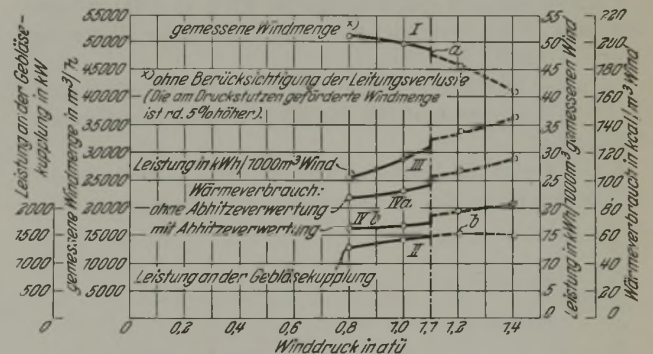


Abbildung 7. Gemessene Windmenge, Leistung und Wärmeverbrauch eines Gaskolbengebläses für Hochofenwind.

Die Windpressung wurde jedoch verändert zwischen 0,8 und 1,4 atü. Die sonstigen Voraussetzungen sind die gleichen wie bei der Zahlentafel 1.

Die Hauptwerte sind in Abb. 7 aufgetragen. Kurve I ist die gemessene Windmenge ohne Berücksichtigung der etwa 5 % Leitungsverluste in m³ bei verschiedenen Pressungen und unveränderter Drehzahl. Die geförderte Windmenge nimmt mit höherer Pressung stetig ab, da mit höherer Pressung eine höhere Rückexpansion verbunden ist. Vom Punkt a ab müssen, um die Maschine nicht zu überlasten, schädliche Räume zugeschaltet werden, wodurch die Windlieferung in stärkerem Maße nach unten abnimmt.

Kurve II gibt die Leistung in kW bezogen auf die Kupplung des Gebläses an. Bei Punkt b ist die höchste Leistung

Zahlentafel 2. Versuchsergebnisse an einem Gasgebläse DT 13 bei gleichbleibender Drehzahl.

	Maßeinheit	Versuch Nr.			
		1	2	3	4
8. Februar 1931.					
1. Tag		764	764	764	764
2. Barometerstand	mm QS	—	—	1	2
3. a) Anzahl der zugeschalteten Deckelseite	—	—	—	—	1
b) Anzahl der schädlichen Räume Kurbelseite	—	—	—	—	1
4. Winddruck	atü	0,80	1,00	1,21	1,41
5. Drehzahl	U/min	80	80	80	81
6. Versuchsdauer	min	27,8	27,3	8,9	25,4
7. Gemessene Windmenge, bezogen auf den Absaugezustand (5°, 764 mm QS)	m ³ /h	50 800	49 700	45 300	40 900
8. Volumetrischer Wirkungsgrad (aus Diagramm ermittelt)	%	88,0	86,5	80,5	72,0
9. Liefergrad aus Hubvolumen und gemessener geförderter Windmenge ermittelt (d. h. einschl. der Verluste in der Leitung und an sieben Schiebern)	%	79,6	77,7	71,0	63,3
10. Gasverbrauch	Nm ³ /h	4480	4640	4930	4760
11. Gasverbrauch je m ³ gemessenen Wind	Nm ³ /m ³	¹⁾ 0,0885	¹⁾ 0,0936	¹⁾ 0,1089	¹⁾ 0,1165
12. Heizwert des Gichtgases	kcal/nm ³	980	980	980	980
13. Indizierte Leistung des Gebläses	kW	1225	1360	1450	1415
14. Leistung an der Kupplung (η mech. = 0,95)	kW	1290	1430	1525	1490
15. An der Kupplung aufzuwendende Arbeit für 1000 m ³ gemessene Windmenge	kWh/1000 m ³	¹⁾ 25,4	¹⁾ 28,9	¹⁾ 33,7	¹⁾ 36,4
16. Wärmeverbrauch je m ³ Wind	kcal/m ³	¹⁾ 86,6	¹⁾ 91,8	¹⁾ 106,8	¹⁾ 114,3
17. Abhitzedampfgutschrift je m ³ Wind (1,14 kg/kWh von 10 at und 350°)	kg/m ³	¹⁾ 0,0290	¹⁾ 0,0330	¹⁾ 0,0385	¹⁾ 0,0415
18. Gatschrift für Abhitzedampf (wie im Text erläutert)	kcal/m ³	¹⁾ 22,3	¹⁾ 25,4	¹⁾ 29,7	¹⁾ 32,0
19. Wärmeverbrauch je m ³ Wind bei Gatschrift der Abhitze	kcal/m ³	¹⁾ 64,3	¹⁾ 66,4	¹⁾ 77,1	¹⁾ 82,3
20. Wärmeverbrauch je kWh an der Kupplung ohne Abhitzegatschrift	kcal/kWh	3400	3170	3170	3130
21. Wärmeverbrauch je kWh an der Kupplung mit Abhitzegatschrift	kcal/kWh	2520	2290	2290	2250
22. Wärmeverbrauch je kWh an der Kupplung mit Gatschrift für Abhitze- und Kühlwasserwärme (wie im Text erläutert)	kcal/kWh	2170	1960	1960	1920
23. Wärmeverbrauch je m ³ Wind mit denselben Gatschriften	kcal/m ³	¹⁾ 55,5	¹⁾ 56,8	¹⁾ 66,0	¹⁾ 70,2

¹⁾ Bei diesen Werten sind die Windverluste im Leitungsnetz, die im vorliegenden Fall mindestens 5 % betragen, nicht berücksichtigt. Um diesen Prozentsatz vermindert sich daher der angegebene Gas- und Wärmeverbrauch je m³ Wind bezogen auf die Fördermenge am Druckstutzen des Gebläses.

der Maschine erreicht. Die Pressung kann von b aus wohl noch gesteigert werden, jedoch auf Kosten der Windmenge, da schädliche Räume (wie vorher) zugeschaltet werden müssen.

Kurve III gibt die Leistung in kWh je 1000 m³ gemessenen Wind, errechnet aus einer Teilung der Werte der Kurve II durch I.

Kurven IV a und b zeigen den Wärmeverbrauch in kcal je m³ Wind ohne und mit Berücksichtigung der Abhitzeverwertung.

Abb. 8 gibt die Wärmeverbrauchsahlen je kWh an der Gebläsekupplung bei verschiedenen Winddrücken wieder.

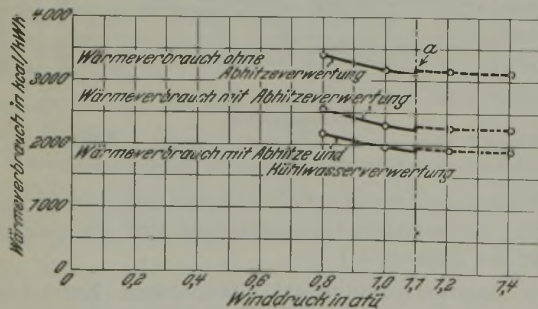


Abbildung 8. Wärmeverbrauch eines Gaskolbengebläses in kcal/kWh.

Diese Kurve deckt sich mit den Wärmeverbrauchsahlen der Gasmaschine je kWh bei verschiedenen Belastungen einer Gasmaschine auf die Leistung an der Kurbelwelle bzw. Generatorwelle bezogen. Es sind drei Kurven aufgestellt:

1. Ohne Abhitze- und Kühlwasserverwertung.
2. Mit Abhitzeverwertung allein.
3. Mit Abhitze- und Kühlwasserverwertung.

Zahlentafel 3. Wärmeverbrauch eines Gaskolbengebläses in kcal/kWh.

	Auf Gebläsekupplung oder analog auf Generatorwelle bezogen	Auf Schalttafel bezogen bei 0,95 Generatorwirkungsgrad	
		nach vorstehenden Versuchen	in „Stahl u. Eisen“ 1926, Seite 739 angegeben
Ohne Abhitzeverwertung	3170	3340	3550
Mit Abhitzeverwertung	2290	2410	2850
Mit Abhitze- und teilweiser Kühlwasserverwertung	1960	2070	2650

Die hier gefundenen Werte stimmen wiederum mit den früher von Fr. Bartscherer⁴⁾ und H. Froitzheim³⁾ angegebenen Werten gut überein, wie dies auch aus der Zusammenstellung in Zahlentafel 3 zu ersehen ist. Die jetzigen Werte liegen etwas günstiger, da diese Werte von einzelnen Versuchen herrühren, während die früheren höheren Werte als Jahresdurchschnittszahlen angegeben worden sind. Außerdem sind jetzt bei Gatschrift des Abhitzedampfes die Gaswärmeeinheiten eingesetzt worden, die zur Erzeugung dieses Dampfes in einem Kessel mit 85 % Wirkungsgrad aufzuwenden wären. Im Jahre 1926 dagegen wurde die Gatschrift daraus errechnet, daß durch Ausnutzung des Dampfes in einer Dampfturbine 0,25 kWh auf 1 kWh Gas-Dynamoleistung gewonnen werden können.

Es sei besonders darauf hingewiesen, daß die Gasmaschinen als Antriebsmaschinen von Hochofengebläsen, da der Winddruck praktisch nur wenig schwankt, nahezu durchweg voll belastet sind, d. h., daß im Gaszylinder immer

⁴⁾ Arch. Eisenhüttenwes. 1 (1927/28) S. 297/312; vgl. St. u. E. 47 (1927) S. 2033/35.

der für Vollast zugelassene mittlere indizierte Druck vorhanden ist. Der Einfluß der Drehzahl der Gasgebläsemaschine auf den Wärmeverbrauch der Gasmaschine ist unwesentlich. Wenn auch bei Verminderung der Drehzahl die an das Kühlwasser übergehende Wärmemenge beim Gaszylinder sich etwas vergrößert, so vermindert sich auf der anderen Seite wegen der geringen Strömungswiderstände der Luft im Gebläse namentlich in den Ventilen der Leistungsaufwand, so daß der Wärmeverbrauch je m³ effektiv geförderte Luftmenge bei gleichem Winddruck bei allen in Betracht kommenden Drehzahlen praktisch derselbe ist. Es ist dies übrigens auch ein besonderer Vorteil der Gasgebläse gegenüber den Gas-Dynamomaschinen, bei denen sich der thermische Wirkungsgrad mit Abnehmen der Belastung verringert.

Weiterhin ist zu bemerken, daß der Leistungsverbrauch für die Hilfsmaschinen (Kühlwasserförderung, Druckluftbeschaffung) bei Gasmaschinen ohne Spülung ungefähr 2 % und bei Maschinen mit Spülung und Spülgebläse rd. 5 % beträgt. Um dem Dauerbetrieb mit den nicht vermeidbaren Belastungsschwankungen Rechnung zu tragen, ist noch mit einem weiteren Zuschlag von 5 % auf den Wärmeverbrauch zu rechnen. Diese Zuschläge seien immer wieder ausdrücklich betont, damit die hier angegebenen Zahlen im praktischen Betriebe nicht enttäuschen. Man kann eben Versuchszahlen nicht für den praktischen Dauerbetrieb zugrunde legen.

Der Preis je Nm³ gereinigtes Gichtgas beträgt 0,26 Pf. Der Heizwert ist im Durchschnitt mit 1000 kcal/Nm³ einzusetzen. Die vorhergehenden Diagramme, umgewertet in Wärmekosten je m³ Wind, ergeben Abb. 9.

Bis zum Punkt a bleibt die Leistung der Maschine innerhalb der Grenze, für die sie gebaut ist. Die Windmenge wird nur durch die Drehzahl geregelt. Von a ab werden der Wärmeverbrauch und damit auch die Kosten je m³ un-

von 3600 m³ je t Koks, ergibt sich die erforderliche stündliche Windleistung für die Hochofenanlage am Gebläse zu 360 000 m³/h. Es wird in folgendem absichtlich nicht mit der höchsten Windleistung der Gebläse gerechnet, sondern die Werte sind so eingesetzt worden, wie sie sich im Jahresdurchschnitt in der Praxis ergeben haben, und zwar aus dem Bedarf des Hochofens her. Zur Hergabe dieser Leistung waren durchschnittlich sechs einfache Gebläse und ein Zwillingegebläse in Betrieb, während zwei einfache Gebläse in Bereitschaft standen. Die Bedienung ist so eingeteilt, daß zwei einfache DT-Gebläse von einem Maschinisten und jedes Zwillingegebläse ebenfalls von einem Maschinisten bedient werden. Es ist dies ohne weiteres möglich, da die Schmierung, sowohl die Oel- wie die Staufferfettsschmierung, durch Boschapparate selbsttätig erfolgt, so daß der Bedienungsmann keinen Handgriff zu machen braucht, sondern lediglich eine überwachende Tätigkeit ausüben muß. Für sieben Gebläse insgesamt ist außerdem noch ein Obermaschinist vorhanden. Weiterhin sei für sieben Gebläse noch ein Ersatzmaschinist zur Herbeiholung von Schmiermitteln, zur Ablösung usw. eingesetzt. Es beträgt der Stundenlohn für den Maschinisten 1,40 *R.M.*, für den Obermaschinisten 1,75 *R.M.*, einschließlich sämtlicher Soziallasten und sonstiger Unkostenzuschläge. Es ergibt sich hieraus eine Lohnsumme von 8,75 *R.M.*/h.

Diese Annahme gilt für eine ältere Anlage. Bei den neuerzeitlichen Gasmaschinenrößen wird die Zahl der Maschinen natürlich auch weitgehend begrenzt und dadurch die Anlage- und Bedienungskosten herabgesetzt.

Das anteilige Meister- und Ingenieurgehalt sei mit 2 *R.M.*/h eingesetzt.

Aus den vorhergehenden Angaben errechnet sich nun für Bedienung und Personal ein Preis von 0,030 *R.M.*/1000 m³ vom Hochofen benötigten Wind.

Zahlentafel 4. Schmiermittelverbrauch von Gasgebläsen.

	Zylinderschmierung		Lagerschmierung	Summe
	Gasmaschine	Gebläse		
Oelverbrauch in g/m ² durchlaufene Fläche	0,00360	0,00073	0,00650	—
Oelverbrauch in g/PS _e h	0,39	0,065	0,24	—
Oelpreis in <i>R.M.</i> /100 kg	34,00	34,00	27,00	—
Oelverbrauch in Pf./10 ³ PS _e h	13,3	2,2	6,5	} 22,5
Staufferfett in Pf./10 ³ PS _e h	—	—	0,5	

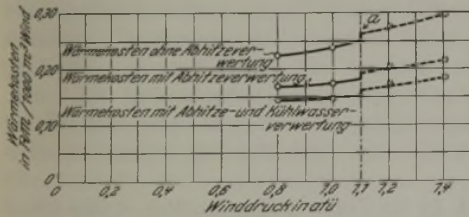


Abbildung 9. Wärmekosten für 1000 m³ Wind eines Gaskolbengebläses.

günstiger, da der Druck den üblichen übersteigt und schädliche Räume zugeschaltet werden müssen. Man sieht weiterhin, daß das Gasgebläse außerordentlich günstig arbeitet bei veränderlicher Windmenge. Der Gasverbrauch steigt und sinkt fast proportional der Drehzahl der Maschine und dabei auch proportional der geförderten Windmenge.

An Kühlwasser wird für die Gaszylinder, Kolben, Kolbenstangen, Deckel usw. je Betriebs-kWh rd. 0,065 m³ gebraucht bei einer Temperaturerhöhung von 30° auf 40°. Der Energieverbrauch hierfür beträgt rd. 0,01 kWh je kWh Maschinenleistung. Umgerechnet bedeutet dies einen Wärmeverbrauch von 1,2 kcal je m³ geförderten Wind, der dem vorher gemessenen Wärmeverbrauch hinzuzufügen ist.

Für die Personal- und Bedienungskosten ist folgende Rechnung aus jahrelangen Betriebsaufzeichnungen in der Praxis aufgestellt. In einer Gebläsezentrale, Baujahr 1906 bis 1910, sind acht einfache DT-Gebläse und ein Zwillingegebläse aufgestellt. Von diesen stehen zwei einfache Gebläse in Bereitschaft. Bei Drei-Ofen-Betrieb mit einer täglichen Durchschnittserzeugung von 2500 t Roheisen, bei einem Koksverbrauch von 950 kg je t Eisen und einem Windverbrauch, am Druckstutzen des Gebläses gemessen,

An Betriebsmaterialverbrauch (Schmiermittel, Putzwolle und Magazinmaterialien) haben sich aus jahrelangen Betriebsaufzeichnungen die in Zahlentafel 4 aufgeführten Oel- und Fettverbrauchszahlen ergeben. Für Gasmaschinen- und für Gebläsezylinder wird das gleiche Oel gebraucht. Es ergibt sich hieraus ein Durchschnittspreis von rd. 0,023 Pf. je PS_eh oder 0,0107 *R.M.* je 1000 m³ Wind.

Zu dem Punkt Instandhaltungskosten an Gaskolbengebläsen sei zuerst einiges allgemein Bemerkenswertes über die Art und den Umfang der Ausbesserungen gesagt sowie über die Lebensdauer der einzelnen Maschinenteile, da hierüber oft sehr irrige Ansichten bestehen. Die Lebensdauer und die ununterbrochene Betriebsdauermöglichkeit einer Gebläsemaschine hängt naturgemäß von dem Grade der Reinheit des Gichtgases und der Luft ab. Ein gutes Maschinengas soll höchstens 10 mg Staub im Kubikmeter besitzen, weniger Staub ist natürlich besser. Die Luft wird bisher bei Gaskolbengebläsen ungefiltert angesaugt. Erst in neuerer Zeit sind auch bei Hochofengebläsen, wie z. B. auf der Dortmunder Union, Luftfilter mit gutem Erfolge angewandt worden. Die Betriebskosten für das Filter sind so gering, daß man sie rechnerisch im Vergleich zu den

übrigen Betriebskosten kaum erfassen kann. Der Verschleiß und besonders die Verschmutzung der Saugventile wird wesentlich herabgemindert. Luftfilter sollten daher auch für Hochofengebläse mehr Allgemeingut werden und bei Neuanlagen stets von vornherein vorgesehen werden. Die Gaszylinder hatten früher eine Lebensdauer von acht Jahren, das Jahr zu 8000 Betriebsstunden gerechnet. Nach dem Umrundwerden wurde eine Laufbüchse eingezogen. Eintretende Risse machten sie dann undicht, so daß es sich häufig nicht lohnte, eine zweite Laufbüchse einzuziehen. Es gelingt jedoch jetzt durch ein bestimmtes Verfahren von Elektroschweißung, diese Risse betriebssicher und für die Dauer zuzuschweißen, wodurch sich die Lebensdauer der Gasmaschinenzylinder ganz wesentlich, d. h. auf vierzehn Jahre von bisher acht Jahren, erhöht. Umrund gewordene Zylinder können nachgedreht und durch Einbau neuer Kolben wieder für Jahre gebrauchsfertig gemacht werden. Gute Erfahrungen liegen vor bei günstiger Ölverteilung und geeignetem Öl, wenn die Brinellhärte der Laufzylinder etwa 185°, die der Kolbenringe etwa 160° beträgt. Es haben sich hierbei Laufzeiten der Kolbenringe von 32 000 Betriebsstunden und darüber ergeben. Das frühere Reißen der Gaszylinderdeckel tritt durch sachgemäße Ausführung im Sinne der Wärmeableitung jetzt fast überhaupt nicht mehr ein. Die Hauptkurbellager halten mit einem Ausguß durchschnittlich 32 000 Betriebsstunden. Ventilauslaßgehäuse halten durchschnittlich zwanzig Jahre. Besondere Sorgfalt ist auf den Anschluß der Auspuffleitungen zu legen. Hier sorgen Stopfbüchsen und Wellrohr-Ausgleichstücke für einen störungsfreien Betrieb. Die Windzylinder weisen bis jetzt Laufzeiten von 23 Jahren auf, und ein nennenswerter Verschleiß hat sich in dieser Zeit bei der geringen Höhe der Drücke noch nicht ergeben. Dasselbe gilt von den Kolbenringen der Windzylinder. Die Platten und Federn der Hoerbiger Ventile müssen in etwa 10 bis 14 Jahren ersetzt werden. Die übrigen Bolzen, Büchsen, Exzenter u. dgl. weisen üblichen Verschleiß auf, der außerdem jetzt durch die selbsttätige Staufferfett- oder Oelschmierung ganz wesentlich herabgemindert ist. Gebläse haben des öfteren Laufzeiten von ununterbrochen zwei Jahren gehabt und dann auch nur wenige Tage zur Reinigung gestanden. Die Kolben weisen eine Lebensdauer von 13 Jahren auf, Kolbenstangen eine solche von 14 Jahren. Es sind diese Verschleißangaben gemacht worden, um zu zeigen, wie lange ununterbrochene Laufzeiten die Gebläse haben, d. h. also, wie betriebssicher sie sind.

Die Instandsetzungskosten für die Gaskolbengebläse sind auf Grund jahrelanger Betriebsaufzeichnungen errechnet und ergeben im Durchschnitt

$$0,0011 \text{ R.M. je PS}_{\text{eh}} =$$

$$0,051 \text{ R.M. je } 1000 \text{ m}^3 \text{ geförderten Wind.}$$

In diesen Kosten sind die Kosten für Instandhaltung der Kühlwasserpumpen, Kühltürme und Rohrleitungen mit enthalten.

An jedes Gasgebläse ist ein Abhitzeessel angeschlossen. Im vorliegenden Falle werden die Kessel mit 10 atü und 350° Ueberhitzung betrieben. Die Betriebskosten einschließlich Instandsetzungskosten der Abhitzeessel betragen ebenfalls auf Grund jahrelanger Aufzeichnungen 0,45 R.M. je t Dampf. Da, wie vorher errechnet, auf den Kubikmeter gemessenen Wind rd. 0,037 kg Dampf kommen, ergibt sich, durch die Abhitzeanlage bedingt, eine Belastung von 0,0166 R.M./1000 m³ Wind. Diese Belastung ist später auf der Zusammenstellung von der Gutschrift durch Abhitzewärme wieder abzusetzen. Die Abhitzeessel gewährleisten störungsfreien Betrieb, ohne die Leistung des Gebläses

herabzusetzen. Ursprünglich litten lediglich die Vorwärmer unter Anfressungen. Seitdem jedoch mit fast 100° Wasser gespeist und außerdem dieses noch über Metallspänefilter geleitet wird, haben die Korrosionserscheinungen fast vollständig aufgehört. Die Entfernung des Sauerstoffes aus dem Speisewasser bis auf 0,2 mg im Liter ist eine günstige Erfahrungszahl, um Anfressungen zu vermeiden. Auch hierbei hat sich die Elektroschweißung der angefressenen Stellen sehr gut bewährt. Diese Stellen werden mit einer Elektroschweißhaut überzogen, die sich dann übrigens außerordentlich widerstandsfähig gegen weitere Anfressungen gezeigt hat. Die Vorwärmer haben bis jetzt ohne Erneuerung Betriebszeiten bis zu zehn Jahren und mehr hinter sich.

Zur Feststellung der Verzinsungs- und Tilgungskosten sei eine Zusammenstellung der Anlagekosten vorausgeschickt, und zwar für sechs verschiedene Fälle, für eine Leistung der Hochofenanlage von 500, 1000, 1500, 3000, 4500 und 6000 t Roheisen-Tageserzeugung. Bei der Errechnung der Zahlen der erforderlichen Maschinen wurde wie folgt verfahren. Der theoretische Windbedarf schwankt zwischen 2900 und 3000 Nm³ Wind je t wasserfreien Koks. Der Koksverbrauch sei im Mittel mit 950 kg je t Roheisen eingesetzt. Es ergibt sich daraus ein theoretischer Windbedarf von im Mittel $\frac{3000 \cdot 950}{1000} = 2850 \text{ m}^3 \text{ Wind je t Roh-}$

eisen. Aus jahrelanger Praxis hat sich jedoch wegen der unvermeidlichen Verluste an den Windleitungen, Heißwind-schiebern, Winderhitzern, Formen usw. und auch deswegen, weil man im praktischen Betriebe nicht mit einem Belastungsfaktor der Maschinen von 100% rechnen kann, ergeben, daß man für die aufzustellenden Maschinen 3400 m³ Wind je t Roheisen bereitstellen muß. Die Zahlen sind absichtlich hoch eingesetzt, um dem Betriebsmann keine Paradezahlen, sondern wirkliche Verbrauchszahlen zu geben. Als Gebläsemaschinen sind für die größeren Anlagen von 1500 t und mehr Roheisen-Tageserzeugung vorgesehen DT 15er ohne Spülung mit einer Ansaugwindleistung von 1450 m³/min bei einer Drehzahl von 80 U/min. Für die kleineren Anlagen wurden DT 14er und DT 13er Maschinen gewählt mit 1000 und 700 m³/min Ansaugleistung.

In Abb. 10 in Kurve I dargestellten Anlagekosten je t Roheisen gelten für einen Winddruck von 1,2 bis 1,4 atü.

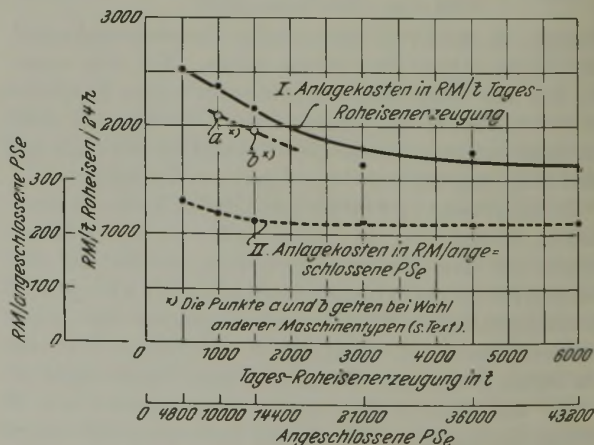


Abbildung 10. Anlagekosten von Gasgebläsezentralen in R.M./t Tages-Roheisenerzeugung und R.M./angeschlossene PSe.

Die Kurve II gibt die Anlagekosten je angeschlossenes PS_e an in Abhängigkeit von der Größe der Anlage oder Roheisen-Tageserzeugung. Die Kosten nach Kurve I gelten ferner einschließlich einer Ersatzmaschine von durchschnittlich

Zahlentafel 5. Gesamtanlagekosten¹⁾ von Gasgebläsezentralen für Hochofenanlagen verschiedener Größe.

Roheisenerzeugung in t/Tag	500	1000	1500	3000	4500	6000
Erforderliche Windmenge in m ³ /min	1 180	2 360	3 540	7 080	10 620	14 160
Maschinenzahl und -bauart	3 × DTG 11	4 × DTG 13	4 × DTG 15	6 × DTG 15	10 × DTG 15	12 × DTG 15
davon in Bereitschaft	1	1	1	1	2	2
Angeschlossene PS _e	4 800	10 000	14 400	21 600	36 000	43 200
Maschinen mit Rohrleitungen, Hilfs- maschinen und Fundamenten	930 000	1 796 000	2 500 000	3 750 000	6 250 000	7 500 000
Maschinenhaus	180 000	280 000	360 000	550 000	800 000	1 000 000
Gleisanlage	10 000	15 000	20 000	30 000	30 000	30 000
Aufbaukran	30 000	45 000	60 000	60 000	60 000	60 000
Abhitzeessel mit Fundamenten, Rohrleitungen, Ueberdachung (im allgemeinen zwei Maschinen auf einen Kessel).	40 000	110 000	150 000	225 000	375 000	480 000
Wasserreinigungsanlage, Leitungen u. Pumpen	17 000	25 000	35 000	75 000	100 000	120 000
Kühlturm	20 000	35 000	45 000	85 000	120 000	160 000
Unvorhergesehenes und zur Abrun- dung	33 000	64 000	80 000	125 000	165 000	190 000
Summe <i>RM</i>	1 260 000	2 370 000	3 250 000	4 900 000	7 900 000	9 600 000
<i>RM</i> /t Roheisen je Tag	2 520	2 370	2 160	1 640	1 750	1 600
<i>RM</i> /angeschlossene PS _e	262	237	226	226	220	222

¹⁾ Preise nach dem Stand vom Februar 1931.

20 bis 25%. Weiterhin gelten die in der Abbildung dargestellten Kosten für Anlagen mit Gasmaschinen ohne Spülluft. Wendet man Spülluft an, so verringern sich die Anlagekosten um rd. 10%. Da die aufzustellende Leistung, abgesehen von der Windmenge, vom Winddruck abhängig ist, so errechnet man die Anlagekosten für einen beliebigen Winddruck wie folgt: Man errechne die gesamt erforderliche Leistung aus der in Abb. 3 für 1000 m³ Wind bei verschiedenen Drücken angegebenen erforderlichen Leistung. Zu dieser Leistung fügt man 20 bis 25% als Reserve hinzu und vervielfacht die so gefundene PS_e-Zahl mit dem in Abb. 10 in Kurve II unter der gewünschten Tageserzeugung angegebenen Preis je PS_e.

Bei den Anlagekosten je t Roheisen ist zu beachten, daß die Reserve eine große Rolle spielt. So ist z. B. bei 3000 t Tagesleistung das Verhältnis der Zahl der erforderlichen (bzw. gewählten) Bereitschaftsmaschinen zur Zahl der im Betriebe befindlichen besonders günstig. Bei den kleineren Tagesleistungen dagegen wächst der prozentuale Anteil der Bereitschaftsmaschinen stark an, und die Anlagekosten je t Roheisen erhöhen sich stark. Wenn man bedenkt, daß bei jeder Maschine infolge der zulässigen Drehzahl-erhöhung bereits eine Reserve von rd. 15% vorhanden ist, so ist bei den größeren Erzeugungen eine Bereitstellung von 20% völlig ausreichend. Bei den kleineren Erzeugungen würde an sich eine Bereitstellung von 30% ausreichend sein. Es ist daher in jedem einzelnen Falle nachzurechnen, ob durch Wahl einer anderen, z. B. kleineren Maschinenbauart die Anlagekosten sich nicht vermindern lassen. Um ein Beispiel zu geben, sind bei 1000 t Tageserzeugung die vier DTG 13-Gebläse durch fünf DTG 11-Gebläse und bei 1500 t Tageserzeugung die vier DTG 15-Gebläse durch fünf DTG 13-Gebläse ersetzt. Es ergeben sich dann Anlagekosten von 2100 *RM* statt 2370 *RM* und 1970 *RM* statt 2160 *RM* je t Roheisen (in Abb. 10 gestrichelt eingezeichnet). Wie die in Abb. 10 dargestellten Anlagewerte errechnet sind, und wie die Anlagekosten sich im einzelnen zergliedern, ist für den Betriebsmann von Wert und daher in der Zahlentafel 5 näher erläutert. Die dort angegebenen Werte sind den Abrechnungen ausgeführter Anlagen entnommen und reichlich nach oben abgerundet, so daß mit diesen Kosten in der Praxis in allen Fällen gut auszukommen ist. Durch Einschränkung der

Reserven, der Aufbaukräne, Vereinfachung der Maschinenhalle usw. lassen sich sicherlich noch Ersparnisse erzielen.

In Abb. 11 sind die Anlagekosten je m³/min benötigten Wind in Abhängigkeit vom Winddruck eingetragen, wobei die erforderliche Leistung an der Gebläsekupplung Abb. 3 entnommen ist mit 20% Zuschlag für Maschinenbereitschaft. Als Tagesleistung für die Hochofenanlage sind 3000 t angenommen, woraus sich nach Abb. 10 ein Anlagepreis von 226 *RM* je PS_e ergibt. Man sieht deutlich, wie sehr die Anlagekosten abhängig sind vom Enddruck des Windes und wie zweckmäßig es ist, die Hochofen so zu bauen, daß sie eine möglichst große Windmenge bei niedrigem Druck durch-

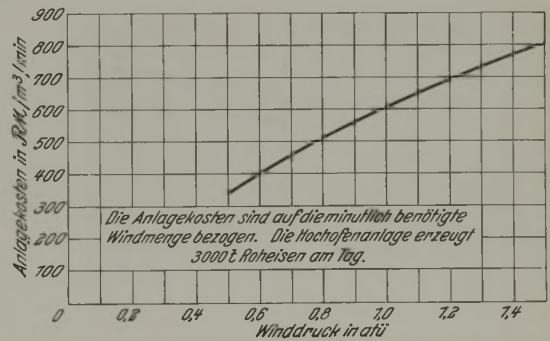


Abbildung 11. Anlagekosten einer Gasgebläsezentrale in Abhängigkeit vom Winddruck.

setzen. Wie das zu erreichen ist, ob durch größeren Gestell-durchmesser bei niedrigerer Höhe, und ob dies überhaupt möglich und zweckmäßig ist, sei dem Hochofner zur Ent-scheidung überlassen. Daß er dabei mit dem Maschinen-ingenieur zusammenarbeitet und nicht etwa einfach die bei einer Erhöhung des Winddruckes auftretenden Schwierig-keiten und Kosten unberücksichtigt läßt, ist allerdings wohl selbstverständlich.

Für Verzinsung und Tilgung seien während der Tilgungs-dauer gleichmäßig jährlich 15% eingesetzt. Dies bedeutet, daß bei einem Zinssatz von 8% die Anlage in zehn Jahren abgeschrieben sein soll. Hierbei ist die Zeit für die Tilgung im Hinblick auf die lange Lebensdauer solcher Anlagen sehr kurz und der Zinsfuß nur bei den jetzigen ungewöhnlichen Zeiten angemessen. Nimmt man nach dem Vorhergehenden

die Anlagekosten je angeschlossene PS_e im Mittel mit 230 *R.M.* an (vgl. Zahlentafel 5), so sind je PS_e jährlich $230 \cdot 0,15 = 34,50$ *R.M.* aufzuwenden. Dies bedeutet wiederum bei 70% Ausnutzungsfaktor der Maschine je PS_e h eine Belastung für Verzinsung und Tilgung von

$$\frac{34,50}{0,7 \cdot 8640} = 0,57 \text{ Pf./PS}_e \text{ h.}$$

Die Erzeugungskosten des Hochofenwindes sind für 1000 m³ errechnet, und zwar in Abhängigkeit von der jeweilig verlangten Pressung des Hochofenwindes, da von der Pressung ja die erforderliche Maschinenleistung und damit Brennstoffverbrauch, Instandsetzung, Löhne,

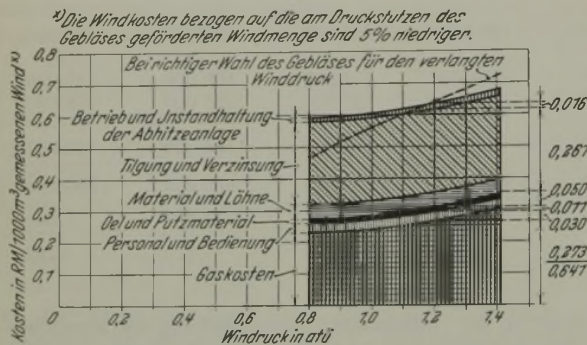


Abbildung 12. Gaskolbengebläse-Einzelkosten in *R.M.*/1000 m³ gemessenen Wind bei steigendem Winddruck.

Abschreibungsanteil usw. abhängig sind. Man findet leider in vielen Selbstkostenvergleichen die Erzeugungskosten je m³ Wind ohne Rücksicht auf die Pressung, die doch bei den einzelnen Hochofenanlagen zwischen 0,7 und 1,4 atü schwankt, wodurch allein im Arbeitsaufwand je m³ Wind ein Unterschied bis zu 60% bedingt ist und damit auch ein entsprechend höherer Wärmeverbrauch und höhere sonstige Kosten. Die Betriebselbstkosten und Last-

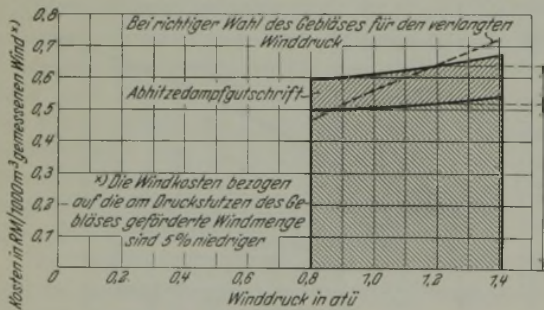


Abbildung 13. Gaskolbengebläse-Gesamtkosten in *R.M.*/1000 m³ gemessenen Wind mit und ohne Abhitzedampfgutschrift.

schriften für Wind sind daher niemals auf die Windmenge, sondern auf die der erzeugten Windmenge entsprechende Energie zu beziehen oder ganz unabhängig von der Menge auf die Tonne erblasenes Roheisen.

Kosten, die zahlenmäßig nur für die PS_e-Stunde ermittelt werden konnten oder die aus jahrelangen Betriebsaufzeichnungen nur für die PS_e-Stunde vorliegen (wie Kosten für Ölverbrauch, Betriebsmaterialien, Bedienung usw.), sind aus der der Windförderung entsprechenden Leistung in PS_e an der Gebläsekupplung auf 1000 m³ geförderten Wind umgerechnet. Der Preis für 1 Nm³ gereinigtes Gichtgas wurde mit 0,26 Pf. eingesetzt, wobei der Heizwert 1000 kcal/Nm³ beträgt. Im Schaubild nach Abb. 12 sind die Gesamt- und die Einzelkosten für 1000 m³ Wind bei verschiedenen Pressungen, jedoch ohne Gutschrift der Abhitze, zu ersehen.

Abb. 13 zeigt die Gesamtkosten wie vor, jedoch unter Kennzeichnung der Gutschrift für Abhitze.

Der Preis für 1000 m³ schwankt für die verschiedenen Winddrücke zwischen 59,4 und 67,3 Pf. ohne und zwischen 50,2 und 54,1 Pf. mit Berücksichtigung der Abhitze, wobei die Gutschrift zwischen 9,2 und 13,2 Pf./1000 m³ liegt. Die Gutschrift für Kühlwasserwärme in Reichsmark ist so gering im Vergleich zu den Gesamtkosten, daß sie in diesem Falle vernachlässigt ist. Die im Kühlwasser verloren gehenden Wärmemengen sind jedoch immerhin so beträchtlich, daß eine möglichst ganze Ausnutzung anzustreben und wohl auch baulich zu erreichen ist.

Die Abb. 14 zeigt die Gesamt- und Einzelkosten umgerechnet auf die kWh, und zwar wiederum mit und ohne Abhitzeverwertung, einmal bezogen auf die Gebläsekupplung, das andere Mal bezogen auf die Schalttafelleistung, wobei der Generatorwirkungsgrad mit 95% eingesetzt ist.

Wenn man die Gesamterzeugungskosten des Gaskolbengebläses für 1000 m³ Wind in Vergleich setzt zu den Windkosten anderer Gebläsearten, so muß unbedingt darauf hingewiesen werden, daß diese Kosten einschließlich Tilgung verstanden sind. Die Zeit, in der die Maschine getilgt wird, ist jedoch nur ein Bruchteil der Lebensdauer des Gaskolbengebläses. Es laufen beispielsweise in dem in vorstehendem untersuchten Betriebe Maschinen bereits über 25 Jahre ohne jede Anstände. Die Maschinen sind weiterhin wegen der laufenden Erneuerung der Verschleißteile, welche Kosten im Instandhaltungsanteil enthalten sind, unbegrenzt weiterhin betriebsfähig. Vom Endpunkt der Abschreibungszeit an sind lediglich die Betriebskosten in Betracht zu ziehen.

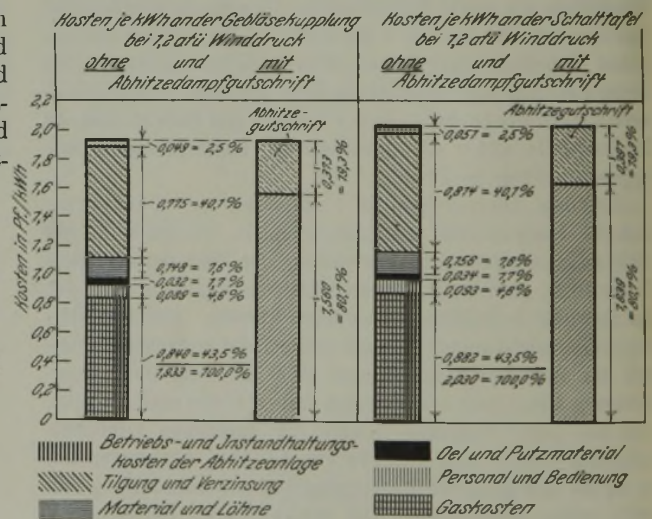


Abbildung 14. Kosten der Kilowattstunde an der Gebläsekupplung und an der Schalttafel (umgerechnet für Strommaschine).

Der Verfasser hat sich bemüht, in der vorstehenden Abhandlung rein sachliche Zahlen aus der Praxis für die Praxis zu geben, die hoffentlich dazu beitragen, den Betriebsmann und den Konstrukteur sowohl bei der Prüfung der Wirtschaftlichkeit bestehender Anlagen als auch beim Entwurf von Neuanlagen zu unterstützen, damit er in allen Fällen die beste Wirtschaftlichkeit für seinen Betrieb herausfindet.

Zusammenfassung.

Die physikalischen Vorgänge bei der Verdichtung von Luft in Kolbengebläsen werden erörtert, sodann an Schaubildern und Zahlentafeln die Gesamt-Erzeugungskosten je Kubikmeter Hochofenwind besprochen, die der Betriebsingenieur und Konstrukteur zur Durchführung der Wirtschaftlichkeitsberechnung braucht, um zu entscheiden, ob Turbo- oder Gaskolbengebläse für sein Werk am Platze ist.

An die Vorträge von M. Schattschneider⁵⁾ und H. Froitzheim schloß sich folgende Erörterung an.

R. Pieper, Huckingen: Bei den Neuanlagen der Mannesmannröhren-Werke, Abteilung Schulz Knaut in Huckingen, hat der Dampf zum Betriebe der Turbogebälse 14 atü und 350° Ueberhitzung. Der Dampfdruck wurde deshalb so gewählt, um den Dampf aus Abhitzeesseln im Siemens-Martin-Werk ebenfalls zentral verwenden zu können. Es sind insgesamt fünf Gebläse, Bauart Brown Boveri & Cie., vorhanden, davon drei Hochofen- und zwei Thomasstahlwerksgebläse, deren Dampfturbinen gleich sind, und zwar: Einzylinder-kombinierte Curtis-Parson-Turbinen von 3200 kW Normalleistung. Die Stahlwerksgebläse sind siebenstufig für 900 m³ angesaugte Luft/min für einen Enddruck von 1,8 bis 2,5 atü, 3180 bis 3450 U/min, Dampfverbrauch 11,55 bis 14,3 t/h bei vorgenannten Drücken; Mittel bei heutigem Betrieb = 6,6 t/h. Bei einem Gaspreis von 2,50 *R.M.* je 1000 m³ Gichtgas für das Kesselhaus kostet die Tonne Dampf im Mittel 2,85 *R.M.* Die Stahlwerksgebläse brauchen je 1000 m³ Wind 485 kg Dampf, je 1000 m³ Wind kosten 1,77 *R.M.* Der Windverbrauch je t Stahl beträgt im Mittel 316 m³. Die Turbogebälse für das Thomaswerk werden an der Maschine selbst geregelt, und es wird der Druck geliefert, den es durch Lichtsignal anfordert.

Die Hochofengebläse sind dreistufig mit doppelter Ansaugung und feststehenden Diffusoren, ebenfalls ohne Kühlung wie die Stahlwerksgebläse. Jedes Gebläse hat eine Leistung von 1800 m³ angesaugter Luft je min bei einem Enddruck von 0,8 bis 1,5 atü und 2930 bis 3540 U/min, Dampfverbrauch 12,85 bis 20,4 t/h bei vorgenannten Drücken, im Mittel 14 t/h. Die Verhältnisse liegen auf unserem Werk so günstig, daß wir für zwei Oefen mit einer Tagesleistung von etwa 1350 t nur ein Gebläse gebrauchen. Zur Zeit ist nur ein Ofen in Betrieb. Der Winddruck am Gebläse ist gewöhnlich 0,9 atü.

Wir haben gefunden, daß bei etwa 275 m Leitungslänge, 2000 mm Dmr., vom Gebläse zu den Wiederhitzern und etwa 110 000 m³ Wind je Stunde ein Druckverlust von etwa 9 % entsteht. Nehmen wir eine außerdem noch vorhandene zweite Leitung von 1000 mm Dmr. mit in Betrieb, so beträgt der Druckverlust etwa 4 %. Die Kompressionswärme allein beträgt beim Betrieb der 2000-mm-Leitung 70° und beim Betrieb beider Leitungen von 2000 und 1000 mm Dmr. etwa 50° bei einer Stundenmenge von etwa 110 000 m³. Einen Dampfpreis von 2,85 *R.M.* je t zugrunde gelegt, kosten 1000 m³ Wind etwa 0,45 *R.M.* bei einem Dampfverbrauch von 135 kg. Je Tonne Roheisen werden etwa 2370 m³ Wind gebraucht. Betriebsstundenzahl je Maschine bis Ende April 1931: Thomaswerksgebläse I = 6533 h, Thomaswerksgebläse II = 9421 h, Hochofengebläse I = 6048 h, Hochofengebläse II = 2689 h, Hochofengebläse III = 7260 h. Eine Verminderung des Lieferungsgrades bei irgendeinem Gebläse ist bis jetzt nicht festgestellt worden. Der Betrieb der Turbogebälse ist einfach und zuverlässig, vom wirtschaftlichen Standpunkte betrachtet möchte ich drei Punkte besonders hervorheben:

1. Große Anpassung an die Erfordernisse des Betriebes.
2. Hohe Betriebssicherheit.
3. Geringer Platzbedarf und geringe Anschaffungskosten im Vergleich zu Verbrennungsmaschinen.

Zum Schluß möchte ich noch erwähnen, daß ein Teil der günstigen Zahlen auf Rechnung der Windleitung zu buchen ist. Die Leitungsverluste durch Undichtigkeit sind fast Null, weil wir sämtliche Leitungen endlos geschweißt haben mit zwischenliegenden Ausgleichstücken, so daß die einzigen Flanschverbindungen nur an den Schiebern sind. Hierdurch betragen bei unserer Anlage die Verluste durch Undichtigkeit höchstens 2 %. Dieser Gewinn kommt natürlich voll dem Gebläse zugute und damit der ganzen Anlage.

H. Bansen, Rheinhausen: Ueber die in Rheinhausen aufgestellte Dampfturbinengebläseanlage haben Sie bereits in der zusammenfassenden Darstellung des Vereins deutscher Eisenhüttenleute bei der Weltkraftkonferenz Angaben erhalten. Herr Schattschneider hat Ihnen weiteres mitgeteilt. Ich will daher diese Angaben nur durch einige Zahlen über Anlage- und Selbstkosten ergänzen, möchte aber meinen Ausführungen noch einige Bemerkungen vorausschicken, um einen Vergleich mit den von Herrn Froitzheim angegebenen Zahlen zu ermöglichen.

Wie Herr Froitzheim richtig sagt, kommt es bei den wirtschaftlichen Betrachtungen nicht darauf an, was in der Maschine vorgeht, sondern darauf, was als praktisch nutzbar aus der Maschine herauskommt. Die Forderung ist eine Lieferung von 3000 Nm³ Wind für 1 t Koks im Hochofen. Die zur Aussprache stehenden Fragen sind also: Wie groß ist das Gebläse für eine gegebene Hochofenleistung zu bemessen, und was kosten 1000 Nm³ Wind bei demselben Druck? Herr Froitzheim kommt von dem

Normalkubikmeter als Grundlage leider ab. Er befaßt sich bei der Betrachtung des Diagramms nicht so sehr mit der Frage, wie man das Diagramm zur Errechnung der Windmenge gebrauchen kann, sondern mit der Bestimmung des Kraftbedarfes einschließlich der inneren Arbeit und mit der Darlegung, daß das Restvolumen auf den Kraftbedarf keinen Einfluß hat. Das sind Ihnen gewiß bekannte Tatsachen.

Die Regeln für die Leistungsversuche an Gebläsen und Kompressoren schlagen nach sorgfältiger Prüfung aller Möglichkeiten aus Mangel an etwas Einfacherem das Hubvolumen unter Berücksichtigung des volumetrischen Wirkungsgrades vor, das heißt, als Nutzhub den Abschnitt zwischen Rückexpansions- und Kompressionslinie auf der Nulllinie. Dies verstärkt nur den Eindruck, daß dadurch die Berichtigung auf den Ansaugzustand p_0 , t_0 erfolgt. Wählt man dazu als mittlere Bezugstemperatur die vom Kolbenmaschinenbau so bevorzugten Mittelwerte für Druck und Temperatur von 15° und 735,5 mm QS, so steht man mitten in der Inflation des Kubikmeters. Daher beziehen sich auch die von Herrn Froitzheim angegebenen Kosten nicht auf Nm³, wie es eigentlich für richtig bezeichnet, sondern auf einen nicht von ihm genau festgelegten Kubikmeter. Der Hochofen besteht aber auf echter Währung: 1 Nm³ Luft = 1293 g = 300 g Sauerstoff.

Wählt man aus Mangel an etwas Besserem den Zylinder als Volumenmesser, so hat man das am Ende des Saughubes vom Ende der Rückexpansion aus abgemessene Volumen auf den Zustand am Ende des Saughubes umzurechnen. Ich ziehe daher die wissenschaftlich einwandfreiere Rechenweise vor, wie sie in der „Hütte“, 25. Aufl., II. Bd., Seite 872 für Kolbenverdichter angegeben wird. Danach ist der Liefergrad λ bedingt durch:

- λ_0 das ist der durch die Rückexpansion der im schädlichen Raum verdichteten Restluft entsprechende Faktor,
 λ_1 der durch die Unterexpansion der Luft während des Ansaugens entsprechende Faktor,
 λ_2 der durch die Erwärmung der Luft während des Ansaugens seitens der Zylinderwände bedingte Faktor,
 λ_3 der durch Undichtigkeiten von Kolben und Ventilen bedingte Lässigkeitsfaktor.

Zur Ergänzung für die Umrechnung auf Nm³ kommt dazu:

$\lambda_4 = \frac{273}{273 + t_0} \cdot \frac{p_0 - h}{760}$, worin t_0 die Temperatur in °C, p_0 der Druck, h die Spannung des Wasserdampfes in der Luft in mm QS sind, z. B. bei 15° 735,5 mm und bei einer Sättigungstemperatur von 10°:

$$\lambda_4 = \frac{273}{273 + 15} \cdot \frac{735,5 - 9,21}{760} = 0,905$$

- λ_5 der durch Leerlauf und Abschalten von Zylinderseiten entstehende Verlustfaktor an Nutzumdrehungen = 0,92 — 0,9 und in bezug auf die Außenverluste bis zum Hochofen,
 λ_6 der durch Lässigkeitsverluste durch Rohrleitungen, Schieber, Wiederhitzer, Düsenstöcke entstehende Faktor = 0,95 — 0,9.
 $\lambda_0 \cdot \lambda_1$ ergibt an sich dasselbe, wie wenn man nach den Regeln s_1 abgreift. Man rechnet aber genauer, weil der Schnittpunkt bei der flachen Kreuzung der Kompressionslinie schlecht abzugreifen ist. Auch entspricht es besser der Auswertung des Diagramms, die über der Ansaugelinie ansetzt.

Die Temperaturerhöhung durch Wandstrahlung habe ich früher auf 15° geschätzt. Annähernd kann man sie bei ungekühlten Zylindern aus dem Unterschied der Austrittstemperatur und der errechneten Temperaturerhöhung bei adiabatischer Verdichtung bestimmen.

Man hat schon deshalb Grund, sich um die tatsächliche Endtemperatur am Ende des Hubes zu kümmern, weil die Endtemperatur der adiabatischen Verdichtung davon abhängt (10° höhere Anfangstemperatur entspricht 12 bis 13° höhere adiabatische Endtemperatur).

Da der Luftrest im schädlichen Raum also eine höhere Temperatur hat, als der adiabatischen Temperatur entspricht, so hat sie eine höhere Endtemperatur, auch wenn sie sich nach der Rückexpansion mit der angesaugten Luft mischt. Kommt man nach dem Beispiel von Herrn Froitzheim bei einem Zuschalt-raum auf 80 % volumetrischen Wirkungsgrad, also auf etwa 15 % Rückexpansionshub, so mischt man 15 % von 15° höherer Temperatur mit 85 % Luft von Ansaugtemperatur, erhält also in einem solchen Grenzfall allein eine Steigerung der Mischtemperatur um 2,25°.

Bei einem Druck im Druckstutzen von 815 cm QS = 1,11 atü und bei einem Barometerstand von 747 mm QS haben wir mit einem Durchflußwiderstands-Thermometer eine Temperatur des Windes von 105° gemessen.

Bei einem um 11 % höheren Druck im Zylinder ergibt sich bei einer Außenlufttemperatur von 19° der angesaugten Luft im Zylinder

⁵⁾ Vgl. St. u. E. 51 (1931) S. 1361/70.

eine Temperaturerhöhung durch den Zylinder um	eine adiabatische Endtemperatur von
15°	112°
10°	105°
0°	92°

Die gemessene Temperatur liegt also bei der Endtemperatur, wie sie sich bei einer Temperaturerhöhung von 10° ergibt. Man kann diese also als Mindesterhöhung ansehen, da bis zum Druckstutzen eine Wärmeabfuhr erfolgt und die Verdichtung nicht rein adiabatisch vor sich geht. Die Haupterwärmung des Windes fällt ohne Zweifel in die Zeit der Ansaugung, weil der Wind dabei dem Kolbenreibungswege folgt und das Temperaturgefälle am größten ist, während beim Ausschub der heiße Wind an der durch die Ansaugungskühlung und Wärmeableitung kälteren Wand vorbeistreicht und wahrscheinlich Wärme an die Wand abgibt.

Die Temperaturerhöhung im Zylinder liegt daher bei einem Druck in der Windleitung von 1,1 atü näher bei 15°, wie ich angenommen habe, als bei 10°, wie Herr Froitzheim neuerdings zugestehen will. Dadurch ergibt sich ein λ_2 bei 15° = 0,948, bei 10° = 0,965.

Den Windverlust durch Lässigkeit der Ventile und Kolben gibt Herr Froitzheim mit $\lambda_3 = 0,95$ an.

Es handelt sich dabei aber, wie er sagt, um Versuche an neuen Großkompressoren. Wir rechnen zunächst nach dem von mir angegebenen Verfahren das Hubvolumen auf Nm³-Lieferung des Windzylinders ohne Maschinenlässigkeit um, also:

$$\lambda_0 \cdot \lambda_1 \text{ (bei 15°)} \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_4$$

und erhalten z. B. $\lambda = 0,8$, also bei 12,5 m³ Hubvolumen eine Windlieferung des dichten Zylinders von 10 Nm³/U. Da wir auf Sammelleitung blasen, ist der Verlust durch Leerumläufe sehr gering. λ_5 also mindestens = 0,95. Wir erhalten aber statt $0,95 \times 10 \text{ Nm}^3/\text{U}$ nur $7,5 \text{ Nm}^3/\text{U}$ im Monatsdurchschnitt; unser

$$\lambda_3 \cdot \lambda_6 \text{ ist also nur } \frac{7,5}{9,5} = 0,79.$$

Beim Blasen mit unseren Turbogebläsen auf die gleiche Leitung können wir λ_6 mit mindestens 0,9 % sehr genau ermitteln, da wir die Windmenge am Saugstutzen des Turbogebläses und an den Oefen messen.

$$\text{Es bleibt also ein } \lambda_4 = \frac{0,79}{0,9} = 0,88, \text{ also ein Lässigkeits-}$$

verlust von 12 %, während Herr Froitzheim nur 5 % gelten lassen will.

Dies braucht keine Regel zu sein. Ich beschränke mich auf das bei uns Beobachtete. Ich habe keinen Anlaß, für Turbogebläse oder Gasebläse zu sprechen, sondern nur die Absicht, Ihnen zu berichten, warum wir Turbogebläse gewählt und welche Erfahrungen wir damit gemacht haben.

Ein Grund ist diese Unsicherheit der Windlieferung. Das Turbogebläse verdichtet die Luft in dem Zustande der Außenatmosphäre, wie sie vor dem Eintritt in die erste Stufe einwandfrei gemessen werden kann. Das Kolbengebläse verdichtet die Luft in dem Zustande am Ende des Saughubes, also bei höherer Temperatur.

Infolge der Verdichtung eines anderen Saugvolumens von verschiedenem Zustand läßt sich auch die Leistung an der Kupplung des Gebläses nur bei Umrechnung auf den gleichen Zustand (0°, 760 mm) vergleichen.

Die von Herrn Froitzheim vorgenommene Berichtigung von 1,05, womit er Temperaturerhöhung und Lässigkeit zusammenfassen will, erscheint aber für Vergleichszwecke völlig unzulänglich.

Bei nur 10° Temperaturerhöhung und nur 5 % Lässigkeit ergibt sich bereits ein Faktor $0,965 \cdot 0,95 = 0,915$. Da der Vergleich sich aber im Hinblick auf die Forderung von 3000 Nm³ Wind/t Koks auf Nm³ erstrecken soll, so ergibt sich ein weiterer Berichtigungsfaktor von 0,905. Die Werte von Herrn Froitzheim

$$\text{sind also mit } \frac{1,0}{0,915 \cdot 0,905 \cdot 1,05} = 1,15 \text{ zu berichtigen, um auf die}$$

Kosten für 1000 Nm³ am Gebläse zu kommen.

Wir rechnen unsere Selbstkosten auf die an den Hochofen abgegebenen Nm³, also einschließlich sämtlicher Verluste, und können daher die Selbstkosten unserer Kolbengebläse auf gleicher Grundlage vergleichen.

Es ergibt sich in $\mathcal{R}M/1000 \text{ Nm}^3$:

	Turbogebläse	Kolbengebläse
Löhne	0,038	0,045 bis 0,06
Material	0,006	0,02 bis 0,03
Instandsetzung, Ersatzteile, Sonstiges	0,032	0,085 bis 0,11
	0,076	0,15 bis 0,20

Gas	0,33	0,30
Abschreibung	0,146	0,23
Summa	0,552	0,68 bis 0,73

Der Oelverbrauch der Gasebläse liegt bei 0,05 l/1000 Nm³.

Die Löhne liegen bei uns um 50 bis 100 % höher als bei Herrn Froitzheim, weil er nur die reinen Maschinistenlöhne überschlägt; ebenso liegt der Materialverbrauch bei uns höher, weil Herr Froitzheim nur den Oelverbrauch angibt. Auch unsere Instandsetzungskosten liegen etwa doppelt so hoch, wobei bei uns aber sämtliche Ersatzteile eingeschlossen sind. Der Vergleich wird, wie bereits ausgeführt, sehr schwer, weil sich unsere Angaben auf Nm³ am Ofen, bei Herrn Froitzheim aber auf nicht gekennzeichnete m³ an der Maschine beziehen. Sie müssen auf gleicher Bezugsgrundlage einschließlich Windverlust bis zum Ofen um mindestens 25 %, bei 12 statt 5 % Lässigkeit und 15° Zylindererwärmung statt 10°, mindestens 30 bis 35 % höher liegen, so daß statt 0,594 bis 0,673 $\mathcal{R}M/1000 \text{ Nm}^3$ 0,78 bis 0,88 $\mathcal{R}M/1000 \text{ Nm}^3$ zu erwarten wären.

Die Betriebskosten der Abhitzeesselanlage liegen bei uns auch höher, bei etwa 0,60 $\mathcal{R}M/t$ abgegebenen Dampf.

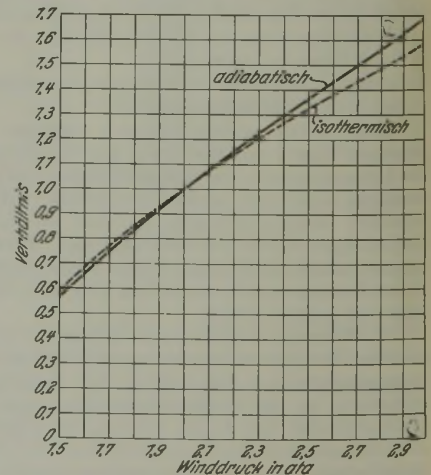
Bei dem Gasebläse habe ich die Kosten bei Normalbelastung und geringerer Last angegeben, wie sie leicht eintreten kann, wenn man mit schlechtem Ausnutzungsgrad der Einzelgruppe mit mehreren Maschinen auf einen Ofen bläst. Die Kosten der Winderzeugung können beim Turbogebläse, wenn es voll ausgefahren ist, noch wesentlich geringer sein, wie der Bericht von Herrn Pieper zeigt.

Der Vergleich der Selbstkosten zeigt, daß die eigentlichen Betriebskosten beim Turbogebläse höchstens die Hälfte betragen und der Gasverbrauch etwa der gleiche ist, da wir die Turbogebläse mit höherem Druck fahren als die Gasebläse.

Der Wärmeverbrauch liegt bei einem Kesselwirkungsgrad von 85 % bei den von Herrn Schattschneider angegebenen 3500 kcal/kWh an der Kupplung als Dauerverbrauchszahl. Man kann die von Herrn Froitzheim angegebenen Zahlen von 3170 bis 3400 kcal/kWh schlecht vergleichen, weil es sich nicht um Dauerverbrauchszahlen, sondern um ein Versuchsergebnis von 8,9 bis 31,9 min Dauer handelt und die Windmenge nicht in Nm³ ausgedrückt ist.

Da der Vergleich nach kWh an der Kupplung bei Gebläsen verschiedener Bauart zweifelhaft, die Umrechnung der Leistung auf kWh betrieblich nicht üblich und zeitraubend ist und die Windleistung in Nm³ nun einmal das sichtbare und für den Vergleich gegebene ist, so schlage ich vor, die Leistung von Maschinen und Anlagen bei verschiedenem Druck dadurch auszugleichen, daß man in dem Verhältnis der theoretischen Verdichtungsarbeit auf 1 atü als Normaldruck umrechnet. Es ist unwesentlich, ob man dabei adiabatische oder isothermische Verdichtung rechnet, da die Verhältniszahlen fast gleich sind (vgl. Abb. 15). Z. B. ist das

Abbildung 15.
Arbeitsaufwand
bei Wind-
verdichtung auf
1,5 bis 3,0 at abs
im Verhältnis
zu 2,0 at abs.



Verhältnis von 1,2 atü gegen 1 atü im Mittel 1,146, das heißt, 1000 Nm³ Wind von 1 atü sind gleichwertig $\frac{1000}{1,146} = 873 \text{ Nm}^3$

Wind von 1,2 atü, oder 1000 Nm³ Wind von 1,2 atü kosten das 1,146fache wie bei 1,0 atü. Wir können dies sehr gut bei den verschiedenen Monatsergebnissen unserer Turbogebläse verfolgen. Auch bei den von Herrn Froitzheim angegebenen Kosten in Abhängigkeit von Winddruck zeigt sich eine ähnliche Beziehung.

Die Selbstkosten sind ohne Abhitzeverwertung gerechnet, da wir nur an einem Gebläsehaus eine Abhitzeesselanlage haben. Bei Hüttenwerken, die in gewöhnlichen Zeiten über einen Gas-

überschuß verfügen, wirken Abhitzeessel nur selbstkosten-erhöhend, da kein Wärmepreis bezahlt werden kann und die Erzeugungskosten am Frischgaskessel nur 0,2 bis 0,3 *RM/t* Dampf gegen 0,5 bis 0,6 *RM/t* Dampf am Abhitzeessel betragen.

Die Abschreibungen sind bei den Selbstkosten nach gleichen Gesichtspunkten eingesetzt. Sie betragen bei Turbogebbläsen, entsprechend den geringeren Anlagekosten, nur 64 % der Kosten bei Gasgebbläsen.

Der Vergleich der Anlagekosten bei Turbogebbläsen gegen Gasgebbläse ergibt sich für unsere Type am besten bei 4500 t Roheisenerzeugung. Die Nachrechnung der Froitzheim'schen Zahlen ergibt außer der Reserve von 20 bis 25 % eine Spanne zwischen Windbedarf am Ofen und Gebbläselieferung von 18 %. Unter diesen Umständen können wir bei einem Winddruck bis 1,5 atü 1500 t Roheisen/Tag mit einem unserer Gebbläse erzeugen, also mit drei Gebbläsen 4500 t; rechnen wir also vier Gebbläse, so haben wir 33,3 % Reserve und die Möglichkeit, im Druck bis 2,25 atü zu gehen. Die Anlagekosten betragen dabei bei Preisen von 1929 etwa 5 000 000 *RM*, also 63,5 % der von Herrn Froitzheim angegebenen Kosten, das sind 1120 *RM/t* Roheisen, und nach Angaben von Herrn Schattschneider ohne Gebäude sogar nur 850 *RM/t* gegen 1750 *RM/t* Roheisen beim Gasgebbläse. Da sich betrieblich herausgestellt hat, daß wir mit einem von den beiden Kesseln zwei Gebbläse bedienen können, so brauchen wir tatsächlich bei der Anlage von zwei weiteren Gebbläsen nur einen weiteren Kessel. Die Anlagekosten und die Abschreibung verringern sich dadurch um etwa 10 % auf 4 500 000 *RM* = 57 % der Anlagekosten beim Gasgebbläse.

Der Regelbereich liegt beim Turbogebbläse

	Unterst	Normal	Höchst	Höchst gegen Unterst
U/min =	1500	3 000	3 900	
% =	50	100	130	260
	Gasgebbläse:			
U/min =	35	80	94	
% =	44	100	117,5	270
	Turbogebbläse:			
p =	0,30	1,5	2,25	
% =	20	100	150	750
	Gasgebbläse:			
p =	0,30	1,1	1,4	
% =	30	10	130	433
	Windmenge: Turbogebbläse:			
Nm ³ =	235 000	144 000	195 000	
bei p =	1,0	2,25	1,5	
% =	170	100	135	
	Gasgebbläse:			
U/min =		80	94	
% =		100	117,5	
bei p =		1,1	1,1	

Der Regelbereich in den Umdrehungen ist mit 260 und 270 % der geringsten Umdrehungszahl gleich. Unser Normaldruck ist 1,5 atü gegen 1,1 beim Kolbengebläse. Wir können ihn um 50 % überschreiten, das Kolbengebläse nur um 30 % und haben gegen den niedrigsten Druck eine Spanne von 750 % gegen 433 % beim Kolbengebläse. Die Windmenge, die wir noch bei 2,25 atü erhalten, können wir bei 1,5 atü auf 135, bei 1 atü auf 165 % steigern, während das Kolbengebläse nur die geringe Steigerung um 118 % bei Erhöhung der Drehzahl auf 94 zuläßt. In der Wahl des Höchstwinddruckes für Gebbläse und Betrieb bin ich nicht der Meinung des Herrn Froitzheim, daß man die größte Wirtschaftlichkeit der gesamten Hochofenanlage bei den geringsten Anlage- und Betriebskosten für die Winderzeugung durch das Festhalten an einem geringen Winddruck finden wird. Nur diejenige Hochofenanlage ist am leistungsfähigsten und kann sich den günstigsten Einsatzverhältnissen anpassen, die die leistungsfähigste Gebbläseanlage hat und im Druck nach oben nicht begrenzt ist. Diese große Anpassungsfähigkeit der Turbomaschine, ihre leichte Regelbarkeit, die Sicherheit der Windlieferung und die stoßfreie Strömung, die die Regelung am Ofen und die einwandfreie Messung erst ermöglicht, lassen uns diese Gebbläseart hoch schätzen. Dazu kommt die Beschränkung der Winderzeugung auf einen kleinsten Raum, die Verringerung der Belegschaft, die Entlastung der Werkstatt.

Während das Gasgebbläse bei geringer Gaserzeugung stark auf der Gaswirtschaft lastet, fügt sich das Turbogebbläse mit Reservebrennstoff am Kessel als anpassungsfähigeres Glied besser in die Wirtschaft ein und ist anfahrbereiter.

Wir können daher nur feststellen, daß sich bei uns alle Erwartungen völlig erfüllt haben.

P. R. Meyer, Mülheim a. d. Ruhr (nachträglich ergänzt): Herr Bansen hat in seinen Ausführungen sowie früher an anderer Stelle⁶⁾ 15 % für die Windförderungsverluste angegeben, die bei Kolbengebläsen lediglich durch Undichtheiten an den Kolben und Ventilen entstehen. Zur Begründung der Höhe dieser Verluste hat Herr Bansen auf Feststellungen an den „neuesten Thyssen-Gebbläsen“ in der Friedrich-Alfred-Hütte in Rheinhausen hingewiesen. Wenn an diesen Gebbläsen, die bei der Friedrich-Alfred-Hütte in Rheinhausen bereits etwa 20 Jahre im Dienst sind, tatsächlich derartige Windverluste vorliegen, so ist dies ein Beweis für einen mangelhaften Betriebszustand dieser Gebbläse bei Durchführung der Versuche. Es ist vollkommen unzulässig, daß ein solcher Verlust als üblich für Kolbengebläse hingestellt wird.

Bei Kolbenverdichtern lassen sich durch Messungen die Verluste durch Undichtheiten der Saug- und Druckventile oder der Kolbenringe usw. für sich allein nicht ermitteln, sondern nur gemeinsam mit der Verringerung des Ansaugvolumens, die infolge Erwärmung der eintretenden atmosphärischen Luft während des Saughubes eintritt.

Die Mitteilungen des Herrn Froitzheim, daß diese Verluste wesentlich geringer sind, werden gestützt durch Messungen an Kolbenverdichtern, die an mehreren von der Maschinenfabrik Thyssen und der Demag gelieferten Maschinen im In- und Auslande vorgenommen wurden.

Die Staatsmijnen in Holland haben bei allen vier von der Demag gelieferten Kolbenkompressoren, von denen jeder 17 000 m³ Luft, auf atmosphärischen Zustand bezogen, auf einen Enddruck von 7 atü verdichtet, durch Versuche ihrer Meßabteilung festgestellt, daß der Unterschied der Förderleistung zwischen der aus Diagrammen ermittelten und der in der Druckleitung durch Düse gemessenen Förderleistung (bezogen auf atmosphärischen Zustand) unter 5 % beträgt. Für verschiedene Stickstoffwerke hat die Demag eine Reihe von Kolbenverdichtern geliefert, bei denen Kokereigas, das unter Gasbehälterdruck steht, auf 12 at verdichtet wird. Die Messungen mit dem Gasbehälter, die in den letzten Jahren an diesen 2- und 3stufigen Verdichtern in den Stickstoffwerken Hibernia in Herne, Scholven bei Buer und Ymuiden in Holland durchgeführt wurden, haben ebenfalls vorstehend aufgeführtes Ergebnis bestätigt.

Bei einer von der Maschinenfabrik Thyssen im Jahre 1921 für das Hüttenwerk Ougrée-Rodungen gelieferten Gasgebbläsemaschine mit einem Windzylinderdurchmesser von 3500 mm und 1300 mm Hub, die auf einen Hochofen mit 0,5 at drückt, wurde am Ende der Gewährleistungszeit durch die „Association pour la surveillance des Chaudières à Vapeur (Vinçotte)“ in Brüssel mit Düsenmessung in der Druckleitung, 65 m von der Maschine entfernt, festgestellt, daß der Unterschied zwischen der aus den Diagrammen ermittelten und der in der Druckleitung ermittelten Förderleistung bezogen auf den Ansaugzustand in der freien Atmosphäre 6,38 % beträgt. Bei Durchführung dieser Versuche wurde von den vier Hochofengebläsen nur die Versuchsmaschine betrieben, die anderen drei waren stillgesetzt und durch Schieber von der gemeinsamen Sammelleitung abgeschaltet. Rechnete man in diesem Falle für die Verluste infolge Undichtheiten der geflanschten Rohrleitung einschließlich der drei eingebauten Schieber nur 1,38 %, so ergibt sich wieder ein Gesamtunterschied infolge Erwärmung der eintretenden Luft im Zylinder und Lässigkeit von 5 %, den auch Herr Froitzheim nach seinen eigenen Feststellungen angibt.

Auf Grund dieser Erfahrungswerte übernehmen die Lieferfirmen von Kolbenverdichtern eine Gewähr für die tatsächliche Lieferung am Druckstutzen. Es ist selbstverständlich, daß bei der Festlegung der Abmessungen der Verdichter der vorgenannte Zuschlag berücksichtigt wird, ebenso wie der Erbauer von Turbogebbläsen in ganz ähnlicher Art die Verluste berücksichtigt, die während der Verdichtung dadurch entstehen, daß durch die mehr oder weniger abdichtenden Labyrinthdichtungen jedes Rades infolge der bestehenden Druckunterschiede ein Teil der in den Laufrädern verdichteten Luft wieder zurückströmt.

Wegen dieser nicht zu umgehenden Verluste werden bei beiden Maschinenarten die fördernden Teile entsprechend größer bemessen. Die Abdichtung durch Kolbenringe und Stopfbüchse ist jedoch unvergleichlich inniger als die Labyrinthabdichtung.

Es ist weiter selbstverständlich, daß diesen Verlusten durch Rückströmen bereits verdichteter Luft sowohl beim Kolben- als auch beim Turbogebbläse ein zusätzlicher Kraftbedarf entspricht. Dem Leistungsbedarf für Ueberwindung der Ventilwiderstände steht beim Turbogebbläse derjenige zur Ueberwindung der Strömungswiderstände in den Lauf- und Leiträdern gegenüber. Es muß aber zur Behebung von anscheinend immer noch bestehenden

⁶⁾ Vgl. St. u. E. 51 (1931) S. 525/28.

Unklarheiten ganz scharf betont werden, daß der nur vom schädlichen Raum des Kolbengebläses abhängige, aus dem Diagramm zu entnehmende volumetrische Wirkungsgrad ohne jeden Einfluß auf den Kraftbedarf des Gebläses ist. Ob der schädliche Raum 10 oder 20 % des Hubvolumens beträgt, ändert bei sonst gleichen Verhältnissen nichts an der Arbeit, die aufgewendet werden muß, um eine bestimmte Luftmenge zu verdichten. Lediglich bei der Festlegung der Abmessungen des Gebläsezyklinders ist der durch den schädlichen Raum bedingte volumetrische Wirkungsgrad zu berücksichtigen. Selbst in der 2. Auflage des von der Wärmestelle Düsseldorf herausgegebenen Buches „Anhaltzahlen über den Energieverbrauch in Eisenhüttenwerken“ ist die Darstellung in dieser Beziehung unrichtig, da wegen des schädlichen Raumes im Gebläsezyklinder keine besonderen Zuschläge zur Lieferung des Gebläses zu machen und auch die Zuschläge wegen Luftfeuchtigkeit zu hoch angenommen sind. Im übrigen ist auch bei dem in der 3. Auflage, Seite 20, seit Herausgabe des Buches wiederholten Schaubild zur Bestimmung des Wärmeverbrauches von Gasgebläsemaschinen bis zu 3000 PS Nennleistung bei veränderlicher Belastung eine Nachprüfung erforderlich; denn da das Gebläse im wesentlichen durch Veränderung der Drehzahl geregelt wird und der mittlere indizierte Druck im Gaszylinder bei allen Drehzahlen nahezu der gleiche wie bei der Normalbelastung bleibt, so ist eine derartig starke Steigerung des Wärmeverbrauchs bei Teilbelastungen, wie es in dem Schaubild dargestellt ist, nicht zutreffend. Außerdem ist der Zuschlag von 30 bis 80 % zu den Wärmeverbrauchswerten des Schaubildes für den Betriebsdurchschnitt bei Viertaktmaschinen in gut gewarteten Betrieben viel zu hoch. Er ist nicht höher zu setzen als bei Dampfmaschinen.

Die Kolbengebläse mit Gasmaschinenantrieb werden für den Windbedarf von Hochöfen bis 1000 t Tagesleistung und mehr gebaut. Die größten Einheiten werden in Zwillingsanordnung ausgeführt. Solche Gebläse sind seit Jahren in Betrieb und haben sich sehr gut bewährt. Im übrigen lassen sich Abmessungen und Kolbengeschwindigkeit und damit die Leistung der Gasgebläse noch wesentlich steigern. Solche Windmengen, wie sie Herr Schattschneider für einen Entwurf für vier große Hochöfen nannte, können allerdings nicht in einer Gebläseinheit verdichtet werden. Aber ich bin der Ansicht, daß für die nächste Zeit in Deutschland wenigstens kein Bedürfnis hierfür vorhanden ist. Für Rußland, wo zur Zeit ganze Riesenwerke aus einem Guß neu erbaut werden, mag dies eher zutreffen; es ist aber zu bedenken, daß bei solchen Riesenmaschinen auch mit großen Ausfällen zu rechnen ist, wenn einmal in der Turbine oder im Gebläse eine Störung eintritt. Wenn für ein Hochofenwerk eine einzige Maschine aufgestellt würde, müßte man, um sicher zu gehen und um den Betrieb nicht zu gefährden, mindestens eine gleich große Anlage in Bereitschaft halten, also eine 100prozentige Reserve anlegen. Bei der Verwendung von Gaskolbengebläsemaschinen beträgt die Reserve meist nur 20 % oder noch weniger, um den Betrieb zu sichern.

Herr Schattschneider hat bei Angabe des erforderlichen Raumes für Dampf- und Turbogebälse nur den Raum für das Turbogebälse mit der Antriebsmaschine bekanntgegeben und die Kesselanlage völlig unberücksichtigt gelassen — das geht natürlich nicht an. Dazu kommt, daß bei Dampf- und Turbogebälsemaschinen meist noch zusätzlich ein recht erheblicher Raum für die Kaminkühler erforderlich wird, die wesentlich größer zu bemessen sind, als wenn mit Gaskolbengebläsemaschinen dieselbe Windmenge zu fördern ist.

Ueber die Begriffe „Hubvolumen“, „Fördervolumen“, „wirklich aufzubringende Windmenge“ usw. scheint noch eine sehr große Verwirrung zu herrschen. Je nach der Auslegung dieser Begriffe ist das Ergebnis für die Bewertung einer Maschine durchaus anders. Gerade in der letzten Zeit waren im Schrifttum wiederholt darüber Auseinandersetzungen zu lesen, wobei es für die Techniker, die sich laufend mit diesen Fragen beschäftigen, erstaunlich war, daß hierüber keine Einigung zu erzielen ist, daß vielmehr manchmal in diesen Berechnungen Sprünge gemacht werden, die uns einfach unverständlich waren.

Ich hoffe, daß die gegebenen Erläuterungen zur Klärung dieser Fragen und zur gerechten Beurteilung beider Maschinenarten beitragen werden.

M. Schattschneider, Mannheim: Der Unterschied in der Angabe der Windmenge, die für die Verbrennung von 1 t Koks oder für die Erzeugung von 1 t Roheisen benötigt wird, kann am einfachsten dadurch geklärt werden, daß man Luftmengenmessungen in einem Hochofenwerk vornimmt, das mit Turbogebälsemaschinen ausgerüstet ist. Man kann dort einwandfrei feststellen, wieviel Tonnen Roheisen am Tage erzeugt, wieviel Tonnen Koks verbrannt und wieviel Kubikmeter Luft angesaugt wurden. Da sich alle drei Messungen fehlerfrei durchführen lassen, ergibt sich ein zweifelfreies Bild.

Auf den Mannesmannröhren-Werken werden mit einem Gebläse in zwei Oefen 1350 t Roheisen/Tag erzeugt. Durch Rückwärtsrechnung kann man feststellen, daß für die Verbrennung von 1 t Koks nicht mehr als 2800 bis 2900 m³ Luft benötigt werden. Die Gebläse sind für eine normale Ansaugleistung von 1800 m³/min gebaut, bei 25 % Ueberlast geben sie 2250 m³/min her. Diese Ansaugleistung genügt, um bei der genannten Luftmenge die erzielte Roheisenerzeugung sicherzustellen. Aus diesen Angaben läßt sich der Rückschluß ziehen, daß die Verluste innerhalb der Kolbengebläse größer sein müssen, als sie angegeben werden.

Ferner teilt Herr Pieper mit, daß für die Erzeugung von 1 t Roheisen 2370 m³ Wind gebraucht werden, während Herr Froitzheim 3400 m³ angibt. Auch hieraus läßt sich der Schluß ziehen, daß die inneren Verluste in der Kolbenmaschine größer sein müssen, als sie genannt werden.

Weiterhin gibt Herr Froitzheim an, daß für die Verbrennung von 1 t Koks 3600 m³ Luft benötigt werden. Legt man wieder die Verhältnisse bei den Mannesmannröhren-Werken zugrunde, dann ergibt sich bei einer Roheisenerzeugung von 1350 t/Tag eine Luftmenge von 2850 m³/min. Es werden beide Oefen mit einem Gebläse, das eine größte Ansaugleistung von 2250 m³/min hat, bedient. Daraus ist zu schließen, daß die Luftmenge für die Verbrennung von 1 t Koks nicht 3600, sondern nur 2800 bis 2900 m³ beträgt, womit der Beweis erbracht ist, daß die inneren Verluste in den Gaskolbenmaschinen weit größer sein müssen, als sie zugestanden werden.

H. Froitzheim, Dortmund: Ich habe behauptet, daß man für die aufzustellende Gebläsemaschinenleistung, bezogen auf die Ansaugleistung der Maschine, praktisch 3600 m³ Wind je t Roheisen bereitstellen muß. Hiermit ist nicht gesagt, daß diese 3600 m³ eine Normzahl ist, denn der Verbrauch hängt ab von der Art des erblasenen Roheisens, von den verwendeten Erzen und Zuschlägen, von dem Zustand der Windleitungen, Schieber, Windhitzer usw. Herr Schattschneider irrt, wenn er den Unterschied zwischen dem tatsächlichen Verbrauch der Hochöfen und der größtmöglichen Windleistung der aufgestellten Maschinen als Verlust innerhalb der Gebläsemaschine bucht. Es ist doch wohl selbstverständlich, daß der Belastungsfaktor oder der Ausnutzungsfaktor einer Gebläsemaschinenanlage nicht dauernd 100 % ist und nicht 100 % sein kann. Das Irrige wird sofort erkennbar, wenn ich einen Vergleich gebrauche. Der Ausnutzungsfaktor einer gut belasteten elektrischen Hüttenzentrale ist etwa 80 %, d. h. bei 20000 kW angeschlossener Leistung werden je Stunde etwa 16 000 kWh im Durchschnitt erzeugt. Es wird wohl niemand behaupten wollen, daß der Unterschied zwischen 20000 und 16 000 kWh als Verlust innerhalb der Maschine oder in den Zuleitungen zu den Verbrauchsstellen zu buchen ist. Es ist mir unverständlich, wie man immer wieder mit diesen Behauptungen Fachleuten gegenüber gegen das Gaskolbengebläse für das Turbogebälse wirbt. Ich glaube, zu Eingang meines Berichtes zur Genüge bewiesen zu haben, wie falsch es ist, für die Beurteilung der Gasgebläsemaschine von Ventilverlusten, Verlusten durch Erwärmung und dergleichen zu sprechen. Herr Bansen stellt ja selbst die Forderung auf, die Selbstkosten lediglich auf die erzeugte Nutzwindmenge zu beziehen. Gerade das habe ich getan und glaube ich tun zu müssen, um diese auf diesem Gebiete scheinbar noch vorhandene Verwirrung zu beseitigen. Ich habe die Selbstkosten bezogen auf die am Druckstutzen der Maschine gemessene Windmenge, und dieses ist einzig und allein richtig.

Herr Bansen gibt weiter an, daß die Gaskosten beim Turbogebälse und beim Gaskolbengebläse bei der Anlage in Rheinhäusern fast gleich sind. Da sowohl beim Turbo- als auch beim Kolbengebläse der Gaspreis mit 0,26 Pf./m³ eingesetzt ist, so hat hiermit Herr Bansen ausgedrückt, daß das Gaskolben- und das Turbogebälse fast den gleichen Gasverbrauch haben.

Ich möchte Ihnen, um dies richtigzustellen, zum Schluß einige Vergleichszahlen zwischen Turbogebälse- und Gaskolbengebläse, die in den Hauptstrahlen des Vortrages nicht hineingehören, bringen, und zwar an Hand einiger Lichtbilder. Es sind übrigens dieselben Lichtbilder, die ich im Verlaufe meines Vortrages gezeigt habe, jedoch mit dem Unterschied, daß jetzt in diese die Vergleichskurven für das Turbogebälse eingetragen sind.

Abb. 3 a (die der Abb. 3 entspricht) zeigt den Leistungsaufwand in PS₀ für 1000 m³ wirklich geförderte Windmenge bei Kolben- und bei Turbogebälse. Die obere Kurve gilt für Turbogebälse. Hierbei ist angenommen, daß der Wirkungsgrad des Turbogebälse, bezogen auf den adiabatischen Verdichtungs Vorgang, 0,72 beträgt. Der im Vergleich zum Kolbengebläse hohe Mehrbedarf gegenüber dem theoretischen ist bedingt durch die innere Reibung in den Leitträdern und in den Diffusoren, durch die Spaltverluste und etwa auch durch den Druckausgleichskolben, der bisweilen jedoch in Fortfall kommen kann, wenn eine zwei-

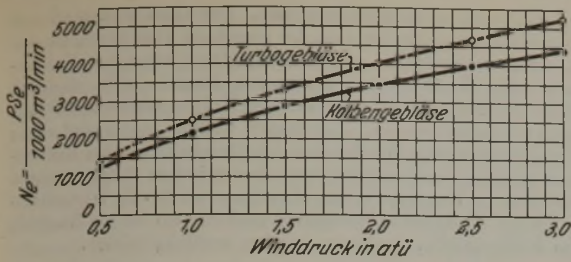


Abbildung 3a. Leistungsbedarf N_e für $1000 \text{ m}^3/\text{min}$ wirklich geförderte Windmenge bei Kolben- und Turbogebbläsen. (N_e an der Kupplung gemessen.)

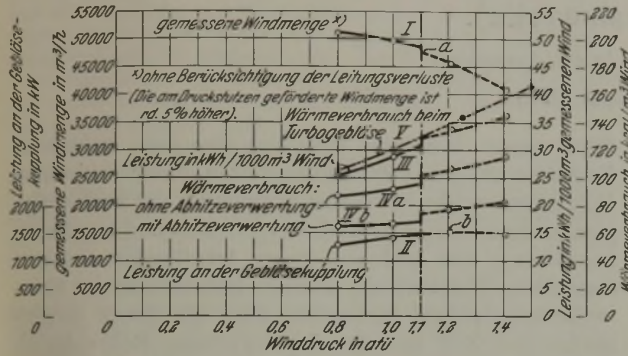


Abbildung 7a. Gemessene Windmenge, Leistung und Wärmeverbrauch eines Gaskolbengebläses für Hochofenwind.

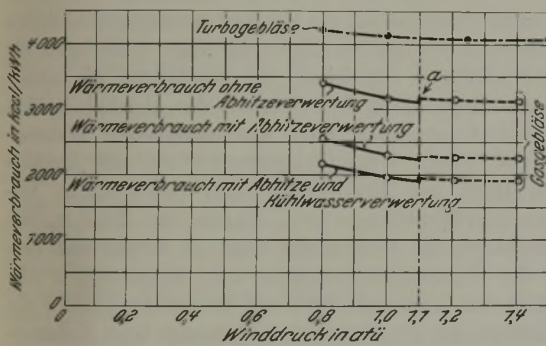


Abbildung 8a. Wärmeverbrauch eines Dampfturbogebbläses und eines Gaskolbengebläses in kcal/kWh.

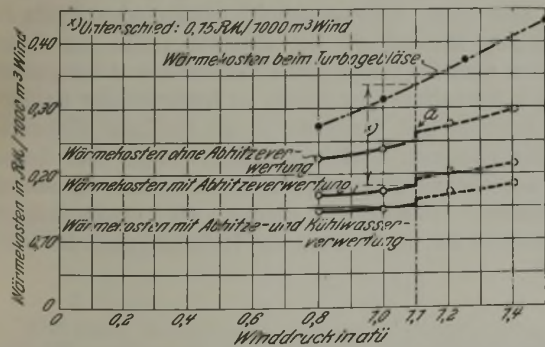


Abbildung 9a. Wärmekosten für 1000 m^3 Wind eines Dampfturbogebbläses und eines Gaskolbengebläses.

seitige Einströmung vorhanden ist. Der Mehraufwand an Leistung beim Turbogebbläse errechnet sich zu 15 bis 17 %.

Abb. 7 a entspricht wiederum der Abb. 7 und zeigt den Wärmeverbrauch in kcal/m³ Wind beim Turbogebbläse. Für den Vergleich zwischen Turbo- und Kolbengebläse kommt heute nur ein Gasgebläse mit Abhitzeverwertung in Frage. Man sieht, daß hierbei die Wärmeverbrauchsahlen des Turbogebbläses um 60 bis 90 % höher liegen als die des Gasgebläses. Die Werte für das Turbogebbläse sind auf Grund von Angaben⁷⁾ aus dem Dampfverbrauch unter Berücksichtigung eines Kesselwirkungsgrades von 85 % errechnet worden.

⁷⁾ Brown-Boveri-Mitt. 1927, Nr. 6.

Abb. 8 a entspricht Abb. 8. Die Kurve zeigt wiederum, daß der Wärmeverbrauch des Turbogebbläses rd. 80 % höher liegt als der der Gasmaschine.

Abb. 9 a entspricht Abb. 9 und zeigt die Wärmekosten beim Turbogebbläse. Auch hier ergeben sich Mehrkosten beim Turbogebbläse gegenüber dem Gasgebläse, die zwischen 60 und 90 % liegen.

Ich hatte weiter an einer Stelle erwähnt, daß vom Endpunkt der Abschreibungszeit lediglich die Betriebskosten in Betracht zu ziehen sind. Wenn man bei einem Vergleich mit dem Turbogebbläse die der Abb. 9 a zu entnehmende Ersparnis an Wärmekosten von 15 Pf. je 1000 m^3 einsetzt, errechnet sich die jährliche Ersparnis bei 8000 Betriebsstunden für nur eine DT 13er-Maschine mit $1000 \text{ m}^3/\text{min}$ Leistung zu 72 000 RM. Dies ergibt in 15 Jahren bei 8 % Verzinsung eine Ersparnis von etwa 2 Mill. RM, womit die höheren Anlagekosten bei weitem ausgeglichen sein dürften und wesentliche Ersparnisse eintreten.

H. Bansen, Rheinhausen: Bereits aus unseren ursprünglichen Angaben geht hervor, daß die Gasgebläse aus der Vorkriegszeit stammen. Der verschlechterte Lieferungsgrad ist bereits nach 9- bis 10jähriger Betriebszeit festgestellt worden und konnte in der Folgezeit trotz guter Wartung nicht gebessert werden.

Die Angabe, daß an neuen Kolbengebläsen bereits Verluste von 5 % festgestellt wurden, macht es sehr wahrscheinlich, daß die Lässigkeitsverluste durch den Verschleiß einer längeren Betriebszeit die von mir angegebene Höhe erreichen können. Man wird daher eine laufende Verschlechterung des Wirkungsgrades feststellen, wenn man sich bei der Bestimmung der gelieferten Windmengen ausgehend vom Hubvolumen keinen Täuschungen hingibt.

Beim Turbogebbläse hingegen sind die Lässigkeitsverluste durch Spalten von vornherein im Wirkungsgrad berücksichtigt, der sich auch bei langer Betriebszeit nicht ändert.

Die Eintragung von Dampfverbrauchszahlen, die einer Veröffentlichung von Brown-Boveri aus dem Jahre 1927 entnommen sind, in die Kurve des Wärmeverbrauches von Gasmaschinen durch Herrn Froitzheim kennzeichnet vortrefflich die rasche Entwicklung, die die Dampfturbine in den letzten fünf Jahren genommen hat. Man braucht nur noch die heute angegebenen Wärmeverbrauchsahlen neuzeltlicher Turbogebbläse einzutragen, um zu erkennen, wie die Turbine auf dem Gebiete des Wärmeverbrauches die Gasmaschine erreicht hat.

Die Fortschritte der neuesten Gebläseanlagen gegenüber den mancherlei Enttäuschungen älterer Gelegenheitsbeschaffungen von Einzelmaschinen beruhen auf der Lösung von den engen Bindungen der bisherigen Dampfdrücke, Ueberhitzungstemperaturen und Kesseltypen kleiner und mittlerer Größe und von den Beschränkungen des Kolbengebläsebetriebes mit seinen kleinen Einheiten, begrenzten Windmengen und Drücken.

Nachdem sich unsere Einheiten für je 1500 t Tageserzeugung als durchaus betriebssicher bewährt haben, halte ich den von Herrn Schattschneider erwähnten Entwurf eines Gebläses von 23 000 kW für 4000 t Tageserzeugung für eine durchaus gangbare Lösung. Die erforderliche 100 % Reserve gilt ja nur für den Turbosatz. Für die Kesselanlage, Hilfsmaschine, Wasserversorgung und Kondensation genügt eine Reserve von 20 bis 30 % je nach Einheiten, bezogen auf die Höchstbetriebsleistung. Die Anlagekosten von zwei Turbosätzen von je 23 000 kW werden aber mit Grundmauerwerk und Gebäude nicht wesentlich höher sein als für drei unserer Größe für den Betrieb und einen in Bereitschaft. Der Dampfverbrauch und die Betriebskosten der größeren Einheit sind aber geringer, und die Reserve im Gebläse-teil ist 100 %.

Mit Herrn Meyer stimme ich durchaus in dem Wunsche überein, daß in dem Kreise der Beteiligten eine weitgehende Einigung über den Volumenbegriff notwendig ist, um solche Irrtümer, wie er sie als Beispiel anführt, zu vermeiden. Der wesentlichste Schritt dazu ist getan, wenn der Kolbenmaschinenbau sich der bereits in den Kreisen der Großverbraucher von Gas und Luft verwendeten Volumeneinheit des Nm³ bedient.

H. Froitzheim: Die grundsätzlichen Fragen dürften wohl genügend von allen Seiten beleuchtet worden sein, so daß der Fachmann unter Berücksichtigung der bei ihm jeweils vorliegenden Verhältnisse seine Entscheidung eindeutig treffen kann, ob in seinem Falle Gasgebläse oder Turbogebbläse wirtschaftlicher ist.

Ein Mißverständnis möchte ich noch beseitigen, daß nämlich unter den von mir angegebenen Löhnen nicht nur die reinen Maschinistenlöhne verstanden sind, sondern die Löhne einschließlich der anteiligen Meister- und Ingenieurgehälter. In gleicher Weise sind in den Kosten „Oel und Putzwolle“, außer dem Oelverbrauch, auch die sonstigen Betriebsmaterialien mit

eingeschlossen, deren Kostenhöhe allerdings gegenüber den Kosten des Oeles wenig hervortritt.

Zusammenfassend muß ich noch einmal betonen: Den Kernpunkt der Betrachtungen bilden lediglich zwei Fragen:

1. Wie hoch ist die Windleistung, gemessen am Druckstutzen des Gebläses?
2. Wie hoch sind die Kosten für die an dieser Stelle gemessene Windeinheit?

Alle anderen Betrachtungen sind für die Beurteilung „Gasgebläse oder Turbogebälde“ für das Verständnis der Gesamtzusammenhänge wohl von Wert, jedoch für die reine Wirtschaft-

lichkeitsrechnung nicht heranzuziehen. Der Gesamtzustand und die Gesamtbetriebserfordernisse der einzelnen verschiedenen Anlagen, vom Druckstutzen des Turbogebälde oder des Kolbengebläses zum Hochofen hin gerechnet, können nicht dadurch beeinflusst werden, ob Turbogebälde oder Kolbengebläse zur Windezeugung benutzt werden. Aus diesem Grunde einzig und allein habe ich die Kosten je Windeinheit am Druckstutzen des Kolbengebläses bestimmt und alle anderen theoretischen Betrachtungen über die inneren Vorgänge in den Maschinen als für die Wirtschaftlichkeit nicht maßgebend bezeichnet und da, wo sie als Nachteil für das Kolbengebläse gedeutet werden, zurückgewiesen.

Ueber die Grundlagen kontinuierlicher Rohrwalzwerke ohne Dorn (Reduzierwalzwerke).

Von G. B. Lobkowitz in Düsseldorf.

(Schluß von Seite 1397.)

Forderungen an das Verfahren und die Bauart.

Die vorstehenden Ueberlegungen können dahin zusammengefaßt werden, daß von einem gut arbeitenden Reduzierwalzwerk folgende Bedingungen weitestgehend eingehalten werden müssen:

1. Größte Abnahme je Stich bei kleinster Wandstärkenzunahme und geringster Abkühlung des Werkstückes.
2. Vermeidung jedes Schlupfes im Kaliber.
3. Zulässigkeit jeder Rohrlänge und Rohrwandstärke.
4. Nur getriebene Walzenkaliber.
5. Geringste Anzahl reduzierend arbeitender Stiche.
6. Kürzester Abstand je zwei aufeinanderfolgender Kaliber.
7. Sprunglose Lagerung der Walzen.
8. Genaue Anstellbarkeit der Walzen.
9. Geringer Verschleiß der Walzen.
10. Regelbarkeit der Walzenumdrehungen.

Wieweit die bauliche Ausgestaltung von Reduzierwalzwerken der einen oder anderen Forderung nachkommt, sollte nicht in dieser Abhandlung zur Sprache kommen. Die Hervorkehrung der grundsätzlichen Vor- und Nachteile der zur Zeit gebrauchten Verfahren ermöglichen es jedoch dem Fachmann, abwägend zu einem eindeutigen Urteil in der Wahl des einen oder anderen Verfahrens zu gelangen.

Der gegenwärtige Aufgabenbereich von Reduzierwalzwerken ist grundsätzlich auf alle Rohre mit Wandstärken von etwa 3 mm aufwärts beschränkt, da es mit wenigen Ausnahmen nicht gelang, nahtlose Rohre mit Wandstärken unter etwa $2\frac{3}{4}$ mm wirtschaftlich herzustellen. Alle Rohrsorten mit darüberliegenden Wandstärken müssen heute durch das sehr teure Kalt- oder Warmziehen hergestellt werden, das, mit Ausnahme von Maßzügen für Siede- und Präzisionsrohre, restlos durch ein kontinuierliches Walzen ohne Dorn ersetzt werden könnte, wenn das Walzen mit Dorn für Wandstärken bis etwa 2 mm Wandstärke einge-

führt würde. Hierdurch ließe sich eine ganz bedeutende Ersparnis an den Verarbeitungskosten dieser zahlreichen Rohrsorten erzielen sowie eine Erweiterung des Erzeugungsplanes. Es ist meine wiederholt vertretene und begründete Anschauung, daß auch auf diesem Arbeitsgebiet das kontinuierliche Walzwerk die künftige Entwicklung der Rohrwerke entscheidend bestimmen wird, als dessen Schrittmacher zur Zeit nur das kontinuierliche Rohrwalzwerk ohne Dorn eine einwandfreie Stellung errungen hat.

Zusammenfassung.

Mit dem Hinweise auf die zur Zeit wesensverschiedenen drei Walzverfahren werden allgemeingültige Unterlagen für Reduzierwalzwerke entwickelt, im besonderen die unterschiedliche Behandlung des Gesetzes des gleichbleibenden Rauminhaltes gegenüber allen kontinuierlichen Walzverfahren mit vollen Werkstückquerschnitten, ein Annäherungsverfahren zur Ermittlung eines regelmäßigen Geschwindigkeitsüberschusses von Kaliber zu Kaliber, der Kaliberschlupf, die Berechnung über die Größe und Verteilung der Wandstärkenzunahme beim Reduzieren in Abhängigkeit von Kaliberabstand und der Stichzahl sowie die Untersuchung der grundsätzlichen Vorgänge beim Reduzierwalzen nach den drei Verfahren. Hierzu dient eine bildhafte Veranschaulichung der Größe und Verteilung der beim Reduzieren über einen Rohrquerschnitt auftretenden Kräfte in allgemeinen Maßstäben. Die absolute Größe der Rohrreduktion wird für verschiedene Verfahren in Abhängigkeit von dem Verhältnis „drückende zu freibreitender Kaliberlinie“ gebracht und damit der unterschiedliche Wirkungsgrad der einzelnen Verfahren nachgewiesen. Auf Grund dieser aus Rechnungen und praktischen Betriebsergebnissen abgeleiteten Grundlagen werden die maßgeblichsten Forderungen an gut arbeitende Reduzierwalzwerke aufgestellt.

An den Vortrag schloß sich folgende Aussprache an.

F. Kocks, Düsseldorf: Das Urteil, das Herr Lobkowitz beim Vergleich der Verfahren zur Reduktion von Röhren gefällt hat, ist zu sehr zugunsten des einen Verfahrens ausgefallen, und die Ueberlegungen, die Herr Lobkowitz zu diesem Urteil geführt haben, sind zum Teil nicht unbedenklich.

Nach Herr Lobkowitz tritt eine Streckung des Rohres nur dann ein, wenn auf das Rohr zwischen den Kalibern ein wesentlicher Zug ausgeübt wird. Dem steht gegenüber, daß in einem Reduzierwalzwerk genau dieselben Verhältnisse vorliegen wie in jedem anderen Walzwerk auch, d. h., daß auf der Strecke, in der die Verformung des Walzgutes innerhalb eines Walzenpaares vor sich geht, im Anfang ein Zurückstauen und zum Schluß ein Vor-eilen des Walzgutes eintritt. Hierin liegt die Ursache dafür, daß das Walzgut in jedem Gerüst auch ohne Zugwirkung eine Streckung erfährt. Diese Tatsache kann man durch jeden beliebigen Versuch

in einem eingerüstigen Rundwalzwerk beobachten. Bei Einstecken einer Lupe, deren äußerer Durchmesser größer als das Kaliber ist, erhält man stets Rohre kleineren Durchmessers und größerer Länge. Die Folge ist, daß die Geschwindigkeit der einzelnen Gerüste eines Reduzierwalzwerks steigen muß, auch ohne daß von Kaliber zu Kaliber ein Zug ausgeübt wird. Das Rohr verlängert sich also auch dann, wenn zwischen den einzelnen Gerüsten kein Zug ausgeübt wird.

Herr Lobkowitz äußerte sich weiter in dem Sinne, daß das vordere Ende des Rohres beim Durchlaufen der Kaliber eine reine Stauchung erfahren müßte, da keine Streckwirkung auf das Rohr ausgeübt werde. Erstens tritt schon aus den eben gekennzeichneten Verformungsbedingungen in einem einzelnen Gerüst diese Streckung ein, und zweitens erfährt auch die Spitze des Rohres eine Zugwirkung, sobald sie von einem Walzenpaar ergriffen wird, das sie mit höherer Geschwindigkeit zu befördern

sucht, als der Austrittsgeschwindigkeit aus dem vorausgehenden Gerüst entspricht. Die Zugwirkung wird je nach der Entfernung des betreffenden Gerüstes vom ersten Gerüst zwar in verschiedenem Maß zur Wirkung kommen, und es wird sich zweifellos ein gewisser Schlupf zwischen Walze und Rohr einstellen, aber ganz einwandfrei ist die Zugwirkung selbst auch an der Spitze des Rohres vorhanden. Dies wird auch durch die Tatsache bewiesen, daß in den gebräuchlichen Reduzierwalzwerken bei der Reduktion von 60 auf 30 mm äußeren Durchmesser die Wandstärke sich an den Rohrenden nur von 3 auf 3,6 mm staucht, während sie sich nach den Ueberlegungen von Herrn Lobkowitz bei reiner Stauchung auf rd. 6 mm stauchen müßte.

Auch die schematische Darstellung der Spannungsverteilung über einen Rohrquerschnitt bei einem Zweiwalzenkaliber dürfte die tatsächlichen Verhältnisse kaum richtig treffen (Abb. 8). Daß die Stauchung der Wandstärke in den Kaliberflanken am größten ist, ist selbstverständlich, aber daß sie im Kalibergrund gleich Null wird, ist ausgeschlossen. Der in den Flanken auftretende Stauchdruck pflanzt sich entlang des Kaliberkreises zweifellos bis zum Kalibergrund fort, was durch jeden Versuch in einem Einzelgerüst bewiesen wird.

Für die ganzen Verformungsbedingungen in einem mehrgerüstigen Reduzierwalzwerk ist die Geschwindigkeitsgestaltung in den einzelnen Gerüsten von größter Wichtigkeit, und Ueberlegungen in dieser Richtung führen zu einem klaren Urteil über die Bedeutung der in einem Reduzierwalzwerk verwendeten Gerüstzahl.

Ist in einem mit Zug arbeitenden Reduzierwalzwerk, in dem demnach die Geschwindigkeit von Gerüst zu Gerüst schneller steigt, als der sich in jedem Gerüst von Hause aus ergebenden Streckung des Walzgutes entspricht, die theoretische Geschwindigkeit der einzelnen Gerüste V_1, V_2, V_3 usw., so wird ein Rohr beim Einstich im Gerüst 1 zunächst die theoretische Geschwindigkeit V_1 auch tatsächlich annehmen. Läuft die Rohrspitze in das zweite Gerüst ein, so wird diese nicht die theoretische Geschwindigkeit V_2 annehmen, sondern es tritt ein gewisser Schlupf zwischen Walze und Rohr ein, weil Gerüst 1 das Rohr etwas zurückhält. Dieser Schlupf sei in Gerüst 2 gleich $-V_2'$. In Gerüst 1 wird sich als Folge der Zugwirkung von Gerüst 2 ein umgekehrt gerichteter Schlupf $+V_1'$ einstellen. Der Einfachheit halber kann man zunächst einmal annehmen, daß der Schlupf in beiden Gerüsten absolut gleich groß, nur umgekehrt gerichtet ist. Diese Annahme würde darin ihre Berechtigung finden, daß wahrscheinlich bei gleicher prozentualer Abnahme die Drücke in den einzelnen Gerüsten gleich groß werden, denn wenn auch die gedrückte Fläche (Kaliberbreite) von Gerüst zu Gerüst kleiner wird, so wird der spezifische Flächendruck infolge der Abkühlung des Werkstoffes größer.

Befindet sich demnach das Rohr in den beiden Gerüsten, so ist die tatsächliche Geschwindigkeit im

1. Gerüst = $V_1 + V_1'$
2. Gerüst = $V_2 - V_2'$.

Tritt die Rohrspitze in das dritte Gerüst, so tritt hier aus den gleichen Ueberlegungen wieder ein Schlupf $-V_3'$ ein. Die Geschwindigkeit im zweiten Gerüst erhöht sich nun wieder unter der Zugwirkung vom dritten Gerüst um $+V_2'' = -V_3'$. Hierauf tritt wieder eine Rückbeeinflussung des ersten Gerüstes ein, das seine Geschwindigkeit infolge der Geschwindigkeitssteigerung im zweiten Gerüst um V_1'' erhöht. Hieraus ergibt sich wieder eine sehr kleine Erhöhung der Geschwindigkeit im Gerüst 2 und Gerüst 3 usw. In drei Gerüsten würde demnach die wirkliche Geschwindigkeit folgendermaßen sein:

1. Gerüst = $V_1 + V_1' + V_1'' + V_1''' \dots \dots$
2. Gerüst = $V_2 - V_2' + V_2'' - V_2''' \dots \dots$
3. Gerüst = $V_3 - V_3' - V_3'' - V_3''' \dots \dots$

Wird dieser Gedankengang fortgesetzt, so kommt man zu dem mathematischen Ergebnis, das hier nur schematisch angedeutet werden soll, einer geometrischen Reihe, die für die Geschwindigkeitsberechnung eines beliebigen Gerüstes etwa folgende Form hat:

$$V_{\text{wirklich}} = V_{\text{theoretisch}} - A \cdot k + B \cdot k^2 - C \cdot k^3 + D \cdot k^4 \dots \dots$$

Hierbei ist k der Schlupfkoeffizient in den einzelnen Gerüsten, der aus den angedeuteten Ueberlegungen zunächst als in allen Gerüsten gleich groß angenommen wurde. In der letzten Gleichung bedeutet das zweite Glied die Beeinflussung eines Gerüstes vom Nachbargerüst, das dritte Glied die Beeinflussung vom übernächsten Gerüst, das vierte Gerüst die Beeinflussung vom dritten Gerüst usw. Man erkennt am Exponenten des k -Wertes das Gerüst, das die Geschwindigkeit des untersuchten Gerüstes mit dem zugehörigen Gliedwert beeinflusst. Da nun der k -Wert sehr klein ist und eine Größe von 0,1 bis 0,2 wahrscheinlich nicht überschreitet, wird schon das Glied, das den k -Wert

in dritter Potenz enthält, zu einer praktisch bedeutungslosen Größe, d. h. die Beeinflussung der wirklichen Geschwindigkeit eines Gerüstes ist von dem Dritt vorausgehenden oder -nachfolgenden praktisch bedeutungslos.

Die Folge hiervon ist, daß es gleichgültig ist, ob man mit sechs Gerüsten oder zwölf oder achtzehn Gerüsten hintereinander walzt. Walzt man beispielsweise mit zehn Gerüsten, so spielt es keine Rolle, ob man noch ein elftes oder zwölftes Gerüst oder gar mehr dahinterschaltet. Der Umformungsvorgang spielt sich in den ersten Gerüsten genau so ab, als wenn das elfte und zwölfte Gerüst nicht vorhanden wäre. Ich behalte mir vor, gelegentlich auf die wissenschaftliche Geschwindigkeitsberechnung zurückzukommen.

Das Vierwalzengerüst wird dadurch gekennzeichnet, daß die vier Walzenachsen in einer Ebene liegen und jede Walze 90° des Rohrumfanges umgreift. Die Verformung des Walzgutes spielt sich auch in einem Vierwalzen-Walzwerk auf einem Wege und nicht auf einer Stelle ab. Das Kaliber eines Vierwalzwerkes zeigt im Schnitte durch die Walzenachsen genau kreisrunde Form. Das Walzgut läuft aber an einer Stelle der Walze an, die in einem bestimmten Abstand vor dem Schnitt durch die Walzenachsen liegt. Der Schnitt an dieser Stelle ist nicht vollkommen kreisrund, sondern es bilden sich einerseits zwischen den Walzen Spalte von beachtlicher Größe aus, und andererseits verliert auch das Kaliber selbst seine kreisrunde Form. Daß die Verhältnisse so liegen, wurde mir zuerst klar, als wir vor mehreren Jahren an einem derartigen Walzwerk einige Rohre reduzieren ließen. Der metallographische Schliff zeigte genau versetzt zu allen vier Kanten ein scharf ausgeprägtes, ganz anderes Korngefüge als ein in einem üblichen Reduzierwalzwerk reduziertes Rohr. Notwendig für ein Vierwalzengerüst ist, daß die Rohre als runde Rohre angestochen werden. Man kann also auch durch einen ovalen Anstich diese Verhältnisse nicht verbessern. Demgegenüber hat das Zweiwalzengerüst den Vorzug, daß man durch entsprechende Formgebung des Anstichquerschnittes die Beanspruchung des Walzgutes im Walzensprung sehr gering halten kann.

Ich möchte hiermit nur andeuten, daß meines Erachtens das endgültige Urteil über die Vorzüge der einzelnen Walzwerke noch nicht gesprochen ist.

G. B. Lobkowitz, Düsseldorf: Zunächst hat mich Herr Kocks in einigen Punkten falsch verstanden. Vor allem habe ich nie den ganz unmöglichen Gedanken ausgesprochen, daß eine Streckung des Rohres nur mit Hilfe eines Zuges stattfindet. Es gibt kein Walzwerk, das nicht in irgendeiner Weise eine Streckung des Werkstückes bedingt (siehe hierzu auch das Zahlenbeispiel).

In welcher Art das vordere und nachlaufende Rohrende im Gegensatz zum Rohrmittelteil in den Wandstärken infolge nicht stattfindenden Zuges oder verminderter Zugwirkung gestaucht werden, habe ich eingehend begründet. Die immer wieder auftauchenden Bemerkungen über die unterschiedlichen Geschwindigkeiten im Walzspalt sollte man nachgerade als bekannt voraussetzen. Ich erspare es mir daher, auf diese grundlegenden Erscheinungen des Walzvorganges hinzuweisen, um so mehr als ich bei den nachträglich eingelaufenen Bemerkungen des Herrn Gruber jun. nochmals darauf einzugehen habe. Die dortselbst gebrachte Darlegung des vorausgesetzten Begriffes des „negativen Schlupfes“ im Walzspalt enthebt mich auch, nochmals zu begründen, warum auch das vordere Rohrende eine so gut wie zuglose Reduktion erfährt. Ganz unverständlich ist es mir, wie Herr Kocks zu dem Schluß kommt, daß nach meinen Ueberlegungen die Rohrenden bei zugloser Reduktion in den Wandstärken auf rd. 6 mm gestaucht werden müßten. In dem von mir gebrachten Zahlenbeispiel machte ich doch die Annahme, daß die Wandstärkenzunahme je Stich unter Zug, also bei wirksamem Geschwindigkeitsüberschuß 0,04 mm, hingegen ohne Zug 0,06 mm betragen soll, d. h. die Wandstärke des Ausgangsrohres von 2,5 mm in 16 reduzierend arbeitenden Stichen im Rohrmittelteil auf etwa 3,14 mm, hingegen im vorderen Ende auf rd. 3,46 mm gestaucht wird. Daß die zuglose Reduktion selbstverständlich stets auch mit einer Streckung der Rohrwand verbunden ist, geht an und für sich aus dem Walzvorgang hervor, denn würde, um beim gewählten Beispiel zu bleiben, ein 60 x 2,5 mm-Rohr in einem Vorgang ohne jegliche Streckung um 3 mm reduziert werden, dann müßte die Wandstärkenzunahme

$$0,5 (57 - 1,13 \sqrt{2551,76 - 451,6}) - 2,5 = 0,15 \text{ mm}$$

betragen und nicht, wie ich für den zuglosen Stich annahm, 0,06 mm.

Herr Kocks bezweifelt die Richtigkeit der von mir schematisch dargestellten Spannungsverteilung über einen Rohrquerschnitt im Zweiwalzenkaliber. Ich wählte diese Darstellung, wie ich betonte, nur darum, um bildhaft die unterschiedliche Wirkungsweise der Kaliber zu veranschaulichen. Eine schematische

Darstellung entspricht niemals den tatsächlichen Verhältnissen; sie soll jedoch daraus abgeleitet, diese stets in ihrer Grundsätzlichkeit richtig veranschaulichen. Daß der Einwand von Herrn Kocks nicht richtig ist, läßt sich einfach nachweisen. Bei einer kreisförmigen Walzenbahn und beim Einführen eines kreisförmigen Walzgutes (Abb. 16) zerfällt der senkrechte Walzdruck

D. h. $\cos \beta = \frac{1}{\sqrt{2}}$ oder β der Winkel, unter dem σ_z gleich wird σ_s , schließt 45° mit der waagerechten Kaliberebene ein. Beim geöffneten Zweiwalzenkaliber liegen grundsätzlich die gleichen Verhältnisse vor, wie dies aus Abb. 16 und 17 zu ersehen ist. Das Öffnen des Rundkalibers bewirkt jedoch durch eine Verbreiterung der Angriffsfläche nicht nur eine Herabsetzung der größten Staukraft ($\sigma_s(\max)$), sondern aller Kräfte (σ_s), die an der Stauung der Rohrwand beteiligt sind, demnach insgesamt eine Verminderung der Rohrwandstauung und Verteilung dieser auf einen größeren Rohrabchnitt. Die schraffierten Flächen stellen die Unterschiede der beiden Hauptspannungen vor, veranschaulichen also jene Kaliberteile, in denen die an der Streckung oder Stauung der Rohrwand beteiligten Druckkräfte einander überwiegen. Diesem Verlauf entspricht unter Beachtung der tatsächlichen Verhältnisse und des beabsichtigten Zweckes die von mir gewählte schematische Darstellung in jeder Weise.

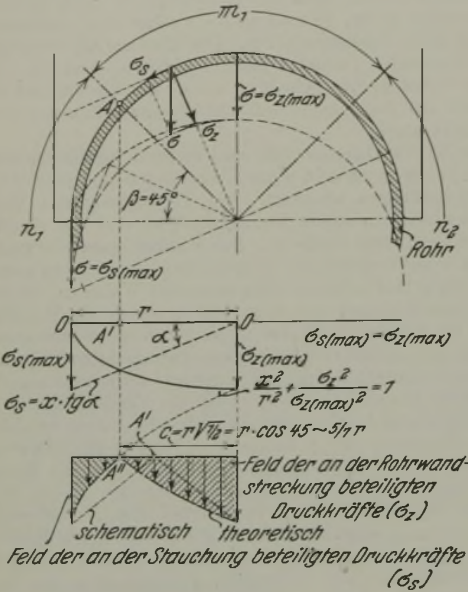


Abbildung 16. Spannungsverteilung im geschlossenen Zweiwalzenkaliber.

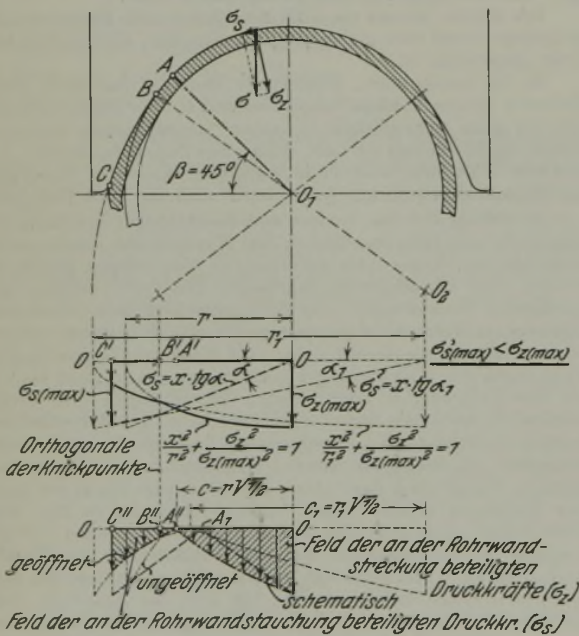


Abbildung 17. Spannungsverteilung im geöffneten Zweiwalzenkaliber, wenn der Öffnungswinkel kleiner als 45° ist.

im Kaliberschnitt in Komponenten, die unmittelbar eine streckende (σ_z) und eine breitere oder stauende Wirkung (σ_s) auslösen. Die Größenänderung der an der Rohrstreckung beteiligten Komponente entspricht der Gleichung einer Ellipse von der Form:

$$\frac{x^2}{r^2} + \frac{\sigma_z^2}{\sigma_z^2(\max)} = 1;$$

hingegen die eine Rohrwandstauung bewirkende Komponente einer Geraden von der Form:

$$\sigma_s = x \cdot \text{tg} \alpha.$$

Es ist nun klar, daß zwei in einer Ebene nicht parallel verlaufende Funktionen sich schneiden müssen, es wird also

$$\frac{\sigma_z(\max)}{r} \sqrt{r^2 - c^2} = c \cdot \text{tg} \alpha \text{ und } c = r \sqrt{\frac{1}{2}}$$

Eine Stellungnahme zu der von Herrn Kocks angedeuteten Geschwindigkeitsberechnung behalte ich mir vor, bis diese in der angekündigten wissenschaftlichen Form vorliegt.

Was Herr Kocks mit seinen Bemerkungen über das Vierwalzenkaliber meint, ist mir nicht ganz verständlich, da weder erklärt wird, welcher Art das in den Kaliberöffnungen gebildete Korngefüge war, noch die tatsächlichen Ursachen dieser Erscheinung. Ein Walzensprung von etwa 1 bis 2 mm, wie ihn ein neuzeitlicher Einbau keineswegs überschreitet, ist für einen derartig auffallenden Unterschied im Korngefüge völlig belanglos. Maßgebend erscheint mir hingegen die Größe des Öffnungswinkels, die Abnahmeverhältnisse in der Rohrwand und die unterschiedlichen Walzgeschwindigkeiten. Die Forschungsergebnisse, die über die bei Abnahmewerten von etwa 10 bis 15 % im Bereich kritischer Verformungstemperaturen auftretenden Höchstwerte der Korngröße vorliegen — es sei hier nur auf die maßgeblichsten Arbeiten von A. Pomp, W. Tafel und H. Hanemann hingewiesen —, lassen eine eindeutige Beantwortung der von Kocks vor vier Jahren festgestellten Erscheinung offen. Meines Erachtens verursacht ein derartiges unterschiedliches Kornwachstum (offenbar handelt es sich darum) in einem Walzquerschnitt nur mechanische Spannungen, über deren Größe und Richtung die Art der Verformung Aufschluß gibt, ohne gerade allerdings die Schwellenwerte im Bereich der kritischen Verformung zu erklären. Zweifellos genügt es nicht, die Korngrößen, wie bisher üblich, in Abhängigkeit von der prozentualen Querschnittsabnahme des ganzen Werkstückes zu bringen, vielmehr müßte der tatsächliche Verformungsgrad in den einzelnen Hauptzonen des Walzgutquerschnittes aus Messung und Rechnung festgestellt werden, etwa in der Art, wie sie E. Siebel¹⁾ so klar zum Ausdruck brachte. Die Voraussetzung des Zustandekommens irgendeiner bildsamen Verformung besteht stets darin, daß alle Teilchen sich mit verschiedenen großen oder gerichteten Geschwindigkeiten bewegen. Jedenfalls sprechen für das Auftreten der erwarteten Erscheinung, wenn sie auch heute noch mitunter anzutreffen wäre, beim Zweiwalzenkaliber viel gewichtigere Gründe, als dies etwa beim Vierwalzenkaliber der Fall ist. Es erscheint mir daher sehr angefechtbar, aus dieser vier Jahre zurückliegende, nicht geklärten Beobachtung Bedenken über die gegenwärtig einwandfreie Ausübung eines Verfahrens abzuleiten.

Wenn Herr Kocks auf Grund seines angeführten Einwandes zu dem Schluß kommt, daß ein endgültiges Urteil über die Vorzüge der einzelnen Verfahren noch nicht gegeben erscheint, so verrät dies eine Vorsicht und Zurückhaltung im Urteil, die nicht zu rechtfertigen sind. Daß in Deutschland meines Wissens nur ein derartiges Walzwerk in Betrieb ist, im Ausland hingegen mehrere zur Zufriedenheit arbeiten, sollte ein Grund mehr sein, diese deutsche Erfindung gerechter zu werten.

K. Gruber jun., M.-Gladbach (nachträgliche schriftliche Äußerung): Die bemerkenswerten Ausführungen des Herrn Lobkowitz enthalten einige Werturteile zugunsten des Vierwalzen-systems, die nicht ganz zwingend begründet erscheinen.

Es ist einleuchtend, daß mit vier Walzen eine größere Abnahme erzielt werden kann als mit zwei Walzen. Gerechterweise müßten aber doch die Abnahmen von vier Walzen des Zweiwalzen-systems mit den Abnahmen von vier Walzen des Vierwalzen-systems verglichen werden. Wie man sich leicht aus den von Lobkowitz mitgeteilten Zahlen überzeugen kann, fällt ein derartiger Vergleich nur unwesentlich zugunsten der Vierwalzenanordnung aus, da das Verhältnis nicht 1,5 : 3,4, sondern nur 3 : 3,4 wird. Übrigens sind die Werte von Herrn Lobkowitz sehr günstig und wurden, wie neue Betriebsergebnisse zeigen, bereits überholt.

Es mag zugegeben werden, daß bei Verwendung des Vierwalzenkalibers der Querschnitt senkrecht zur Rohrachse etwas

¹⁾ Mitt. K.-W.-Inst. Eisenforsch. 13 (1931) Lfg. 3, S. 43/62.

gleichmäßiger ausfällt als bei Verwendung des Zweiwalzenkalibers. Erfahrungsmäßig sind aber diese Wandstärkenunterschiede so gering, daß dadurch allein die immerhin recht verwickelte Bauart und die höheren Anlagekosten nicht gerechtfertigt erscheinen.

Herr Lobkowitz behauptet weiterhin, daß durch geringeren Kaliberschlupf und größeren Zug bei Verwendung von Vierwalzenkalibern die Wandanstauchungen und Wandstärkenunterschiede längs der Rohrachse geringer ausfallen als bei den Zweiwalzenkalibern. Demgegenüber ist aber ausdrücklich festzustellen, daß sich Relativverschiebungen des Walzgutes gegenüber der Walzenoberfläche, also ein Schlupf, infolge der Längenänderung des Walzgutes weder bei dem Vierwalzen-, noch bei dem Zweiwalzenkaliber vermeiden lassen.

Durch die Zugwirkung werden zweifellos die Wandstärkenanstauchungen in den mittleren Teilen des Rohres bis zu einem gewissen Grade eingeschränkt. Warum aber den unliebsamen Wandstärkenzunahmen am Anfang und am Ende des Rohres durch das Vierwalzenkaliber erfolgreicher begegnet wird als mit dem Zweiwalzenkaliber, ist von Herrn Lobkowitz nicht überzeugend begründet worden. Meines Erachtens können diese Wandstärkenunterschiede nur dann ausgeschaltet werden, wenn die Spannungen an den Walzenaustrittsstellen gleich Null oder annähernd gleich Null werden.

Zur Beleuchtung der Aufgabe diene folgende Betrachtung: Läuft ein Blechstreifen nacheinander in zwei Walzenpaare (Abb. 18)

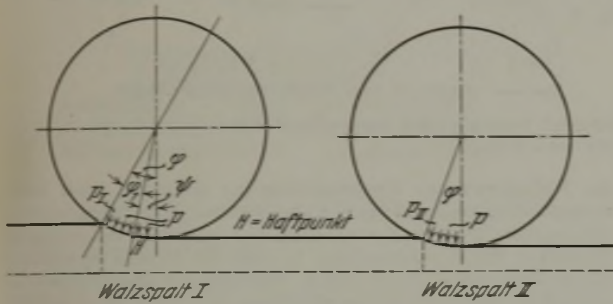


Abbildung 18. Darstellung des Vorgangs, wenn ein Blechstreifen in zwei Walzenpaare nacheinander einläuft.

ein, so lautet die Stabilitätsbedingung, solange sich der Blechstreifen nur im Walzspalt 1 befindet und sich ein Haftpunkt ausgebildet:

$$\int_0^{\varphi} p_I \cdot \sin \varphi \, ds + \int_0^{\varphi} \mu \cdot p_I \cdot \cos \varphi \, ds = \int_0^{\varphi} \mu \cdot p_I \cdot \cos \varphi \, ds$$

Tritt der Blechstreifen in das zweite Walzenpaar ein und macht man die Bedingung, daß die Umfangsgeschwindigkeit des zweiten Walzenpaares größer als die Geschwindigkeit des Walzgutes ist, so erhält man die Stabilitätsbedingung für den Walzspalt 2:

$$-\int_0^{\varphi} p_{II} \cdot \sin \varphi \, ds + \int_0^{\varphi} \mu \cdot p_{II} \cdot \cos \varphi \, ds = \sigma \cdot f$$

Nunmehr gilt für den Walzspalt 1 die Beziehung:

$$\int_0^{\varphi} p_I \cdot \sin \varphi \, ds + \int_0^{\varphi} \mu \cdot p_I \cdot \cos \varphi \, ds - \int_0^{\varphi} \mu \cdot p_I \cdot \cos \varphi \, ds = \sigma \cdot f$$

Es ist ersichtlich, daß die Gleichgewichtsbedingung und damit die Formänderung im Walzspalt 1 nur dann unveränderlich sind,

wenn die Spannungen zwischen den Walzspalten gleich Null werden.

Wendet man diese Ueberlegung sinngemäß auf die vorliegende Aufgabe an, so kommt man zu dem Schluß, daß bei Vorhandensein eines Zuges bei beiden Systemen die mittleren Teile des Rohres nicht angestaucht werden, während man Anfang und Ende des Rohres mit verdickter Wand erhält. Wird auf den Zug verzichtet, so wird man bei beiden Systemen die Wand über die ganze Länge zwar gleichmäßig, aber verdickt gegenüber der Eingangswand erhalten.

Die Aufgabe, gleichbleibende Eingangswandstärken ohne verstärkte Anfangs- und Endabschnitte zu erhalten, wurde bis heute weder von dem Vierwalzenkaliber noch von dem Zweiwalzenkaliber gelöst.

G. B. Lobkowitz: Der Walzvorgang in Reduzierwalzwerken läßt sich grundsätzlich in eine streckungslose Reduktion der Durchmesser, also reine Stauchung der Wandstärke und eine anschließende reine Streckung der Rohrwand zerlegen. Beide Vorgänge finden unmittelbar statt. Die Kernfrage des kontinuierlichen Walzens von Rohren ohne Hilfe eines Dornes bildet jedoch nicht, wie Herr Gruber annimmt, das Maß der Reduktion des äußeren Rohrdurchmessers je arbeitender Walze, sondern das Höchstmaß der Rohrdurchmesserabnahme bei der geringsten eben noch zulässigen Wandstärkenzunahme. Da ergibt sich für das herangezogene Beispiel ein Verhältnis der Rohrwandstauchung

$$\text{je arbeitender Walze wie } \frac{0,5}{2 \cdot 16} : \frac{0,1}{4 \cdot 8} \sim 5 : 1 \text{ zugunsten des Vierwalzenkalibers.}$$

Auch mir sind Zweiwalzenkaliber-Reduzierwalzwerke bekannt, die mit besseren Werten arbeiten als im herangezogenen Beispiel, jedoch entspricht dieses durchaus einem Mittelwert mit Vorsicht arbeitender Werke²⁾. Andererseits habe ich es mit Absicht unterlassen, auf Höchstwerte des Vierwalzen-Reduzierwalzwerkes zu verweisen, die auch 5 mm je Stich überschreiten, obgleich gerade dieses junge Verfahren in seiner Weiterentwicklung zweifelsohne dahingehende Fortschritte machen wird.

Ich habe betont, mich über die baulichen Vor- und Nachteile sowie die Anlagekosten der unterschiedlichen Walzverfahren nicht zu äußern, sondern nur über die Verfahren an sich sachliche Betrachtungen anstellen zu wollen. Das erste auszufechten ist meines Erachtens Sache der Erbauerfirmen. Nicht zulässig erscheint mir jedoch die Ansicht von Herrn Gruber, daß die erreichte größere Gleichmäßigkeit der Rohrwandstärke die höheren Anlagekosten von Vierwalzen-Kaliberwalzwerken nicht rechtfertigt. Nicht nur, daß diese Walzwerke einen unteren Aufgabenbereich aufweisen, der von keinem anderen Walzverfahren erzielt wird, sondern die regelmäßigeren Wandstärken und die geringeren Wandstauchungen ermöglichen auch eine beträchtliche Einschränkung der teureren Ziehereien. Daß in diesem hauptsächlichsten Bestreben, das von einschneidender wirtschaftlicher Bedeutung ist, das Vierwalzen-Kaliberwalzwerk einen entscheidenden Fortschritt bedeutet, ist ohne jeden Zweifel und bestimmt auch durch etwaige höhere Anlagekosten zu rechtfertigen.

Ueber den Begriff „Kaliberschlupf“ und das Wesen der „Ziehwalzwerke“ bestehen einige Unklarheiten, die ich kurz beleuchten möchte. Unter Kaliberschlupf verstehe ich eine willkürliche, durch mechanischen Zug oder Druck, Aenderung des Walzendurchmessers usw. bewirkte, oder unwillkürliche durch eine Aenderung der Reibungsverhältnisse, des Bildungsamkeitsgrades usw. hervorgerufene positive oder negative Größenänderung (Pendeln) des gewöhnlichen Haftwinkels γ , also nicht die selbstverständlich in jedem mit zylindrischen Walzen durchgeführten Falle eines Walzvorganges bestehende Relativgeschwindigkeit

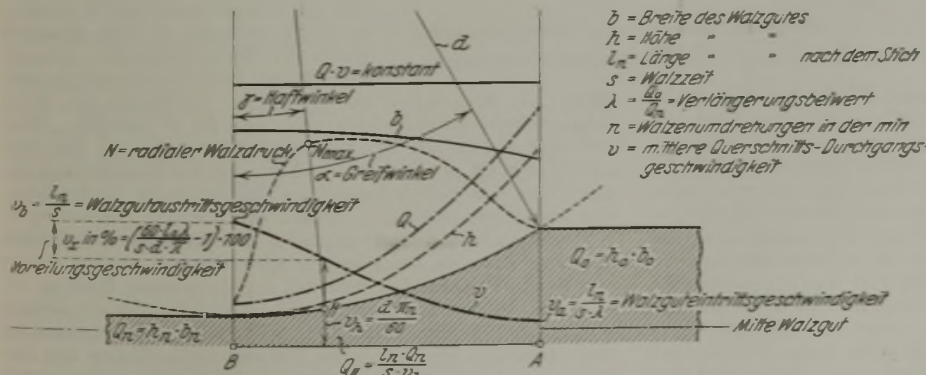


Abbildung 19. Schematische Darstellung der Verhältnisse der Formabmessungen und mittleren Querschnitts-Durchgangsgeschwindigkeiten im Walzspalt.

zwischen arbeitender Kaliber- und Walzgoberfläche vor und hinter der Haftlinie. Von einem Haftpunkt kann man überhaupt nicht sprechen, da dieser nur in der geometrischen Darstellung besteht. In Abb. 19 sind diese Verhältnisse für den Normalzustand im Walzspalt zu sehen. Bei einer willkürlichen Erhöhung der Walzguteintrittsgeschwindigkeit (v_1), beispielsweise durch Zug wie beim Reduzierwalzen, wird der Haftwinkel γ ebenfalls größer, indem sich die in der Projektion (H) dargestellte

²⁾ Vgl. P. Gorol: St. u. E. 51 (1931) S. 33 37.

Haftlinie gegen den Eintritt des Walzspaltes verschiebt. Umgekehrt bewirkt eine zurückhaltende Wirkung eine Verkleinerung des Haftwinkels. Nun ist es eine bekannte Erscheinung, daß die Breitung des Werkstückes von der Haftlinie an gegen die Walzgutaustrittsseite nur sehr gering bis gar nicht zunimmt. Ein Zug in der Walzrichtung bewirkt demnach stets eine positive Größenänderung des Haftwinkels, also eine Abnahme der Breitung und damit Erhöhung des walztechnischen Wirkungsgrades.

Von dieser Erkenntnis hat man bewußt oder unbewußt im Walzwerkswesen bei allen sogenannten „Ziehwalzwerken“ Gebrauch gemacht, besonders den kontinuierlichen Rohrwalzwerken ohne Dorn sowie den Vielwalzen-Ziehwalzwerken für Streifen und Bleche, die, obgleich schon in den 60er Jahren in Belgien gebräuchlich, neuerdings unter dem Namen „Steckelwalzwerke“ in Amerika als alte Neuheit groß aufgezogen werden. In Abb. 20

halten kann. Ich betonte hingegen, daß der Zug von Kaliber zu Kaliber beim Vierwalzenkaliber sicherer durchzuführen ist, da das Rohr mit größeren und stärker gedrückten Flächen eingespannt liegt und demnach die Gefahr eines negativen Kaliberschlupfes wesentlich geringer ist als beim Zweiwalzenkaliber. Tatsächlich ist auch der prozentuale Geschwindigkeitsüberschuß beim Vierwalzen-Kaliberwalzwerk, weil nicht in dem Maß erforderlich, meist geringer als bei allen anderen Verfahren, was sich ja auch aus ihrem Wesen ohne weiteres als berechtigt ergibt.

Herr Gruber ist der Meinung, daß es, um unterschiedliche Wandstärken in den Rohrenden und der Rohrmitte zu vermeiden, am zweckmäßigsten wäre, ohne Geschwindigkeitsüberschuß zu arbeiten, spricht also grundsätzlich dem wesentlichsten Arbeitsgrundgedanken aller Ziehwalzwerke die Berechtigung ab. Diese Anschauung steht im offenen Widerspruch zu den Grundlagen

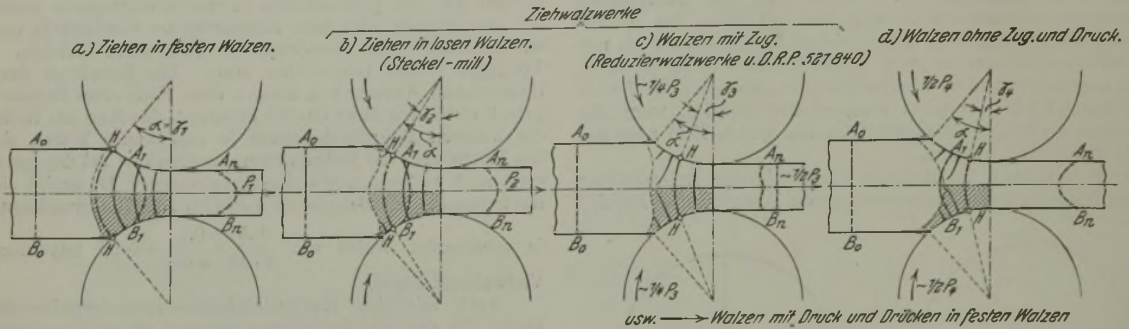


Abbildung 20. Schematische Gegenüberstellung der wichtigsten unterschiedlichen Merkmale beim Ziehen und Walzen.

sind die einzelnen Entwicklungsstufen vom reinen Ziehen bis zum reinen Walzen schematisch dargestellt nebst dem ungefähren Verlauf der Spannungstrajektoren und der sich hieraus ergebenden Verformung einer senkrechten Walzfaser. Eine Zugwirkung bedingt demnach durch die Vergrößerung des Haftwinkels γ die vermehrte Bildung geschlossener Trajektoren und damit eine wirksamere Verformung der inneren Werkstoffteilchen. Der Vergleich zwischen Ziehen und Walzen (Abb. 21), der nur unter annähernd gleichen Verformungsbedingungen dann zulässig erscheint, wenn der Walzendurchmesser $= \frac{h_0 - h_n}{1 - \cos \delta}$ gewählt wird, gibt das gleiche zu erkennen, ebenso wie die gegenseitigen Größenbereiche der Umformungskräfte. Das Walzen mit Zug (Abb. 20c) strebt demnach die vollendetste Verformung in der gleichförmigen

des Reduzierwalzens überhaupt und ist besonders beim Zweiwalzenkaliber ganz und gar nicht berechtigt. Es ist wirtschaftlich nur begrenzt möglich, Rohre mit Hilfe von Dornen mit genügend schwacher Wand auszuwalzen, so daß die hieraus reduzierten Röhren gleichfalls nur in einem begrenzten Abmessungsbereich herstellbar sind. Um diesen überhaupt auf einen wirtschaftlich brauchbaren Umfang zu erweitern, trachtet man danach, die unvermeidliche Wandstauchung durch Einwirkung des Geschwindigkeitsüberschusses weitest gehend herabzusetzen. Im anderen Falle bliebe ja sonst der Aufgabenbereich von Zweiwalzen-Reduzierwalzwerken nur auf wenige Rohreinheiten mit starker Wand beschränkt.

Herr Gruber führt zum Beweis seiner Ansicht die Gleichgewichtsbedingung beim kontinuierlichen Walzen von Streifen an, die zweifellos für diesen Fall auch Geltung hat, wenn der Walzvorgang zweidimensional aufgefaßt werden kann. Nun liegen beim Reduzierwalzen aber denn doch wesentlich andere Voraussetzungen vor. Abgesehen davon, daß die Walzen beim Reduzieren stets versetzt angeordnet sind, also die einfache Beziehung des zweidimensionalen Walzvorganges schon nicht mehr bestehen kann, findet beim Streifenwalzen unter den angenommenen Voraussetzungen in allen Querschnittsteilen eine gleich große Abnahme statt. Beim Reduzieren hingegen werden nicht nur gekrümmte und geöffnete Walzenbahnen ohne Auflage des Walzgutes angewandt, sondern die Werkstückhöhe ist stets praktisch gleich der Werkstückbreite. Um die Verhältnisse beim Reduzieren zu würdigen, hat man daher vor allem das Kräftespiel im Walzgutquerschnitt zu betrachten (vgl. Abb. 16, 17 und 22). Wird nun von einem um 90° versetzten Walzenpaar ein Zug ausgeübt, dann ist es ohne weiteres klar, daß der Geschwindigkeitsüberschuß eine Abschwächung des Kraftfeldes der an der Rohrwandstauchung beteiligten Druckkräfte bewirkt. Hieraus ergibt sich aber auch, daß im ersten Stich des einlaufenden Rohrendes kein Zug bestehen kann und in allen weiteren Stichen infolge negativen Schlupfes das Feld der eine stauchende Wirkung erzielenden Druckkräfte gegenüber dem Kraftfeld der streckenden Kräfte stark zunimmt, die Rohrenden also in der Wandstärke mehr gestaucht werden als der Rohrmittelteil. Wollte man nun nach Gruber auf die willkürliche Erhöhung der Zugspannung in den Öffnungszonen der Kaliber von Reduzierwalzwerken verzichten, dann wirkt nur der an sich gegebene Geschwindigkeits-

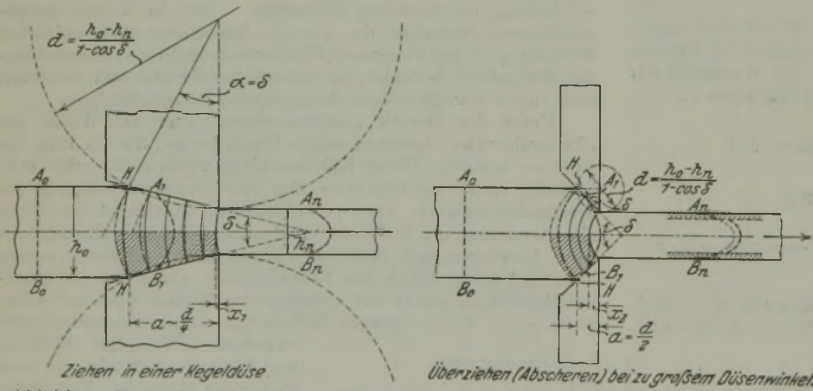


Abbildung 21. Ziehen und Walzen unter annähernd gleichen Verformungsbedingungen.

Ausbildung und Durcharbeitung aller Werkstückteilchen an, erzielt also auch die gleichmäßigste Werkstoffgüte und schaltet unterschiedliche Längs- und Querspannungen annähernd aus.

Die negative, also schädliche Größenänderung des Haftwinkels kann nun so weit gesteigert werden, bis $\gamma = 0$ wird, d. h. die Walzen schleifen mit der Kaliberbahn auf dem Werkstück, ohne dieses durchzuziehen. Wenn ich also von einem geringeren Kaliberschluß sprach, so setzte ich als selbstverständlich die positive Größenänderung des Haftwinkels durch irgendwelche Einflüsse voraus, also die Verringerung des Schlupfes vor den Haftlinien. In keinem Falle sagte ich aber, wie Herr Gruber zu meinen glaubt, daß der größere Zug beim Vierwalzenwalzwerk eine geringere Wandstauchung nach sich ziehe. Dies würde einer Verkennung meiner Ausführungen gleichkommen, da man ja ohne weiteres den Zug beim Zweiwalzen-Kaliberwalzwerk höher

halten kann. Ich betonte hingegen, daß der Zug von Kaliber zu Kaliber beim Vierwalzenkaliber sicherer durchzuführen ist, da das Rohr mit größeren und stärker gedrückten Flächen eingespannt liegt und demnach die Gefahr eines negativen Kaliberschlupfes wesentlich geringer ist als beim Zweiwalzenkaliber. Tatsächlich ist auch der prozentuale Geschwindigkeitsüberschuß beim Vierwalzen-Kaliberwalzwerk, weil nicht in dem Maß erforderlich, meist geringer als bei allen anderen Verfahren, was sich ja auch aus ihrem Wesen ohne weiteres als berechtigt ergibt.

überschuß des um 90° versetzten folgenden Kaliberscheitels auf die Öffnungszone. Daß diese Zugspannung, besonders beim Zweiwalzenkaliber, jedoch nicht ausreicht, um eine wirksame

walzwerken gleichkommen, und ihr wird wohl kein Rohrwerker beipflichten, weil sie zu den jahrzehntelangen Erfahrungen in Widerspruch steht.

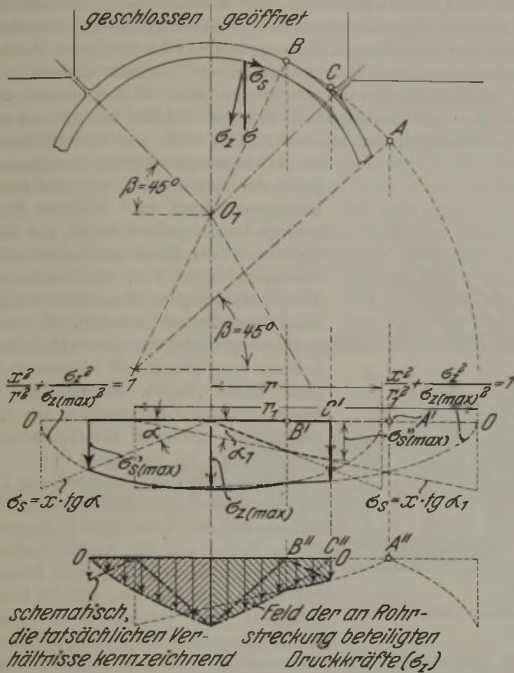


Abbildung 22.
Spannungsverteilung im Vierwalzenkaliber.

Verminderung der Rohrwandstauchung hervorzurufen, läßt sich bei jedem beliebigen Zweiwalzen-Reduzierwalzwerk einwandfrei feststellen. Die Ansicht, zuglos zu reduzieren, um gleiche Wandstärken zu erzielen, würde demnach praktisch einer bedeutenden Einschränkung des Aufgabenbereiches von Zweiwalzen-Reduzier-

Herr Gruber bemängelt, daß ich nicht überzeugend begründet hätte, warum beim Vierwalzen-Kaliberwalzwerk die Rohrenden gegenüber dem Rohrmittelteil weniger gestaucht werden, als dies in allen Zweiwalzen-Kaliberwalzwerken der Fall ist. In Abb. 22 ist in gleicher Weise wie in Abb. 16 und 17 die Spannungsverteilung in einem geschlossenen und geöffneten Kaliberschnitt eines Vierwalzen-Kaliberwalzwerkes dargestellt. Man ersieht hieraus, daß theoretisch in allen Teilen des geöffneten Kalibers nur die an der Rohrwandstreckung beteiligten Druckkräfte überwiegen, d. h. die natürliche Rohrwandstauchung wird in allen Teilen des Kalibers stark eingeschränkt. Praktisch wird dieser Fall jedoch für die Zonen der Kaliberöffnungen nicht ganz erreicht, insbesondere nicht bei geringer Durchmesserabnahme und dementsprechend kleineren Öffnungen. Schon aus der Gegenüberstellung der Abb. 17 und 22 geht jedoch deutlich hervor, daß nicht nur die Wandstauchung im Vierwalzenkaliber gegenüber der im Zweiwalzenkaliber um ein Vielfaches (siehe wie vorhin) geringer und die Zugbeanspruchungen durch die unterschiedlichen Geschwindigkeiten bedeutend ausgeglichener sein müssen, sondern daß auch demzufolge die zum Teil zuglose Reduktion der Rohrenden im Vierwalzenkaliber mit einer wesentlich geringeren unterschiedlichen Wandstauchung in der Rohrlänge verbunden ist, als dies beim Zweiwalzenkaliber der Fall ist. Noch günstiger gestalten sich diese Verhältnisse für das Vierwalzenkaliber-Reduzierwalzwerk, wenn man die um mindestens die Hälfte geringere Stichzahl, den meist kürzeren Kaliberabstand und die wirksamere Ausschaltung des negativen Kaliberschlupfes der Rohrenden beachtet.

Daß kein Verfahren dem Idealfalle entspricht und auch nicht entsprechen kann, rechtfertigt jedoch nicht, die unbestreitbaren Vorzüge des Vierwalzen-Kaliberwalzwerkes in der Weise herabzusetzen, daß man sagt, der Wirkungsgrad wäre nicht gleich 100%. Es kommt doch gerechterweise auf die unterschiedlichen Leistungskennwerte der Reduzierverfahren selbst an. Ich habe daher mit Absicht kennzeichnende Leistungswerte der Reduzierwalzverfahren in Vergleich mit denen des reinen Rohrziehens gestellt und damit absolute und relative Zahlen sprechen lassen, die am deutlichsten die Vor- und Nachteile zu erkennen geben.

Umschau.

Der Weg der Gase im Koksofen.

Der Verkokungsvorgang läßt sich sowohl nach wissenschaftlichen als auch nach praktischen Gesichtspunkten einteilen in Vorwärmzone, plastische Zone sowie Halbkoks- und Kokszone. In jeder dieser drei Zonen findet eine Entgasung statt, deren Stärke vorwiegend von der Beschaffenheit der Kohlen, zum Teil aber auch von den Verkokungsbedingungen abhängt. In engem Zusammenhang mit dem Verlauf der Entgasung stehen Koksbeschaffenheit und Weg der Gase im Koksofen, die Paul Damm und Friedrich Kortan¹⁾ untersuchten. Nach den bisherigen Ergebnissen dürfte es feststehen, daß die in der Vorwärmzone abgespaltenen flüchtigen Bestandteile durch die noch nicht erweichte Kohle in den Gassammelraum aufsteigen, während die in der Halbkoks- und Kokszone entwickelten Gase zu den heißen Ofenwänden wandern. Ueber den Weg der in der plastischen Zone gebildeten Spaltstücke läßt sich heute noch nichts Sicheres sagen. Mit großer Wahrscheinlichkeit ist jedoch anzunehmen, daß die Wagscheide für die Gase in der plastischen Zone selbst liegt, und zwar im Uebergangsbereich zwischen plastischer Zone sowie Halbkoks- und Kokszone. Für Menge und Beschaffenheit der im Kokereibetriebe ausgebrachten Nebenerzeugnisse ist die Lage dieser gasundurchlässigen Zone von Bedeutung, weil die zu den Heizwänden wandernden Gase einer starken Zersetzung anheimfallen, während die durch das Besatzinnere entweichenden Mengen unzersetzt in den Gassammelraum gelangen und erst hier durch Mischung mit den heißen Wandgasen eine gewisse Zersetzung erfahren. Für die Gewinnung der Nebenerzeugnisse kann deshalb eine Beeinflussung des Weges der Gase im Koksofen von Nutzen sein.

Vorrichtung zum Befördern von Knüppeln von einem Rollgang zum andern.

Bei einem bedeutenden Hüttenwerk müssen wegen örtlicher Verhältnisse die von der Walze kommenden und für die Fein- und Drahtstraßen bestimmten Knüppel einen weiten Weg machen.

Der Verbindungsrollgang von der Knüppelstraße zu den Oefen der Feinstrassen liegt so, daß die Knüppel von der Knüppel-

schere aus senkrecht zum Scherenrollgang weiterbefördert werden müssen, hierzu werden sie von Hand vom Scherenrollgang zum Verbindungsrollgang herübergezogen.

Abb. 1a zeigt die ursprüngliche Anordnung: Die Knüppel kommen von der Straße über den Rollgang a, gehen durch die Schere b, werden geschopft und mit Hilfe des Vorstoßes c in die für die Drahtstraßen erforderlichen Längen geschnitten. Fehlenden wandern weiter und gelangen in die angedeuteten Mulden d. Der mit Reibscheiben angetriebene Rollgang e ist der erwähnte Verbindungsrollgang. Alle für die Drahtstraße bestimmten Knüppel wurden von einem Rollgang zum andern in der Pfeilrichtung gezogen und geschwenkt, und zwar je Minute bis zu 8 Stück. Da durchschnittlich ein Knüppel 170 kg wiegt und bis zu 3,5 m lang ist, waren hier zwei kräftige Arbeiter angestrengt tätig; ein auf die Dauer unhaltbarer Zustand.

Eine ganze Reihe von Vorschlägen zur Abhilfe brachte keine befriedigende Lösung. Sie scheiterten an dem knapp bemessenen, durch Kanäle eingegengten Raum, wurden recht verwickelt, dadurch wenig betriebssicher und sehr teuer. Eine Beförderung auf dem alten, in Abb. 1a durch Pfeil angedeuteten Wege ließ sich nicht ermöglichen, und es wurde werksseitig vorgeschlagen, den Knüppel statt wie bisher von rechts, von links her auf den Abfuhrrollgang zu befördern. Zu diesem Zwecke mußte das Ende dieses Rollgangs verlegt und ein Schwenkarm eingebaut werden, der den Knüppel von der linken Seite her auf den Rollgang schwenkt. Der Antrieb dieses Schwenkarms mußte aber auf der rechten Seite seinen Platz finden.

Die beiden ersten Rahmenstücke des Abfuhrrollgangs mit ihren fünf Rollen wurden in der gezeichneten Weise verlegt und der Schwenkarm mit seinem Antrieb wie angegeben untergebracht. Scherenrollgang, Schere, Vorstoß, der Hauptteil des Abfuhrrollgangs mit seinem Antrieb konnten an Ort und Stelle bleiben. So wurde dann gemeinsam mit der Firma Boecker & Terpe, Hagen i. W., eine Betriebseinrichtung geschaffen, die sich gut bewährt. Abb. 1b zeigt den jetzigen Zustand.

Das verlegte Rollgangsende erhielt ein neues Wellenstück, das vom alten Hauptantrieb aus durch drei Kegelräder mit

¹⁾ Glückauf 67 (1931) S. 1339/45 (Kokereiaussch. 38).

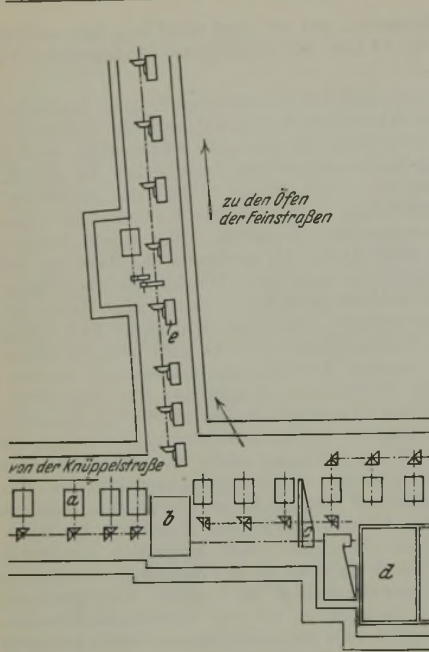


Abb. 1a.

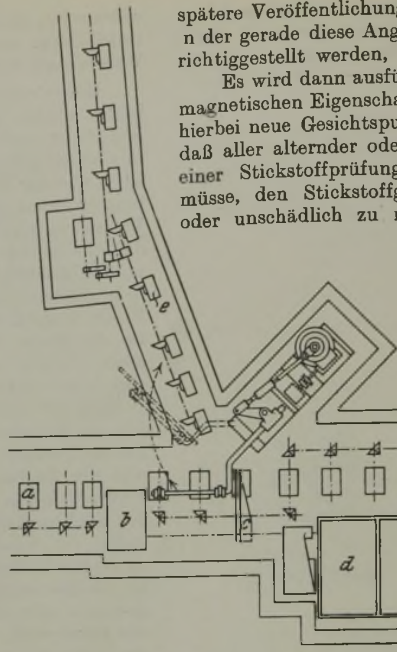


Abb. 1b.

Abbildung 1a und b. Vorrichtung zum Befördern von Knüppeln von einem Rollgang zum andern.

schlanken Kegeln angetrieben wird. Die Schwenkvorrichtung ist unter Flur angeordnet, nur der Schwenkarm bewegt sich über Flur. Dieser Arm erhält eine hin- und hergehende Bewegung durch Schnecken- und Kurbeltrieb. Der Kurbeltrieb begrenzt den Weg zwangsläufig. An dem Schwenkarm sind zwei Klappdaumen angebracht, die den Knüppel, wie punktiert angedeutet, in der Pfeilrichtung vom Scherenrollgang zum Abfuhrrollgang hinüberschaffen. Die Klappdaumen weichen beim Kreuzen mit einem bereits gegen den Vorstoß vorgefahrenen Knüppel aus. Um den Knüppel gut greifen zu können, war es zweckmäßig, die Daumen möglichst weit auseinander zu setzen; daraus ergibt sich die eigenartige Form des Schwenkarms, der kurz vor dem Vorstoßarm in dessen äußerster Stellung abgebogen ist. Zur Betätigung der Schwenkvorrichtung ist ein besonderer Bedienungsmann nicht erforderlich, der Arm ersetzt demnach sämtliche vorher für den Knüppeltransport benötigten Leute. Zum Antrieb wurde ein 8-PS-Motor gewählt, der dem Arm acht Schwenkbewegungen je Minute gibt.

Die beschriebene Einrichtung ist seit etwa zwei Jahren in angestrengtestem Betrieb.

P. Terpe.

Die Löslichkeit von Stickstoff in Stahl.

R. S. Dean¹⁾ bespricht an Hand einer ausführlichen Schriftumsübersicht Erscheinungsform und Bedeutung des Stickstoffes im Stahl, soweit es sich um praktisch beim Schmelzen vorkommende Gehalte handelt. Dean kommt auf Grund von Betrachtungen über die Eisenecke des Systems Eisen und Stickstoff zu der Ansicht, daß die Erscheinung der Blausprödigkeit und der mechanischen Alterung ausschließlich als eine durch Kaltverformung zu beschleunigende Lösungserscheinung einmal ausgeschiedener Eisennitride aufzufassen sei. Demnach enthält also mechanisch alterndes Eisen mehr Stickstoff, als seiner Löslichkeit bei Raumtemperatur entspricht, die unter 0,007% liegen soll. [Die Beweisführung erscheint jedoch sehr gesucht und dürfte die herrschende Auffassung, wonach die magnetische Alterung durch sich ausscheidende Nitride²⁾, die mechanische Alterung nur durch eine sehr bestimmte Teilchengröße und Verteilung verschiedener Elemente bedingt wird³⁾, in keiner Weise entkräftigen können. D. B.] Die Angaben von Köster²⁾ sowie W. Eilender und R. Wasmuth⁴⁾, die nach Ansicht Deans die Löslichkeitsgrenze mit 0,015% annehmen, sind demnach zu hoch. Es dürfte der Aufmerksamkeit Deans entgangen sein, daß gerade Kösten den fraglichen Wert auf Grund von magnetischen Messungen sogar auf höchstens 0,001% festsetzt. Weiterhin findet ein

spätere Veröffentlichung von W. Eilender und R. Wasmuth⁴⁾, in der gerade diese Angaben auf Grund der Versuche von Köster richtiggestellt werden, keine Erwähnung.

Es wird dann ausführlich der Einfluß des Stickstoffes auf die magnetischen Eigenschaften des Eisens besprochen, ohne daß sich hierbei neue Gesichtspunkte ergeben. Dean stellt die Forderung, daß aller alternder oder magnetischen Zwecken dienender Stahl einer Stickstoffprüfung unterzogen und daß versucht werden müsse, den Stickstoffgehalt solcher Stähle bewußt zu senken oder unschädlich zu machen. Um dies zu verwirklichen, ist es naturgemäß wichtig zu wissen, wie groß die Löslichkeit von Stickstoff in flüssigem Eisen ist. Sichere Angaben hierfür liegen jedoch wegen der Schwierigkeit, reines Eisen im Schmelzfluß zu erzeugen, nicht vor, da bereits geringe Verunreinigungen den Stickstoffgehalt stark beeinflussen können. Es wird deshalb vorgeschlagen, die wirkliche Löslichkeit von Stickstoff in reinem flüssigem Eisen durch Herstellung reiner Eisen-Silizium-Legierungen im Quarztiegel und späterer Extrapolation auf reines Eisen zu ermitteln.

Es folgen dann theoretische Ueberlegungen, nach denen der fragliche Wert zwischen 0,001 bzw. 0,01% liegen soll. Unter Bezug auf die Ausführungen von N. Tschischewski²⁾ glaubt Dean, daß vor allem dem Silizium für die Lösungs-fähigkeit von Stickstoff in flüssigem Eisen besondere Bedeutung beizumessen sei. Er hält die neueren Untersuchungen von E. Martin³⁾, der bis zu 1200° auch bei großen Siliziumgehalten nur einen äußerst geringen Einfluß findet, nicht für widersprechend; einmal, da diese nur im festen Zustand gemacht wurden, ferner auch, weil sich möglicherweise bei größeren Siliziumgehalten deren Wirkung umkehrt. So wird auch der niedrige Stickstoffgehalt von Roheisen und die hohe Permeabilität des Siliziumstahles erklärt. Weniger stark stickstoffbindend sind nach Ansicht des Verfassers Mangan und Chrom. Es wird dann kurz die Arbeit von F. Wüst und J. Duhr⁴⁾ besprochen. Diese Forscher beobachteten ein Ansteigen des Stickstoffgehaltes von vorgefrischem Siemens-Martin-Stahl im Elektrofen während der Rückkohlung; dies wird von Dean auf den Einfluß des Siliziums zurückgeführt, das beim Rückkohlern in das Bad gebracht worden sein soll. Diese Erklärung steht nicht im Einklang mit der von Wüst und Duhr gegebenen, wonach es sich um den durch Koks zugabe in das Bad getragenen Kalkstickstoff handelt, was wohl auch wahrscheinlich ist.

F. Brühl.

Stahlguß im Lokomotiv- und Eisenbahnwagenbau.

Einen für die Stahlgießereien wichtigen neuen Weg in der Herstellung von Lokomotiven und Eisenbahnwagen durch weitgehende Verwendung von Stahlguß und die nötigen Werkanlagen beschreibt Edwin F. Cone⁵⁾. An die Stelle der aus gewalzten Profilen, Blechen und Stahlgußteilen zusammengesetzten Lokomotiv- und Wagenuntergestelle treten solche, die aus Stahlguß in einem Stück hergestellt sind. Einige Beispiele dafür, wie weit die Vereinigung der bisher in Einzelteilen ausgeführten Maschinen- und Wagengestelle zu geschlossenen Gußkörpern gesteigert ist, sind nachstehend beschrieben.

In dem Lokomotivrahmen (Abb. 1) sind die beiden Hauptträger, die Zylinder, die Kesselunterstützung, die Plattform für den Führerstand mit allen Versteifungen sowie die Stützpunkte für das Treibgestänge und die Federung in einem Gußstück von 18 m Länge vereinigt. Bei einem Tankwagen ist der Boden des Flüssigkeitsbehälters als Plattform für den Wagen ausgebildet und mit den Pufferführungen und den Abstützungen gegen die Fahrgestelle in einem Stück gegossen.

Zur Herstellung dieser schwierigen und sperrigen Gußstücke haben die American Locomotive Co., die Baldwin Locomotive Works und die American Steel Foundries gemeinsam, unter dem Namen „General Steel Castings Corporation“, in Eddystone, Pa., eine Stahlgießerei mit den der Herstellung dieser

¹⁾ Bureau of Mines, Rep. Invest. Nr. 3076.

²⁾ W. Köster: Arch. Eisenhüttenwes. 3 (1929/30) S. 637/58 (Werkstoffaussch. 162).

³⁾ A. Fry: Arch. Eisenhüttenwes. 3 (1929/30) S. 657/58, Meinungsaustausch.

⁴⁾ Arch. Eisenhüttenwes. 3 (1929/30) S. 659/64.

¹⁾ St. u. E. 50 (1930) S. 632.

²⁾ St. u. E. 36 (1916) S. 147/49.

³⁾ Arch. Eisenhüttenwes. 3 (1929/30) S. 407/16 (Chem.-Aussch. 70); vgl. St. u. E. 49 (1929) S. 1861/63.

⁴⁾ Mitt. K.-W.-Inst. Eisenforsch. 2 (1921) S. 39/57; vgl. St. u. E. 42 (1922) S. 1290/96.

⁵⁾ Iron Age 76 (1931) S. 1416/19.

großen Stücke angepaßten Betriebseinrichtungen errichtet. Bei der Anfertigung dieser Stücke verließ man das bisher übliche Einformen in Kästen und ging weitestgehend zur Verwendung von Kernen über. Die Kernmacherei wurde damit eine der Haupteinrichtungen der Gießerei und ist dementsprechend mit bisher in diesen Ausmaßen nicht bekannten Einrichtungen ausgestattet.

Als Hauptvorteile des Verfahrens bezeichnet Cone die Vereinfachung und Verbilligung der Förderung und vor allem der Trocknung, die bei großen Gußstücken bisher mit Schwierigkeiten verbunden war. Die Kerne, die zu den sperrigen Formen zusammengesetzt werden, werden in der beschriebenen Anlage in einem kontinuierlich arbeitenden Ofen, mit einer Leistungsfähigkeit von 800 t je Tag, getrocknet. Entsprechend sind die Anlagen zur Rückgewinnung und Aufarbeitung der Kernstoffe und die Putzeinrichtung für die Gußstücke. Ein über einem Sandrost verfahrbares Vorputzhaus ist zur Aufnahme der längsten vorkommenden Gußstücke eingerichtet. Das Fertigputzen wird in einem Sandblashauss vorgenommen, das mit einer Fläche von $4,8 \times 21$ m einen ganzen Lokomotivrahmen aufzunehmen

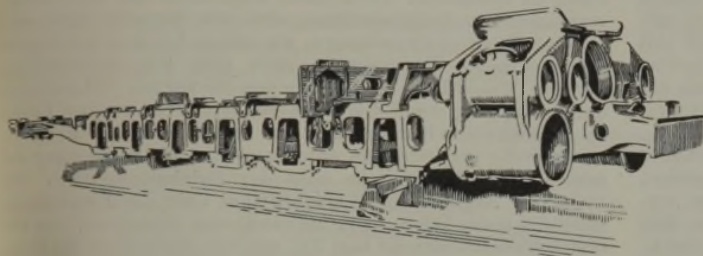


Abbildung 1. Stahlguß-Lokomotivrahmen von 18 m Länge.

vermag. Acht Blasdüsen können gleichzeitig auf ein Stück in Tätigkeit gesetzt werden. Eine ausgedehnte Anlage zur Herstellung von Azetylen und Sauerstoff liefert durch ein Rohrnetz von rd. 1,8 km Länge das Gas zum Abtrennen der Steiger und Angüsse sowie zum Schweißen.

Die Anlage verfügt im ersten Ausbau über eine Formhalle von 350×82 m und eine Bearbeitungswerkstätte von 300×58 m, bei deren Anlage einem weiteren Ausbau Rechnung getragen ist. In einem Ende der Formhalle ist das Ofenhaus mit drei ölgeheizten, basisch zugestellten Siemens-Martin-Oefen untergebracht. Die Jahresleistung der Gießerei beträgt etwa 60 000 t; das Stückhöchstgewicht ist mit 70 t angegeben.

Besondere Beachtung verdient:

1. Das Zusammengehen der beiden größten Lokomotivfabriken mit einem Stahlgußwerk bei Gründung eines Werkes, dessen Sondereinrichtungen dazu bestimmt sind, beide Werke mit Gußteilen zu beliefern, die auf dem allgemeinen Markt nicht zu erhalten wären.
2. Daß trotz dem hohen Stande der Schweißindustrie, die ja auch in Deutschland verwickelte Gußstücke durch geschweißte Konstruktionen ersetzt, amerikanische Werke in diesem Falle 13 000 000 \$ in einer Stahlgießerei mit besonderen Einrichtungen zur Herstellung von Bauteilen anlegen, die bisher durch Verschweißen, Verschrauben und Vernieten von Einzelteilen angefertigt wurden.

Außer einer Verbilligung gegenüber der Anfertigung von Einzelteilen und deren Zusammenbau soll eine Verstärkung der Fahrzeuge erreicht werden.

Man sieht daraus, daß selbst in dem Lande, in dem zuerst der Ersatz von Gußstücken durch geschweißte Konstruktionen eingeführt wurde, die letzten durchaus nicht als allein brauchbare Lösung betrachtet werden. *L. Huy.*

Beiträge zur Eisenhüttenchemie.

(April bis Juni 1931.)

1. Apparate und Einrichtungen.

W. J. Müller und E. Jandl¹⁾ teilen weitere apparative Verbesserungen der Bestimmung der Reaktionsfähigkeit von Koks nach dem bekannten Verfahren von Agde und Schmitt mit. Der Druck der zur Reaktion verwendeten Kohlensäure wird durch Verwendung eines Manostaten während des ganzen Verlaufes der Reaktion gleichmäßig gehalten. Die Feineinstellung des Kohlensäurestromes wird durch Verwendung eines Schlitzhahnes, bei dem Gaseinlaß und Gasauslaß in der Höhe gegeneinander versetzt sind, wesentlich genauer gestaltet. Zur Vermeidung der Gasstöße während des Versuchs wird an

Stelle der zwei Azotometer ein einziges verwendet, das durch seine Bauart, d. i. Teilung in ein Vorratsgefäß und ein Meßrohr durch einen weitgebohrten Hahn, erlaubt, den Durchfluß der Kohlensäure während des ganzen Versuches konstant zu halten, wobei die Bestimmung des Restgases und Kohlenoxyds nach Entfernung der Kohlensäure in gasanalytisch üblicher Weise vorgenommen wird. Weiterhin wird die Arbeitsweise dadurch verbessert, daß die Füllung der Apparatur mit Kohlensäure durch mehrfaches Evakuieren und Nachfüllen von Kohlensäure aus einer Bombe bewirkt wird, wodurch die Vorbereitungszeit eines Versuches von 3 bis 5 h auf $\frac{1}{2}$ h herabgemindert wird.

Eine von A. Schmidt²⁾ beschriebene einfache Apparatur für genaue Analysen von Gasgemischen in Mengen bis zu 3 und 4 cm³ unterscheidet sich von den meisten der gebräuchlichen Apparate für technische Gasanalyse in folgenden wesentlichen Punkten. Es wird nicht das Gasvolumen bei konstantem Druck, sondern der Druck des Gasgemisches bei konstant gehaltenem Volumen gemessen. Die Einstellung auf konstantes Volumen ist genauer als die Einstellung auf den äußeren Druck und experimentell weit bequemer als die Druckeinstellung unter Verwendung eines Kompensationsrohres. Durch ständige Ueberwachung von Außentemperatur und Luftdruck, deren Veränderungen rechnerisch in einfacher Weise berücksichtigt werden können, läßt sich die Analyse auch bei starker Erwärmung oder Abkühlung des Arbeitsraumes und größeren atmosphärischen Druckschwankungen ohne geringste Einbuße an Genauigkeit durchführen. Die Absorptionspipette ist im Sinne einer äußersten Vereinfachung der Apparatur und ihrer Handhabung gleichzeitig als Verbrennungspipette ausgestattet worden. Sie hat keinen schädlichen Raum und ist gleichzeitig für die Makro- und Mikroanalyse geeignet. Die Meßgenauigkeit beträgt bei Anwendung von nur 3 bis 5 cm³ Gas etwa $\pm 0,05$ %, während bei Anwendung größerer Gas Mengen (30 bis 80 cm³) eine Genauigkeit von $\pm 0,01$ % zu erzielen ist. Mit Ausnahme der Bestimmung von Methan neben Aethan und anderen Homologen ist der Apparat für alle praktisch in Frage kommenden Gasgemische verwendbar. Eine vollständige genaue Analyse von Leuchtgas oder Wassergas beansprucht etwa $\frac{1}{2}$ bis 2 h, eine Grubengasanalyse etwa 15 min.

2. Roheisen, Stahl, Erze, Schlacken, Zuschläge, feuerfeste Stoffe u. a. m.

H. A. Bright und G. E. F. Lundell²⁾ beschäftigten sich mit der Bestimmung des Kohlenstoffes in hochschwefelhaltigen Stählen durch direkte Verbrennung. Es ist bekannt, daß die bei der Verbrennung gebildeten Oxydverbindungen des Schwefels Fehler verursachen und darum entfernt werden müssen. Bright und Lundell haben die verschiedenen, für diesen Zweck in Anwendung befindlichen Absorptionsmittel, z. B. mit Ferrosulfat getränkten Asbest, granuliertes Zink, Phosphorperoxyd, Bleisuperoxyd, mit Chromsäure gesättigte verdünnte Schwefelsäure, eine wässrige Chromsäurelösung, vorgelegte trockene Chromate, der Probe beigemengte Stoffe (Menge oder Bleichromat) einer näheren Untersuchung auf ihre Brauchbarkeit unterzogen. Auf Grund ihrer Ergebnisse empfehlen sie für die Absorption des Schwefeldioxyds eine 50prozentige wässrige Lösung von Chromsäure, für die Kondensation des Schwefeltrioxyds einen dichtgepackten Pfropfen aus reinem oder mit Ferrosulfatlösung getränktem Asbest.

Mit der genauen Kohlenstoffbestimmung in rostfreien Stählen befaßt sich C. M. Johnson³⁾. Bei diesen hochchrom- und hochnickelhaltigen Stählen liegt der Kohlenstoffgehalt bei 0,07 %; Analysenabweichungen von 0,01 % C können hierbei nicht zugestanden werden. Die Fehler sind auf unvollständige Verbrennung, auf Verwendung zu grober Bohrspäne und auf zu hohen Schwefelgehalt des Stahles zurückzuführen. Johnson verbrennt daher den Stahl bei hoher Temperatur mit einem Flußmittel und kann darum auch verhältnismäßig grobe Späne verwenden. Er stellt in dem Verbrennungsschiffchen zunächst ein Futter aus kohlenstofffreiem Alundum her, in das die Späne des zu untersuchenden Stahles eingebettet werden, legt dann eine Decke von rotem Bleioxyd auf und deckt dieses mit weiterem Alundum ab. Bei hochschwefelhaltigem Stahl wird eine Waschvorrichtung, gefüllt mit 50 cm³ einer konzentrierten Kaliumpermanganatlösung, zur Absorption des bei der Verbrennung gebildeten Schwefeldioxyds eingeschaltet.

Zur kolorimetrischen Bestimmung von Wolfram in Mengen von 0,1 mg sind die bisher vorgeschlagenen Arbeits-

¹⁾ Gas Wasserfach 73 (1930) S. 1137/44.

²⁾ Bur. Standards J. Research 5 (1930) S. 943/49.

³⁾ Iron Age 127 (1931) S. 549/51.

weisen, wenn überhaupt, so nur mit Schwierigkeit zu verwenden. G. Heyne¹⁾ gibt seine Erfahrungen mit dem Hydrochinon- und Rhodaminverfahren bekannt. Um die Hydrochinonfärbung hervorzurufen, wird die Wolframsäure, die z. B. in stark verdünnter ammoniakalischer Lösung vorliegt, mit wenig Kalilauge versetzt, eingedampft und mit konzentrierter Schwefelsäure bis zum Rauchen erhitzt. Die wasserhelle Lösung von Wolframsäure in Schwefelsäure läßt man erkalten und versetzt sie mit Hydrochinon-Schwefelsäure. Je nach der vorhandenen Menge Wolfram wird bei dem Hydrochinonzusatz die Lösung mehr oder weniger rot. Geringe Mengen Alkalien und Phosphorsäure stören die Färbungen nicht, ebensowenig Nickel. Nitrate müssen vor dem Hydrochinonzusatz restlos zerstört werden. Es stören ferner Eisen, Titan, Chromate und Molybdate. Die Molybdate färben in konzentriert schwefelsaurer Lösung je nach den Versuchsbedingungen rot, braun oder blau. Wolfram neben Molybdän oder auch Wolfram und Molybdän gemeinsam mit Hydrochinon zu bestimmen, ist also nicht möglich. In diesem Falle bewährt sich die andere oben erwähnte Wolfram-Farbreaktion mit Rhodamin B. Zur quantitativen Wolframbestimmung nach diesem Verfahren wird die zu untersuchende eben saure Lösung mit einem Tropfen konzentrierter Salzsäure stärker angesäuert und mit Rhodamin-B-Lösung versetzt. Die Färbung schlägt hierbei von Gelbrot fluoreszierend nach Violett um. Die Bestimmung des Wolframs auf diesem Wege ist nicht so scharf wie die mit Hydrochinon. Die Genauigkeit beträgt schätzungsweise 20 bis 33%. Salzsäure stört nur in ganz großem Ueberschuß, Natriumchlorid und -silikat stören nicht. Molybdän gibt zwar die gleiche Reaktion, aber erst, wenn es in 10- bis 20mal höherer Konzentration vorliegt. Ist also weniger Molybdän als Wolfram vorhanden, so läßt sich eine Wolframbestimmung nach diesem Verfahren durchführen. Bei größeren Molybdänmengen sind diese für sich nach einem geeigneten kolorimetrischen Verfahren zu bestimmen, und der gefundene Wolframwert ist entsprechend zu berichtigen. Ist das Rhodaminverfahren auch weniger empfindlich, so hat es vor dem Hydrochinonverfahren außer der geringen Möglichkeit zu Störungen noch den Vorteil, daß in wässriger und nicht in konzentriert-schwefelsaurer Lösung gearbeitet wird.

Die ausgezeichnete Bestimmungsmöglichkeit des Aluminiums durch Oxychinolin gestattet ganz neue Trennungsverfahren, die wegen der spezifischen Wirkung des organischen Fällungsmittels auf ganz anderer Grundlage aufgebaut sind als die klassischen Trennungsverfahren. Bei den letzten wird das Aluminiumoxyd fast immer mittelbar, als Rest, bestimmt, und dabei gehen alle Fehler in diesen Aluminiumwert ein. Lediglich das bekannte Verfahren der Trennung von Eisen und Aluminium in weinsäurehaltiger ammoniakalischer Lösung durch Schwefelwasserstoff erlaubt eine vollkommen einwandfreie Trennung dieser beiden Grundstoffe. Jedoch ist bei der gebräuchlichen Ausführung dieses Verfahrens die Zerstörung der Weinsäure sehr umständlich. E. Schwarz von Bergkamp²⁾ versuchte daher ob in der weinsäure- und schwefelammonhaltigen Lösung die Bestimmung mit Oxin möglich ist, und fand, daß die Trennung sich sogar sehr einfach, ohne jede Entfernung des Schwefelwasserstoffes durchführen läßt. Bei den Versuchen zeigte sich, daß nach der Fällung des Eisens als Eisensulfid, wenn kein zu großer Ueberschuß an Ammoniak und Schwefelwasserstoff angewendet wird und sich deshalb kein gelbes Schwefelammonium bilden kann, eine unmittelbare Fällung des heißen Filtrates mit Oxinazetat unter gutem Rühren möglich ist. Für 0,1 g Aluminiumoxyd wendet man zweckmäßig 30 cm³ einer 5prozentigen Fällungslösung an. Hat die Lösung nach dem Fällen noch 5 min heiß gestanden, so ist der Niederschlag grobkristallinisch und leicht filtrierbar. Auch die Trennung von Eisen-Titan-Aluminium ist ohne besondere Umwege im Analysengang möglich, wobei kleine Mengen von Phosphorsäure ohne Einfluß auf die Ergebnisse sind. Zunächst wird das Eisen wie zuvor als Eisensulfid abgeschieden, dann wird in dem kalten weinsäurehaltigen Filtrat das Titan als Komplexsalz durch die bekannte Fällung mit Kupferron bestimmt. In der vom Titaniederschlag abfiltrierten und erhitzten Lösung wird, wie oben, das Aluminium mit Oxinazetat abgeschieden. Bei Gesteinsanalysen fallen mit dem Eisensulfid auch etwa vorhandene Sulfide der Schwefelammoniumgruppe. Mit Kupferron werden außer dem Titan noch gefällt Zirkon, Thorium und Cer, während beim Aluminium in der Hauptsache noch Gallium, Skandium, Beryllium und die seltenen Erden zu suchen wären.

Für die Bestimmung der Magnesia in Portlandzementen und ähnlichen Stoffen empfehlen J. C. Red-

mond und H. A. Bright¹⁾ die Fällung mit 8-Hydroxychinolin und die Titration des Niederschlages in saurer Lösung mit Bromat-Bromid-Lösung. Das Verfahren soll genau und viel schneller auszuführen sein als das übliche Phosphatverfahren.

3. Brennstoffe, Gase, Oele u. a. m.

F. Schuster²⁾ berichtet über die Bestimmung von Asche, Elementarzusammensetzung und Heizwert von Kohle. Der bei vollständiger Verbrennung von Kohlen verbrennende Rückstand, die Asche, wird vielfach mit den mineralischen Bestandteilen der ursprünglichen Kohle, aus denen die Asche entsteht, der Menge nach gleichgesetzt. Die Kohlen bestehen im trockenen Zustand aus der brennbaren Reinkohlesubstanz und den nicht brennbaren mineralischen Bestandteilen. Die Bestimmung der letzten, der „wahren Asche“, kann auf verschiedenem Wege erfolgen, zunächst durch quantitative Berücksichtigung der Veraschungsreaktionen. Hierzu sind von verschiedenen Forschern Formeln aufgestellt worden, die ermöglichen sollen, durch ergänzende Untersuchungen aus der gefundenen Asche die wahre Asche zu bestimmen. Da es kaum möglich ist, alle Veraschungsreaktionen zu berücksichtigen, sind die Formeln mehr oder weniger Näherungsbeziehungen, die jedoch bei Berücksichtigung der wichtigsten Umsetzungen recht gute Ergebnisse zeitigen können. Weiter kann die Bestimmung der wahren Asche erfolgen durch Trennung der Kohle in Anteile mit verschiedenem Gehalt an mineralischen Bestandteilen und Beobachtung der Heizwertveränderung und fernerhin durch unmittelbare Bestimmung der mineralischen Bestandteile oder der Reinkohlesubstanz. Die bisherigen Angaben im Fachschrifttum über die Elementarzusammensetzung liefern keine einwandfreien Ergebnisse. Der Gesamtkohlenstoff stammt zum Teil aus den Karbonaten der mineralischen Bestandteile, der Gesamtwasserstoff zum Teil aus dem Hydratwasser der wahren Asche. Der Gesamtschwefel setzt sich aus dem Pyritschwefel, dem an sich vernachlässigbaren Sulfatschwefel der Kohle und dem organischen Schwefel zusammen. Die Karbonate und das Hydratwasser haben einen erheblichen Sauerstoffgehalt, der beim Differenzsauerstoff unberücksichtigt bleibt, wozu sich noch jene Fehler gesellen, die dadurch zustande kommen, daß wahre Asche und Glührückstand nicht gleichbedeutend sind. Schuster erläutert die Beziehungen, aus denen sich die wahre Elementarzusammensetzung ergibt, und prüft an einer Trockenkohle die zahlenmäßige Veränderung der Zusammensetzung der Reinkohle gegenüber der bisherigen Form:

	bisher	neu
Kohlenstoff	85,62 %	86,67 %
Wasserstoff	5,00 %	4,98 %
Stickstoff	1,67 %	1,69 %
Schwefel	1,67 %	1,10 %
Sauerstoff	6,04 %	5,56 %

Die Abweichungen für manche Bestandteile sind größer als die analytischen Fehlergrenzen. Was den Heizwert der Kohlen betrifft, so wird fast allgemein, um vom experimentell gefundenen Heizwert zum Heizwert der Reinkohle zu gelangen, die Verbrennungswärme des Pyrits nicht berücksichtigt und für die Asche der Wert des Glührückstandes eingesetzt, was fehlerhaft ist. Die hierfür angegebenen Formeln werden stets nur Näherungswerte liefern. Auch die Vorschläge, den Heizwert der Reinkohlesubstanz aus der Zusammensetzung der Kohle zu berechnen, wurden bisher fast ausschließlich auf Grund der alten, an sich fehlerhaften Elementarzusammensetzungen und Aschenwerte geprüft. Diese Heizwertformeln müssen unter der Annahme einer einwandfreien Elementaranalyse geprüft werden.

Ueber die Bestimmung des Phenolgehaltes in Gaswässern und Abwässern von Gaswerken, Kokereien und ähnlichen Anlagen macht H. Bach³⁾ nähere Angaben. Versuche haben ergeben, daß der Phenolgehalt der Gaswässer langsam zurückgeht und darum sofort nach Entnahme der Probe mit Natriumhydroxyd festgehalten werden muß. Diese Maßnahme ist im übrigen auch deshalb zu empfehlen, weil man durch die Alkalisierung auch die Phenole aus etwa anwesenden Teertropfen miterfaßt und verschiedene Verunreinigungen abgeschieden und später abfiltriert werden können. Bei Abwässern von Ammoniakabtreibeapparaten ist die besondere Fixierung der Phenole nicht erforderlich, da sie in diesen Abwässern an Kalk gebunden sind. Die zunächst durch geeignete Vorbereitung in Natriumphenolate übergeführten gesamten Phenole werden mit einer Bromat-Bromid-Lösung versetzt, die beim Ansäuern mit Schwefelsäure eine bestimmte Brommenge freigibt; von letzter

¹⁾ Z. angew. Chem. 44 (1931) S. 237/38.

²⁾ Z. anal. Chem. 83 (1931) S. 345/50.

¹⁾ Bur. Standards J. Research 6 (1931) S. 113/20.

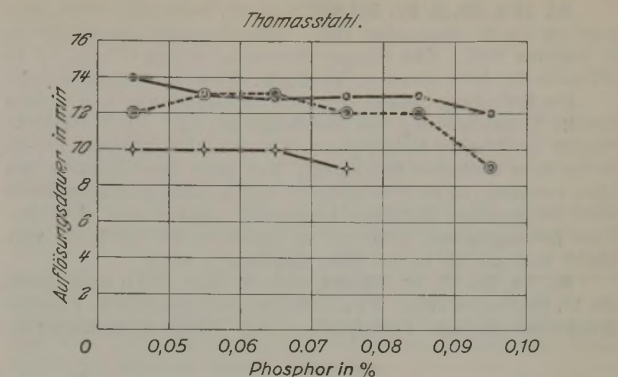
²⁾ Gas Wasserfach 74 (1931) S. 629/35.

³⁾ Gas Wasserfach 74 (1931) S. 331/34.

wird ein Teil an Phenol als Tribromphenol gebunden, ein gleich großer Teil in Bromwasserstoffsäure umgewandelt, während der Rest als freies Brom in Lösung geht. Dieses freie Brom wird bestimmt, indem man nach Zufügen von Jodkalium eine dem freien Brom äquivalente Jodmenge in Freiheit setzt und mit Natriumthiosulfat und Jodzinkstärkekleister titriert. Nach Abzug der so bestimmten Teilbrommenge von der gesamten aus der Bromat-Bromid-Lösung freigemachten verbleibt die Brommenge, aus der sich der Phenolgehalt der untersuchten Flüssigkeitsmenge in Milligramm errechnet. Eine Bestimmung beansprucht einen Zeitaufwand von 3½ bis 4 h; bei mehreren Bestimmungen nebeneinander verkürzt sich die Zeitdauer entsprechend der Anzahl, so daß vier Bestimmungen etwa 5 bis 6 h in Anspruch nehmen. Die nach dem angegebenen Arbeitsgang bestimmten Phenolgehalte zweier Parallelproben weichen in der Regel bis etwa 25 mg/l, ausnahmsweise bis 50 mg/l, voneinander ab; die Uebereinstimmung ist um so schärfer, je mehr Phenol in der untersuchten Probe enthalten ist. Für Wasser mit nur geringem Phenolgehalt eignet sich daher dieses Verfahren nicht. A. Stadel.

Eigentümliche Beobachtungen bei der Auflösung von Stahl in Säuren.

In Abb. 4 der obigen Arbeit von K. Daeves, E. H. Schulz und R. Stenkhoff¹⁾ beginnt der Maßstab der Abszisse: Phosphor-



gehalt in % irrtümlich mit 0,01 statt mit 0,05. Wir geben deshalb vorstehend das Bild mit der geänderten Abszissenbezeichnung nochmals wieder.

¹⁾ Vgl. St. u. E. 51 (1931) S. 1398.

Patentbericht.

Deutsche Patentanmeldungen¹⁾.

(Patentblatt Nr. 45 vom 12. November 1931.)

Kl. 7 a, Gr. 7, St 47.30. Universalwalzwerk. Heinrich Stütting, Witten a. d. Ruhr, Roonstr. 16.

Kl. 7 a, Gr. 26, Sch 92 854. Kühlbettanordnung mit zwei oder mehreren hintereinanderliegenden Kühlbetten. Schloemann A.-G., Düsseldorf, Steinstr. 13.

Kl. 10 a, Gr. 14, St 46 215. Einrichtung zum Herstellen eines Kohlekuchens durch Pressen. Carl Still, Recklinghausen, Kaiserwall 21.

Kl. 10 a, Gr. 22, H 108.30. Verfahren zur Verkokung von festen Brennstoffen in diskontinuierlich betriebenen liegenden Kammeröfen. Dr.-Ing. E. h. Gustav Hilger, Gleiwitz i. O.-S., Marienstr. 1 a.

Kl. 10 a, Gr. 36, K 307.30. Verfahren zur Herstellung stückigen Koks aus nicht backender Braunkohle. Dr. Karl Krisko, Brünn (Tschechoslowakei).

Kl. 18 a, Gr. 18, S 91 325. Verfahren und Vorrichtung zum Reduzieren von Erzen, insbesondere Eisenerzen. William Henry Smith, Detroit (V. St. A.).

Kl. 18 b, Gr. 20, K 115 636. Rollen und Ringe für Rollengeräte aus Chromnickelstahl. Fried. Krupp A.-G., Essen.

Kl. 24 e, Gr. 10, P 78.30. Verfahren zum Kühlen des eisernen Schachtdoppelmantels von mit Unterdampf betriebenen Gaserzeugern. Julius Pintsch A.-G., Berlin O 27, Andreasstr. 71—73.

Kl. 31 c, Gr. 18, M 113 032. Verfahren und Vorrichtung zum Herstellen von Gußstücken durch Schleuderguß. Dr. Wilhelm Müller, Berlin S 59, Hasenheide 6.

Kl. 31 c, Gr. 23, J 280.30. Wassergekühlte, doppelwandige Kokille zum Gießen von plattenförmigen Gußstücken. Otto Junker, Lammersdorf (Kr. Monschau).

Deutsche Gebrauchsmuster-Eintragungen.

(Patentblatt Nr. 45 vom 12. November 1931.)

Kl. 18 a, Nr. 1 194 404. Schmelzeisenpaket für den Schrotteisenbetrieb. Waldemar Lindemann, Düsseldorf, Oststr. 150.

Kl. 18 a, Nr. 1 194 599. Formstein für Stein-Rekuperatoren. Huth & Röttger, G. m. b. H., Dortmund, Luisenstr. 10.

Kl. 24 c, Nr. 1 194 015. Gitterstein für Wärmespeicher. Werner Studte, Düsseldorf, Wilhelmplatz 9.

Kl. 24 c, Nr. 1 194 114. Gitterkammerstein mit gegeneinander versetztem Keilformat zur Errichtung von Gitterkammern bei Siemens-Martin-Öfen u. dgl. Nicolaus Scholtes, Hostenbach a. d. Saar.

Deutsche Reichspatente.

Kl. 31 c, Gr. 23, Nr. 532 169, vom 8. Oktober 1925; ausgegeben am 24. August 1931. Alfred Brennecke in Berlin-Südende. *Verfahren zum Herstellen scharf ausgeprägter Gußkörper aus höchstschmelzenden Metallegierungen, wie Wolframkarbid.*

Die Legierungen werden innerhalb des Ofenraums, in dem sie geschmolzen wurden, vergossen. Das Metall wird bei nicht abgestelltem Ofen in Formen gegossen, die um so viel kälter gehalten

¹⁾ Die Anmeldungen liegen von dem angegebenen Tage an während zweier Monate für jedermann zur Einsicht und Einsprucherhebung im Patentamt zu Berlin aus.

sind als der Schmelzraum, so daß die für das Gefüge des Gußstücks nachteiligen, beim Uebergang aus dem flüssigen in den zähflüssigen oder festen Zustand auftretenden Umwandlungen im Metall vermieden werden.

Kl. 18 b, Gr. 20, Nr. 532 409, vom 1. Juni 1928; ausgegeben am 27. August 1931. I.-G. Farbenindustrie A.-G. in Frankfurt a. M. (Erfinder: Dr. Wilhelm Gaus in Heidelberg und Dr. Leo Schlecht in Ludwigshafen a. Rh.) *Verfahren zur Herstellung von Eisenlegierungen.*

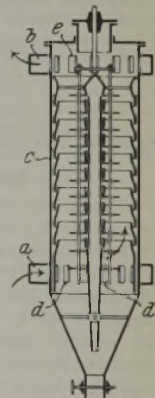
Feinverteiltes Eisen, das aus Eisenkarbonyl gewonnen wurde, wird mit den anderen Legierungsbestandteilen, die ganz oder teilweise in Form von Oxyden od. dgl. vorliegen, unter reduzierenden Bedingungen unterhalb des Schmelzpunkts zweckmäßig bei etwa 1000° erhitzt. Vor dieser Erhitzung oder gleichzeitig oder nachträglich kann eine Druckbehandlung vorgenommen werden.

Kl. 31 c, Gr. 13, Nr. 532 520, vom 7. September 1926; ausgegeben am 29. August 1931. Heraeus-Vacuumschmelze A.-G. und Dr. Wilhelm Rohn in Hanau a. M. *Verfahren zur Herstellung nahezu lunkerfreier Gußstücke aus Induktionsöfen und Vorrichtungen dazu.*

Man läßt die Metalle oder Legierungen am Ort der Schmelzung erstarren, leitet aber den Erstarrovorgang so, daß er langsam und allmählich von unten nach oben an sämtlichen Querschnittsflächen der Schmelze gleichmäßig fortschreitet.

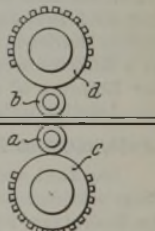
Kl. 12 e, Gr. 5, Nr. 533 036, vom 29. März 1929; ausgegeben am 7. September 1931. Siemens-Schuckertwerke A.-G. in Berlin-Siemensstadt. (Erfinder: Dipl.-Ing. Richard Heinrich in Berlin-Südende.) *Elektrischer Fliehkraftgasreiniger.*

Die zu reinigenden Gase gehen in Schraubenwindungen durch einen Reiniger mit rohrförmiger Kammer von rundem Querschnitt hindurch. Der Einführungs- und der Ableitungskanal a, b für die Gase sind um die Kammerwandung c schneckenförmig herumgelegt und durch eine Anzahl Oeffnungen d, e mit dem Kammerinnern verbunden. Der Gasstrom bewegt sich deshalb zwar in Schraubenwindungen durch die Kammer hindurch, aber die Fliehkraftbeschleunigung der Gase wird dabei nicht zu groß.



Kl. 7 a, Gr. 12, Nr. 533 771, vom 18. April 1929; ausgegeben am 18. September 1931. Siemens & Halske A.-G. in Berlin-Siemensstadt. (Erfinder: Dr. Hans Gerdien in Berlin-Grünwald.) *Bandwalzwerk zum Herstellen von Feinblech.*

Den Arbeitswalzen a, b sind Stützwalzen c, d von größerem Durchmesser zugeordnet, die dazu benutzt werden, die Stromzuführung zu den Arbeitswalzen zu vermitteln.

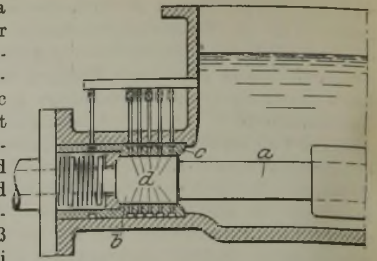


Kl. 18 c, Gr. 3, Nr. 532 882, vom 28. September 1928; aus- gegeben am 5. September 1931. Amerikanische Priorität vom 3. Oktober 1927. The Singer Manufacturing Company in Elizabeth, New Jersey, V. St. A. *Kohlungseinrichtung*.

Die Erfindung bezieht sich auf eine Einrichtung zum Kohlen zwecks Einsatzhärtung von Stahlteilen od. dgl. Die Werkstücke werden mit frischer Kohlungsmasse in eine Hilfskiste gepackt, die in die leere Glühkiste hineinpaßt. Hat dann eine Glühkiste den Ofen verlassen, so wird sie entleert, und in diese noch heiße Kiste wird die gepackte Hilfskiste eingesetzt. Darauf wird die Hilfs- kiste herausgehoben, während ihr Inhalt in der Glühkiste ver- bleibt und mit ihr in den Ofen eingefahren wird.

Kl. 7 a, Gr. 17, Nr. 533 684, vom 22. März 1930; ausgegeben am 17. September 1931. Ewald Röber in Düsseldorf. *Flüssig- keitsbremse für das Vorholgestänge von Pilgerschrittwalzenwerken*.

Am Vorholgestänge a ist ein zylindrischer Bremskolben b ange- bracht, der in einer ent- sprechenden Büchse c läuft. Diese Büchse ist mit Wasseraustrittsöff- nungen d versehen und die Öffnungen sind durch Drosselventile regelbar gemacht, so daß der Bremskolben bei wechselnden Beanspruchungen immer den ganzen Bremsweg in der Büchse zurücklegt und der Bremswiderstand auf dem ganzen Wege nicht sinkt.



Statistisches.

Die Rohstahlgewinnung des Deutschen Reiches im Oktober 1931¹⁾. In Tonnen zu 1000 kg.

Bezirk	Rohblöcke						Stahlguß			Insgesamt	
	Thomas- stahl-	Besse- mer- stahl-	Basische Siemens- Martin- Stahl-	Saure Siemens- Martin- Stahl-	Tiegel- und Elektro- stahl-	Schweiß stahl- (Schweiß- eisen-)	basischer	saurer	Tiegel- und Elektro-	1931	1930
Oktober 1931: 27 Arbeitstage, 1930: 27 Arbeitstage											
Rheinland-Westfalen	217 481		254 212	5 207	5 481		6 691	2 334	198	491 633	710 533
Sieg-, Lahn-, Dillgebiet u. Oberhessen	—		8 798	—			92		—	9 651	18 880
Schlesien	—		20 614	—	180		353	198		21 224	21 479
Nord-, Ost- u. Mitteldeutsch- land		6	31 289	—		2 433	2 013	160	595	43 714	67 842
Land Sachsen	24 774		19 196	—			381			20 062	21 903
Süddeutschland u. Bayerische Rheinpfalz			111	—			155			16 869	17 027
Insgesamt: Oktober 1931	242 255	6	334 220	5 207	5 661	2 433	9 685	2 893	793	603 153	—
davon geschätzt	—	—	3 500	—	290	—	215	165	46	4 216	—
Insgesamt: Oktober 1930	392 577	—	430 562	7 544	8 111	2 476	10 295	4 731	1 368	—	857 664
davon geschätzt	—	—	5 500	—	30	—	—	—	—	—	5 530
Durchschnittliche arbeitstägl. Gewinnung										22 339	31 765
Januar bis Oktober ²⁾ 1931: 256 Arbeitstage, 1930: 256 Arbeitstage											
Rheinland-Westfalen	2 525 215		3 161 100	68 454	77 306		66 320	29 714	3 519	5 931 976	8 102 178
Sieg-, Lahn-, Dillgebiet u. Oberhessen	—		155 664	—			1 945		—	167 800	216 499
Schlesien	—		274 693	—	7 866		2 540	3 120		281 090	304 081
Nord-, Ost- u. Mitteldeutsch- land		12	359 912	—		19 365	18 207	3 191	8 411	519 454	935 978
Land Sachsen	279 758		220 413	—			5 224			232 221	277 533
Süddeutschland u. Bayerische Rheinpfalz			8 966	—			2 235			173 323	219 801
Insgesamt: Jan./Okt. 1931	2 804 973	12	4 180 748	68 454	85 172	19 365	96 471	38 739	11 930	7 305 864	—
davon geschätzt	—	—	49 500	—	740	—	465	250	96	51 051	—
Insgesamt: Jan./Okt. 1930	4 471 930	—	5 174 883	93 916	88 649	24 092	127 850	57 282	17 468	—	10 056 070
davon geschätzt	—	—	64 000	—	710	—	—	—	—	—	64 710
Durchschnittliche arbeitstägl. Gewinnung										28 539	39 282

¹⁾ Nach den Ermittlungen des Vereins Deutscher Eisen- und Stahl-Industrieller. — ²⁾ Unter Berücksichtigung der Berichtigungen für Januar bis September 1931 einschließlich.

Die Saarkohlenförderung im September 1931.

Nach der Statistik der französischen Bergwerksverwaltung betrug die Kohlenförderung des Saargebietes im September 1931 insgesamt 889 801 t; davon entfallen auf die staatlichen Gruben 855 727 t und auf die Grube Frankenholtz 34 074 t. Die durchschnittliche Tagesleistung betrug bei 19,91 Arbeits- tagen 44 700 t. Von der Kohlenförderung wurden 77 893 t in den eigenen Werken verbraucht, 30 625 t an die Bergarbeiter geliefert, 30 009 t den Kokereien und 82 t den Brikettfabriken zugeführt sowie 737 916 t zum Verkauf und Versand gebracht. Die Haldenbestände vermehrten sich um 13 273 t. Insgesamt waren am Ende des Berichtsmonats 530 097 t Kohle, 16 020 t Koks und 33 t Briketts auf Halde gestürzt. In den eigenen angegliederten Betrieben wurden im September 1931 21 378 t Koks und 91 t Briketts hergestellt. Die Belegschaft betrug einschließlich der Beamten 57 433 Mann. Die durchschnittliche Tagesleistung der Arbeiter unter und über Tage belief sich auf 913 kg.

Großbritanniens Roheisen- und Stahlerzeugung im Oktober 1931.

Die Zahl der in Betrieb befindlichen Hochöfen belief sich Ende Oktober auf 66 oder 4 mehr als zu Beginn des Monats. An Roheisen wurden im Oktober 288 700 t gegen 252 200 t im September 1931 und 421 600 t im Oktober 1930 erzeugt. Davon

entfallen auf Hämatit 54 200 t, auf basisches Roheisen 119 900 t, auf Gießereiroheisen 95 600 t und auf Puddelroheisen 13 100 t. Die Herstellung von Stahlblöcken und Stahlguß betrug 464 700 t gegen 406 900 t im September 1931 und 520 700 t im Oktober 1930.

Frankreichs Eisenerzförderung im Juli und August 1931.

Bezirk	Förderung		Vorräte am Ende des Monats August 1931	Beschäftigte Arbeiter	
	Juli 1931	August 1931		Juli 1931	August 1931
	t	t	t		
Metz, Dieden- hofen	1 349 616	1 268 245	1 685 834	11 901	11 858
Loth- ringen Brier et Meuse	1 398 582	1 341 191	1 579 098	12 236	12 101
Longwy	189 764	191 115	231 190	1 536	1 507
Nanzig	88 200	83 957	269 750	1 280	1 223
Minières	23 055	21 514	10 430	205	197
Normandie	165 828	151 798	166 732	2 595	2 629
Anjou, Bretagne	32 593	24 345	155 762	1 003	981
Pyrenäen	5 019	5 642	6 532	346	373
Andere Bezirke	3 158	1 131	12 997	136	57
zusammen	3 255 815	3 088 938	4 018 325	31 238	30 926

Wirtschaftliche Rundschau.

Die Verbandsbildung in der japanischen Eisenindustrie.

Die Bestrebungen zur Verbandsbildung in der japanischen Eisenindustrie sind verhältnismäßig jung. Versuche, durch Zusammenschlüsse ein wirtschaftlicheres Arbeiten zu ermöglichen, gehen bis zum Jahre 1924 zurück, jedoch kam man zunächst über gewisse Ansätze nicht hinaus. Darum gab es bis zum Einsetzen der allgemeinen Weltwirtschaftskrise in der Mitte des Jahres 1930 in der japanischen Eisen- und Stahlindustrie nur vier Zusammenschlüsse, die man nach europäischen Begriffen als mehr oder minder verbandsartige Organisationen bezeichnen konnte. Daneben bestanden noch zwei losere Vereinigungen von Vertretern der führenden Werke, deren jede über eine Art von eigenem Arbeitsorgan für die Durchführung ihrer besonderen Aufgaben verfügt.

Im Mai 1926 wurde die Verkaufsvereinigung der Roheisenerzeuger (Sentetsu Kyodo Kumiai) gegründet, die hier kurz als „Roheisensyndikat“ bezeichnet wird. Die Vereinigung umfaßt jedoch nicht alle Roheisen erblasenden Werke. Sie war ursprünglich als eine Verkaufsorganisation der Werke gedacht, die ihr Roheisen überwiegend auf dem Markt verkauften.

Die Abmachungen scheinen sich innerhalb des Roheisensyndikats bisher darauf beschränkt zu haben, den Mitgliedern die Verpflichtung aufzuerlegen, von den Mengen des Roheisens, das nicht in eigenen Betrieben verbraucht oder auf Bestellung hin hergestellt worden war, 50 % dem Syndikat zu besonders festgesetzten Verbandspreisen zu überlassen; die restliche Menge Roheisen durfte von den Werken freihändig verkauft werden. Die Tätigkeit des Syndikats als Verkaufsverband war danach nicht sehr weitreichend angelegt; sie scheint sich allmählich mehr in der Richtung einer allgemeinen Vertretung der handelspolitischen Belange seiner Werke, vor allem in schutzzöllnerischer Hinsicht, entwickelt zu haben. Einen Einfluß auf die Erzeugungspolitik seiner Mitgliederwerke scheint das Roheisensyndikat nie ausgeübt und auch wohl nicht angestrebt zu haben.

Weiterhin wurde im Mai 1926 auf die Dauer von sieben Jahren die Organisation der Stabeisenwalzwerke (Joko Bun-ya Kyotei Kai) gegründet, eine Art Kartell in loser Form für die Verteilung der Herstellung von Stabeisen in den verschiedenen Stärken auf die einzelnen Werke; Teilnehmer sind zehn private Walzwerke sowie die Staatswerke.

Aus diesem Kartell ging dann das im April 1929 auf drei Jahre gegründete private Stabeisenkartell (Kozai Rengokai) hervor. Dieser Verband umfaßt in einer östlichen (Kwanto-) und in einer westlichen (Kwansai-) Gruppe je drei Stabeisenwalzwerke und verteilt auf diese nach einem vereinbarten Schlüssel die Herstellung an rundem üblichen Stabeisen, an rundem Stabeisen von 12 mm Stärke und an flachem Stabeisen in den Abmessungen von 38 bis 65 mm.

Schon vor der Gründung dieses „privaten Stabeisenkartells“ hatten im November 1927 die drei Stabeisenwalzenden Werke des Kwanto- (östlichen) Gebiets: „Kamaishi-Kozan“, „Nihon Kokan“ und „Fuji Seiko“, das Stabeisen-Verkaufssyndikat für das Kwanto-Gebiet (Kwanto Kozai Hanbai Kumiai) ins Leben gerufen, dem sich im Jahre 1930 auch die Staatswerke anschlossen.

Außer diesen vier strafferen Verbänden bestanden noch, wie eingangs erwähnt, zwei losere Vereinigungen. Es handelt sich hier einmal um den schon im Jahre 1915 gegründeten Eisen- und Stahl-Rat (Tokko Kyogikai), dessen Arbeitsorgan die Kommission für die Kontrolle des Verkaufs von Walzwerkzeugen (Kozai Hanbai Tosei Jinkai) ist. Dieser Ausschuß bearbeitet hauptsächlich gewisse organisatorische Fragen innerhalb der gesamten Schwerindustrie, so z. B. die Bildung von Verkaufssyndikaten der einzelnen Werke.

Die andere Vereinigung ist der Stahl-Industriellen-Klub (Seiko Konvakai). Die ihm angegliederte Vereinigung der Stahlindustriellen für gemeinsamen Einkauf von Rohstoffen (Seiko Genryo Kyodo Kobai Kai) hält vor allem die Verbindung der Stahlwerke mit dem Roheisensyndikat aufrecht.

Die Syndikatsgründungen nach dem Einsetzen des Wirtschaftsniederganges.

Bis zum Februar 1931 wurden dann folgende Organisationen der japanischen Grobeisenindustrie ins Leben gerufen:

Am 1. August 1930 gründeten die vier Feinblechwalzwerke Kamasaki Fukiai-Werk, Tokoyama Tetsuban K.K., Nakayama Usu tetsuban Kojo und Hihon Kogyo zusammen mit den Staats-

werken die Vereinigung der japanischen Feinblechhersteller (Nihon Kuroita Kuchan Kumiai), eine Art Preis- und Erzeugungskartell, dessen Vereinbarungen zunächst nur Feinbleche in der Stärke B.W.G. 30 betrafen.

Am 15. Oktober 1930 verständigten sich die Staatswerke mit dem Kobe Seikoshō über die Regelung des Verkaufs von Walzdraht von 5,5 mm Stärke durch die Gründung eines bis zum Mai 1935 geltenden Walzdraht-Verkaufssyndikats (Nihon Senzai Kuchan Kumiai). Die in diesem Syndikat zusammengeschlossenen Werke haben ein Erzeugungsabkommen getroffen und sich über den gemeinsamen Verkauf von Walzdraht von 5,5 mm Stärke verständigt.

Am 27. Oktober 1930 wurde die Gründung eines Verkaufssyndikats für Mittelbleche (Chu ito Kuchan Kumiai), in den Stärken 1,6 bis 6 mm, durch die Yawata-Werke und das Tokai Kogyo-Werk vollzogen. Das Abkommen ist vorläufig nur bis Mai 1931 getroffen.

Am 14. Februar 1931 wurde in Osaka schließlich noch ein Verkaufssyndikat für Grobbleche (Atsu ito Kuchan Kumiai), über 6 mm, gegründet, das die Staatswerke, das Fukiai-Werk des Kawasaki-Konzerns, die Walzwerksabteilung der Asano-Werft und das Tokai Kogyo-Werk umfaßt.

Die neuerlichen Absatzschwierigkeiten und der Fehlschlag der schutzzöllnerischen Pläne gaben der Zusammenschlußbewegung einen neuen Anstoß. Die bedeutendsten privaten Werke verständigten sich mit den Staatswerken über den gemeinsamen Verkauf der noch nicht syndizierten Walzwerkzeugnisse und die Errichtung entsprechender neuer Verkaufssyndikate. So wurde am 16. März 1931 von den Staatswerken und dem Kamaishi-Kozan-Werk ein Verkaufssyndikat für kleines Winkelleisen (Kagata Yamagata Ko Kuchan Kumiai), unter 50 mm, gegründet, das bestimmte Verkaufssätze aufstellt und die Preise fortlaufend festsetzt. Am 20. März folgte dann die Gründung eines Verkaufssyndikats für mittleres Winkelleisen (Chu gata Yamagata Ko Kuchan Kumiai) durch die Staatswerke, die Nihon Kokan und das Tokai Kogyo-Werk.

Als letzte Organisation der japanischen Grobeisenindustrie wurde schließlich am 27. März 1931 in dem Kartell für Feinbleche eine neue Abteilung für Bleche in den Stärken über B.W.G. 30 gegründet, die den Namen Japanisches Schwarzblech-Verkaufssyndikat, Abteilung für stärkere Bleche (Nihon Kuroita Kuchan Kumiai, Atsu monobu) erhielt, während die bisher schon bestehende Vereinigung nunmehr Abteilung für feinere Bleche (Nihon Kuroita Kuchan Kumiai, Usu monobu) genannt wird.

Im allgemeinen kann man sagen, daß diese Verbandsbildungen einen wesentlichen Schritt vorwärts auf dem Wege einer Festigung der Zustände auf dem japanischen Eisen- und Stahlmarkt bedeuten, der durch stockenden Absatz bei gleichzeitiger Uebererzeugung, durch den ständigen Druck wachsender Lagerbestände sowie durch ungezügelter Wettbewerb der einzelnen Werke ganz außerordentlich zerrüttet war. Völlig beseitigt sind damit die Schwierigkeiten für die japanische Grobeisenindustrie freilich noch lange nicht. Dafür sind die bisher getroffenen Vereinbarungen und Verkaufssyndikate noch nicht ausreichend, da sie — soweit man das wenigstens bisher beurteilen kann — den Gesamtaufbau der eigentlichen Produktion noch zu wenig regeln.

Dazu kommt, daß in der japanischen Grobeisenindustrie der Gedanke vorherrscht, es müsse die Hauptaufgabe der einzelnen Werke und Verbände sein, ihre Produktions- und Preispolitik so einzustellen, daß vor allem anderen die ausländische Einfuhr möglichst verdrängt wird, und zwar selbst auf Kosten der Wirtschaftlichkeit der eigenen Produktion. An Maßnahmen wie Werkszusammenschlüssen und Stilllegungen, durch die zunächst einmal der Produktionsprozeß für alle Arten der Erzeugung von Grund auf rentabel zu gestalten wäre, hat man bisher kaum gedacht. Immer steht im Vordergrund aller Ueberlegungen und Pläne die Zurückdrängung der fremden Einfuhr, wobei man sich fast ständig auf mehr oder minder verschleierte Staatssubventionen verläßt.

Neueste Zusammenschlußpläne.

Die Bildung eines gemeinsamen Verkaufssyndikats für alle Walzwerke.

Mit dem Nebeneinander einer Reihe kleinerer Verkaufssyndikate, die noch dazu häufig nur wenige Werke umfassen, scheint man nicht recht zufrieden zu sein. Das zeigt das Auf-

tauchen von Plänen für die Schaffung eines großen, für alle Walzwerke gemeinsamen Verkaufssyndikats. Schon kurz nach dem Fehlschlagen des großen „Verschmelzungsplans“ tauchten Gerüchte auf von der beabsichtigten Gründung eines solchen „Spitzensyndikats“, das alle bestehenden Einzelsyndikate in sich vereinen sollte, wobei dann auch noch weiter daran gedacht worden war, die japanische Großeisenindustrie durch dieses Spitzensyndikat an den großen internationalen Kartellen, wie dem Internationalen Schienenkartell und dem Internationalen Röhrenverband, teilnehmen zu lassen.

Anfang März 1931 trat der „Eisen- und Stahl-Rat“ (Tokko Kyogikai) mit einem Plan für die Gründung einer solchen allgemeinen nationalen Verkaufsorganisation hervor, in der die Staatswerke und alle privaten Werke vertreten sein sollten. Am 16. März wurde dann auf einer Versammlung des Eisen- und Stahl-Rats ein Ausschuß ernannt, der Erhebungen über die Durchführbarkeit der folgenden zwei Pläne anstellen sollte:

a) Gründung eines Spitzensyndikats in Form einer Aktiengesellschaft, welche den Verkauf von allem Walzzeug zu übernehmen hätte;

b) Erweiterung dieses Syndikats zu einem gemeinsamen Verband der Eisen- und Stahlwerke, und zwar sowohl für den Einkauf von Roheisen als auch für den Verkauf von Walzwerkserzeugnissen.

Ueber das Ergebnis der Vorarbeiten dieser Kommission ist bisher nichts bekannt geworden, doch dürften der Verwirklichung beider Pläne noch große Schwierigkeiten entgegenstehen.

Die Verschmelzung der Werke des Asano-Konzerns.

Etwas mehr Aussicht auf Verwirklichung könnte unter Umständen einem anderen Zusammenschlußplan innewohnen, der eine Vereinigung der drei wichtigsten Werke des Asano-Konzerns vorsieht. Es handelt sich dabei um die Werke Nihon Kokan K. K., Fuji Seiko K. K. und die Blechwalzabteilung der Asano-Werft. Anfang Mai 1931 fand eine Sitzung der Direktoren der drei Werke statt, in der man sich über die Durchführbarkeit der Verschmelzung in technischer Hinsicht beriet. Die Aufstellung eines Planes für die Lösung der geldlichen und organisatorischen Schwierigkeiten soll der Gegenstand weiterer Beratungen werden.

Erweiterung der Befugnisse des Roheisensyndikats.

Diesem Syndikat fehlte bisher für die Durchführung seiner Aufgaben eine feste geldliche Grundlage; außerdem hatte es keinen Einfluß auf die Erzeugung seiner Mitglieder, während es diesen andererseits satzungsgemäß eine bestimmte Menge Roheisen abzunehmen hatte, ohne Rücksicht auf die tatsächlich vorhandene Nachfrage und auf die infolge der unregelmäßigen Erzeugung in der letzten Zeit stark angewachsenen Lagerbestände. Pläne, das Roheisensyndikat in eine Aktiengesellschaft umzuwandeln, sind wegen der schwierigen Kapitalbeschaffung wieder fallen gelassen worden. Es scheint nunmehr die Absicht vorzuliegen, die Befugnisse des Roheisensyndikats so zu erweitern, daß es entsprechend der jeweiligen Nachfrage nach Güttdünnen beliebige Mengen Roheisen von den einzelnen Werken erwerben kann, um so den Markt besser überwachen und den bisher bestehenden Wettbewerb zwischen den Mitgliedswerken nach Möglichkeit ausschalten zu können.

Buchbesprechungen.

Guillet, Léon: Trempe, recuit, revenu. Traité théorique et pratique. Paris (92, Rue Bonaparte): Dunod. 8°.

III: Résultats. (Avec 277 fig. et 105 pl.) 1931. (X, 490 p.) Für Frankreich und seine Kolonien: 173,25 Fr, geb. 183,25 Fr; für sonstige Länder je nach Posttarif: 174,75 bis 181,10 Fr, geb. 184,75 bis 191,10 Fr.

Der vorliegende dritte Teil bringt zunächst Anwendungsbeispiele über die Wärmebehandlung der verschiedensten Legierungen. Er behandelt weiter die mit der Kaltverarbeitung zusammenhängenden Glühbehandlungen, das Abschrecken und Anlassen der unlegierten Stähle, die Behandlung einiger Werkzeuge, des Stahlgusses, der Schmiedestücke, der Schienen, der Seildrähte und die Alterung des Eisens. Ein langer Abschnitt ist der Wärmebehandlung des Gußeisens gewidmet, und zwar wird das Tempern und das Wachsen des Gußeisens sowie der Hartguß

behandelt. Es folgt dann die Wärmebehandlung der legierten Stähle, nach den Legierungselementen geordnet. Etwa die Hälfte des Buches befaßt sich mit den Nichteisenmetallen, die für den Eisenhüttenmann naturgemäß weniger Bedeutung haben.

Auch dieser Band gibt, wie die beiden vorhergehenden¹⁾, einen ausgezeichneten Ueberblick über das behandelte Gebiet. Eine Unterteilung in mehrere kleine Bände wäre besser gewesen, da sich der Stahlbehandler nur schwer entschließen kann, ein Buch anzuschaffen, das sich zum großen Teile mit Nichteisenmetallen und Gußeisen befaßt, während derjenige, der sich nur mit diesen Gebieten beschäftigt, die Wärmebehandlung des Stahles nicht benötigt.

F. Rapatz.

¹⁾ Vgl. St. u. E. 49 (1929) S. 749.

Vereins-Nachrichten.

Verein deutscher Eisenhüttenleute.

Änderungen in der Mitgliederliste.

- Diether, Fritz*, Dipl.-Ing., Trier, Südallee 24.
Goldmann, Emil, Dipl.-Ing., Mannesmannröhren-Werke, Düsseldorf; zur Zeit Pykara Construction Works, Glenmorgan P. O. (Ootacamund), Brit.-Indien (Asien).
Grosse, Walter, Dr.-Ing., Leiter des chem. Labor., Vers.-Anstalt u. Abnahme der A.-G. Peiner Walzwerk, Peine, Gerhardstr. 5.
Härtl, Viktor, Hütteningenieur, Stettin, Elisabethstr. 12.
Herrmann, Georg, Dr.-Ing., Betriebsdirektor der Spiegelglaswerke Germania, Porz.-Urbach, Hauptstr. 9.
Hummitzsch, Werner, Dr.-Ing., Ruhrstahl A.-G., Witten-Annen, Knapmannstr. 14.
Kellner, Fritz, Dipl.-Ing., Fa. Julius Pintsch A.-G., Essen-Bredeneu, Einigkeitstr. 6.
Klinge, Ulrich, Gießereichef der Fa. Ruhrstahl A.-G., Henrichshütte, Hattingen (Ruhr), Augustastr. 24.
Kubitz, Hermann, Dipl.-Ing., Berlin SO 36, Muskauer Str. 13.
Kupffer, Max, Hüttendirektor a. D., Neanderthal, Post Hochdahl.
Kutsche, Eberhard, Dipl.-Ing., Bonn, Königstr. 26.
Baron Lederer-Trattner, Heinrich, Ingenieur, Industria Lanei, S.-A., Temisoara (Rumänien).
Lennartz, Andreas, Laurensberg, Kr. Aachen, Rathausstr. 57.
Liesching, Theodor, Dr.-Ing., Obering. der Klöckner-Werke, A.-G., Hagen-Haspe, Kölner Str. 52 a.
van de Loo, Heinrich, Dr.-Ing., Dortmund, Albert-Vögler-Str. 1.
Orlik, Artur, Dipl.-Ing., Metsawod, Beloretzk (Baschkiren-Rep.), U. d. S. S. R.
von Oswald, Wilhelm, Geh. Kommerzienrat, Groß Burgwedel bei Hannover (Büro: Düsseldorf 10, Jägerhofstr. 26).
Pause, Herbert, Ingenieur, Wieland-Werke, A.-G., Ulm; Abt. Vöhringen, Vöhringen (Bayern).
Ranfft, Woldemar, Betriebsingenieur der Verein. Stahlwerke A.-G., Bochumer Verein, Walzwerk der Bochumer Stahlind., Bochum-Weitmar, Stensstr. 8.
Richter, Benno, Direktor, Papierfabrik Sacrau, G. m. b. H., Sacrau, Kr. Oels.
Saaler, Ernst, Ing., Geschäftsft. der Fa. Eisen- u. Hammerwerk, G. m. b. H., Teningen (Baden).
Schaefer, Erich, Dipl.-Ing., Gleiwitz, O.-S., Scharnhorststr. 15.
Scholz, Walter, Dr.-Ing., Kroischwitz, Kr. Bunzlau.
Sperling, Rudolf, Dipl.-Ing., Essen, Alfredstr. 65.
Strauss, Alfons, Dipl.-Ing., Inh. der Fa. Eisengießerei A. Strauss, Remscheid-Hasten.
Ulrich, Adalbert, Dipl.-Ing., Hopferstadt (Unterfranken).
Verfürth, Hans, Dipl.-Ing., Riesa i. Sa., Rosenplatz 4 a.
- Neue Mitglieder.
Delfos, Frank P., B. Sc., Suid Afrikaanse Yster en Staal Industriële Korporasie Beperk, Pretoria (Südafrika); zur Zeit Hamborn a. Rhein, Kasinostr. 2.
Hübner, Kurt, Dipl.-Ing., Berlin O 34, Warschauer Str. 14.
Pelka, Friedrich, Dipl.-Ing., Breslau 9, Hedwigstr. 44—46.
- Gestorben.
Ernst, Robert, Ingenieur, Hamm, Nov. 1931.
Hoffmann, Arthur, Oberingenieur, Leipzig, 27. 10. 1931.
Hoppstaedler, Alb., Dr.-Ing. C. h., Bergmeister, Bochum, 11. 11. 1931.
Tafel, Wilhelm, Dr.-Ing. C. h., Professor, Breslau, 1. 11. 1931.

Bitte zahlen Sie sofort den Mitgliedsbeitrag 1932 gemäß ergangener Aufforderung.