

Berg- und Hüttenmännische Zeitschrift.

Abonnementspreis vierteljährlich:

bei Abholung in der Druckerei	5 M.
bei Postbezug und durch den Buchhandel	6 " "
unter Streifband für Deutschland, Österreich-Ungarn und Luxemburg	8 " "
unter Streifband im Weltpostverein	9 " "

Inserate:

die viermal gespaltene Nonp-Zeile oder deren Raum 25 Pfg.
Näheres über die Inseratbedingungen bei wiederholter Aufnahme ergibt
der auf Wunsch zur Verfügung stehende Tarif.

Einzelnummern werden nur in Ausnahmefällen abgegeben.

Inhalt:

Seite	Seite
Die Verwertung des Koksofengases, insbesondere seine Verwendung zum Gasmotorenbetriebe. Von Bergassessor Baum, Essen (Ruhr). Fortsetzung. Hierzu die Tafeln 12 bis 14*)	549
Mitteilungen aus der Seilprüfungsstation der Westfälischen Berggewerkschaftskasse. Von Ingenieur Speer, Lehrer an der Bergschule zu Bochum	565
Technik: Ein Verschuß für die Zwischenanschlagspunkte saigerer Bremsschächte. Magnetische Beobachtungen zu Bochum	569
Verkehrswesen: Wagengastellung für die im Ruhr-Kohlenrevier belegenen Zechen, Kokereien und Brikettwerke. Amtliche Tarifveränderungen	570
Volkswirtschaft und Statistik: Absatz der Zechen des Rheinisch-Westfälischen Kohlen-Syndikates im April 1904. Förderung der Saargruben	571
Marktberichte: Essener Börse. Deutscher Eisenmarkt. Vom amerikanischen Kohlenmarkt. Metallmarkt. Notierungen auf dem englischen Kohlen- und Frachtenmarkt. Marktnotizen über Nebenprodukte	571
Patentbericht	574
Bücherschau	578
Zeitschriftenschau	579
Personalien	580

Die Verwertung des Koksofengases, insbesondere seine Verwendung zum Gasmotorenbetriebe.

Von Bergassessor Baum, Essen (Ruhr).

(Fortsetzung.)

Hierzu die Tafeln 12—14.*)

b. Doppeltwirkende Viertaktmotoren.

Der Doppelt-Viertaktmotor der Gasmotorenfabrik Deutz. Die Vorteile, welche die aus mehreren einfachwirkenden Viertaktzylindern zusammengesetzten Motoren in der Bauart und der Gleichmäßigkeit des Ganges aufweisen, werden durch die Nachteile eines hohen Raumbedarfes, gewaltigen Maschinengewichtes und großen Ölverbrauches, also hoher Anlage- und Betriebskosten, stark beeinträchtigt. Deshalb haben die Firmen, welche das Viertaktssystem auch für Großmotoren beibehalten, in Deutschland die Gasmotorenfabrik Deutz und die Nürnberg-Ausburger Maschinenbau-A.-G., den Bau von Doppeltviertaktmotoren aufgenommen. Bei dieser Type sind je zwei einfache Viertaktzylinder so vereinigt, daß der gemeinsame Kolben bei jedem 2. Hub abwechselnd der Wirkung einer im hinteren oder im vorderen Zylinderraum erfolgenden Explosion ausgesetzt wird. Die Verdopplung der Kraftimpulse befähigt den Zylinder, bei annähernd gleichen Abmessungen die zweifache Kraft abzugeben wie der einseitig arbeitende und nur bei jedem 4. Hub Kraft abgebende Viertaktzylinder der älteren Motoren.

Fig. 76a gibt einen Längsschnitt durch den Zylinder, Fig. 76b eine Ansicht der Deutzer Ausführung von der Steuerseite aus gesehen.

Die Ventilanordnung ist dieselbe wie bei der auf Seite 519 beschriebenen einfachwirkenden Type; doch werden die federbelasteten Ventile wie bei allen neueren Ausführungen von Großmotoren nicht mehr durch einen besonderen Ventilkopf, sondern durch den Zylinder selbst aufgenommen. Der Gas- und Luft-eintritt ist zwischen die beiden Ausströmungsventile verlegt. Da der Kolben durch eine vordere und hintere Gradführung sich mit leichtem Spiel im Zylinder bewegt, ist die Reibung weit geringer wie bei den älteren Viertaktkolben. Der Kolbenkörper ist zur Aufnahme einer Zirkulationskühlung ringförmig gekammert. Das Kühlwasser wird durch die hohle Kolbenstange zu- und abgeleitet.

Bei der doppeltwirkenden Bauart sind die Stopfbüchsen, welche bisher im Gasmotorenbau nur selten (bei Tandemaschinen) Verwendung fanden, nicht zu umgehen. Da nicht nur die Kolbenstange, sondern auch die Zylinderdeckel gekühlt werden, soll die Temperatur

*) Die Tafeln 12—14 waren bereits der Nr. 19 vom 7. Mai beigelegt.

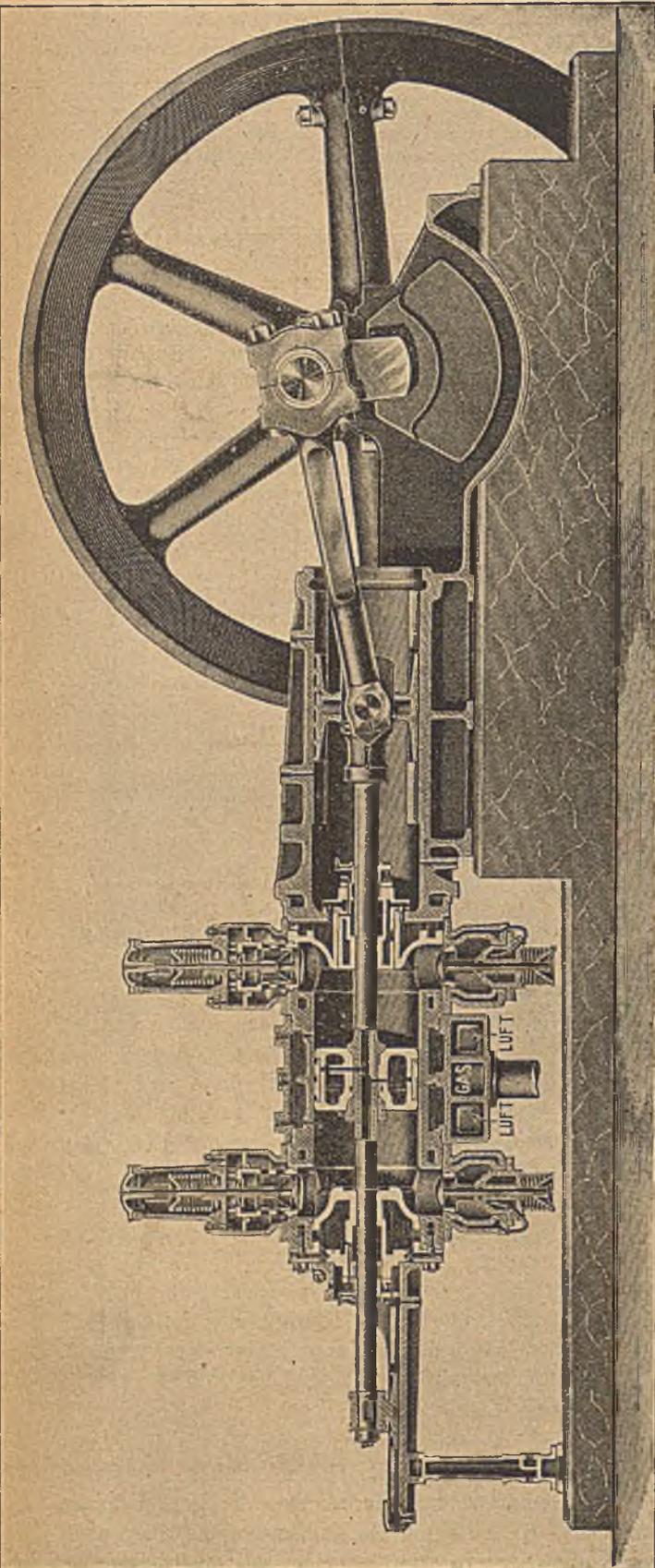


Fig. 76 a. Schnitt durch den Zylinder.

der Stopfbüchsen im Betriebe 40°C nicht überschreiten. Die Abdichtung der Kolbenstangendurchführungen erfolgt durch Metallpackungen, die des Kolbens durch selbstspannende Ringe aus weichem Gußeisen.

Das Zylinderrohr ist mit dem Rahmen verschraubt und ruht außerdem in einem gußeisernen Bett, das in der Mitte einen ringförmigen Kühlraum freilässt. Aus dem Unterteile des Bettes, in welchen die Gas- und Luftleitungen einmünden, saugt der Kolben die für jede Zylinderseite zu bildende Ladung. Die Reinigung der Kühlwasserräume wird dadurch sehr erleichtert, daß der obere Teil des Bettes abgehoben werden kann. Außerdem sind an der Bodenfläche des Kühlwassermantels Reinigungsluken vorgesehen. Nach hinten ist der Zylinder durch einen einfachen Deckel verschlossen, nach dessen Entfernung sich der Kolben

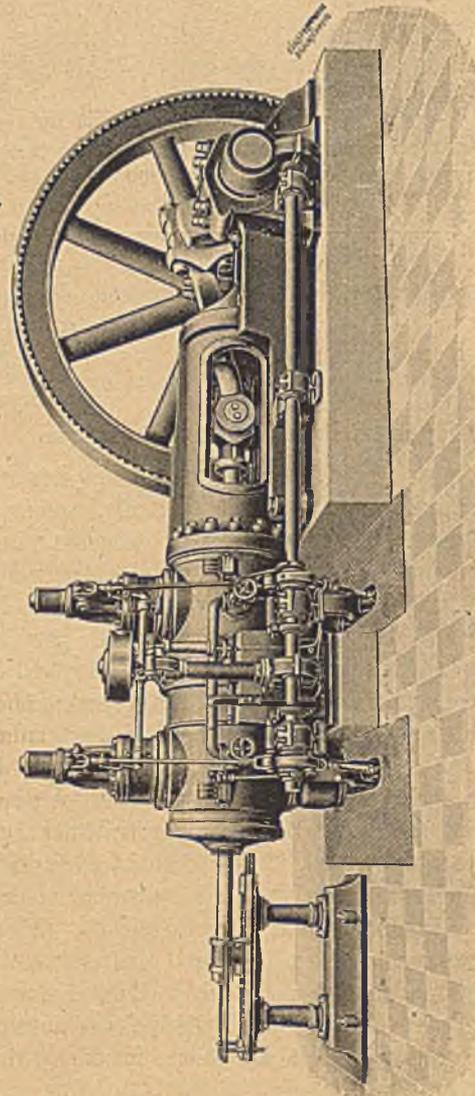


Fig. 76 b. Ansicht von der Steuerungsseite.

Fig. 76 a u. b. Doppelwirkender Viertaktmotor der Gasmotorenfabrik Deutz.

herausnehmen läßt, ohne daß es wie bei den einfachen Viertaktmotoren notwendig ist, Teile der Steuerung auszubauen.

Die doppeltwirkenden Viertaktmotoren werden von der Deutzer Fabrik für Größen von 150 PS an aufwärts

ausgeführt. Eine Verdopplung der Leistung, die mit einer Erhöhung des Gleichförmigkeitsgrades verbunden ist, kann durch Neben- oder Hintereinander-Anordnung zweier Zylinder zu Zwillings- und Tandem- (Fig. 77) maschinen erzielt werden.

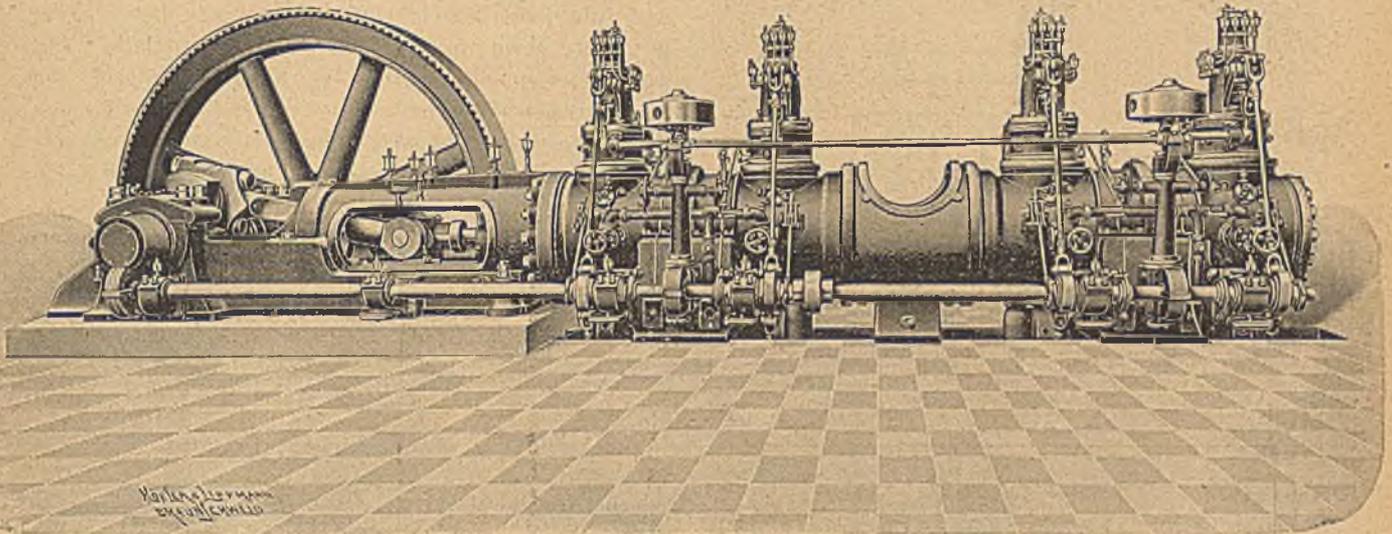


Fig. 77. Zweizylindriger, doppeltwirkender Viertaktmotor der Gasmotorenfabrik Deutz.

Deutzer Motoren dieses Systems werden in nächster Zeit für den Betrieb mit Koksofengas auf der Zeche Minister Stein (ein Motor von 550 PS) und auf den Steinkohlengruben der Witkowitz Gesellschaft zu Mährisch-Ostrau (2 Motoren zu 1000 PS) zur Aufstellung gelangen.

Der Doppelviertaktmotor der Nürnberg-Augsburger Maschinenbau-A.-G. Die Nürnberg-Augsburger Maschinenbau-A.-G. hat für den Bau von Großgasmaschinen ebenfalls die Doppelviertakt-Anordnung angenommen. Einen Längsschnitt durch die Zylinder einer 800—1000 PS Tandemmaschine, wie sie von einem Lizenzträger der Nürnberger Fabrik, der Aktiengesellschaft Bergwerksverein Friedrich-Wilhelms-Hütte zu Mülheim a. d. Ruhr gebaut wird, gibt die Tafel 12 (s. Nr. 19). Wie bei der Deutzer Ausführung sind die Ventile übereinander angeordnet, die Einlaßventile oben, die wassergekühlten Auslaßventile unten. Jedem Einlaßventil ist ein Mischventil vorgeschaltet, auf welches der Regulator einwirkt. Je nach der Belastung wird der Beginn des Gaseintritts verändert, während der Zeitpunkt des Ventilschlusses der gleiche bleibt. (Fig. 78.) Infolge der variablen Öffnungsdauer entsteht je nach dem Regulatorstand ein armes und ein reiches Gemisch. Die Mischventile zeigen Doppelsitzanordnung und werden im Freifalle gesteuert, während die einsitzigen Einlaßventile zwangläufig bewegt werden. Die wassergekühlten Auslaßventile hält der Explosionsdruck auf ihren Sitzflächen.

Die Kurbelwelle treibt, wie die Figuren 79a und b erkennen lassen, die längs der Zylinder verlagerte

Steuerwelle durch in Öl laufende Schrauben- und Stirnräder an. Die Steuerwelle, welche ein besonderes Schwungrad trägt, betätigt die 8 oberen und die 4

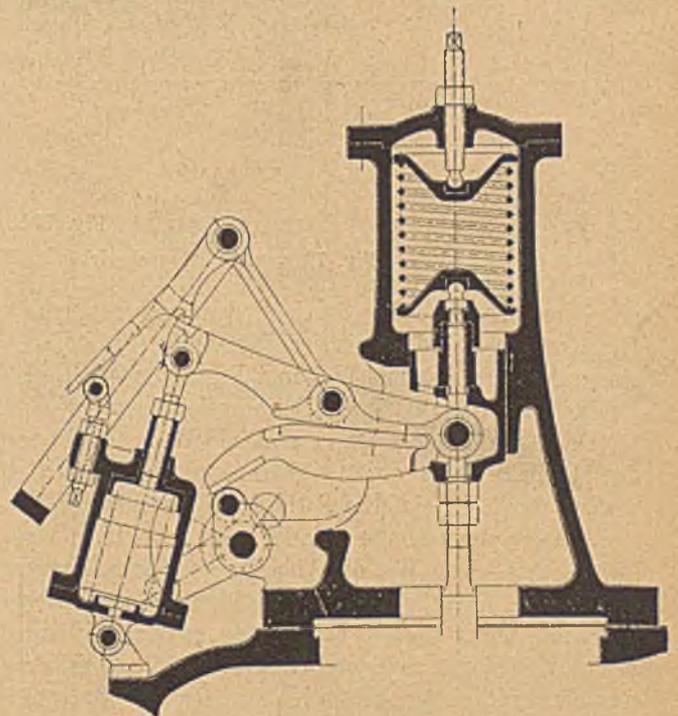


Fig. 78. Steuerung des Gasventils.

unteren Ventile durch Exzenter und Wälzhebel und setzt außerdem den Regulator in Bewegung.

Jede Zylinderseite ist mit einer doppelten Unterbrecherzündvorrichtung versehen, deren von einer kleinen

Akkumulatorenbatterie mit Energie versorgter Stromkreis erst kurz vor der Zündung geschlossen wird. Das Abreißen der Kontakte erfolgt durch Elektromagnete. Der Zündungszeitpunkt läßt sich während des Betriebes verändern.

Der Aufbau der Motoren (s. Tafel 12 in Nr. 19) läßt die Mitwirkung erfahrener Dampfmaschinenkonstruktoren erkennen. Der auf seiner ganzen Länge unterstützte Rahmen ist, um den Zugang zum Kreuzkopf zu erleichtern, nicht bis zur ganzen Maschinenhöhe aufgeführt,

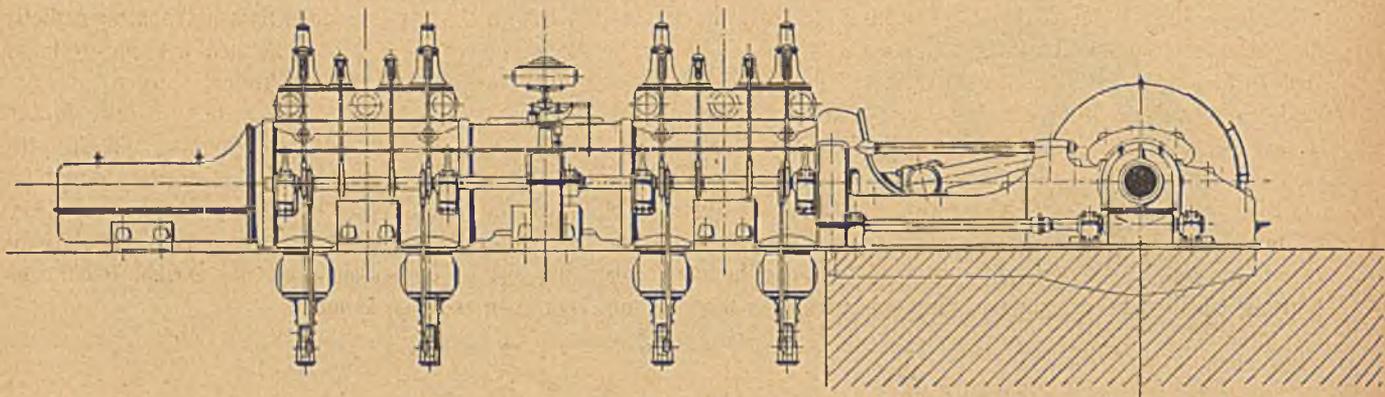


Fig. 79 a. Seitenansicht.

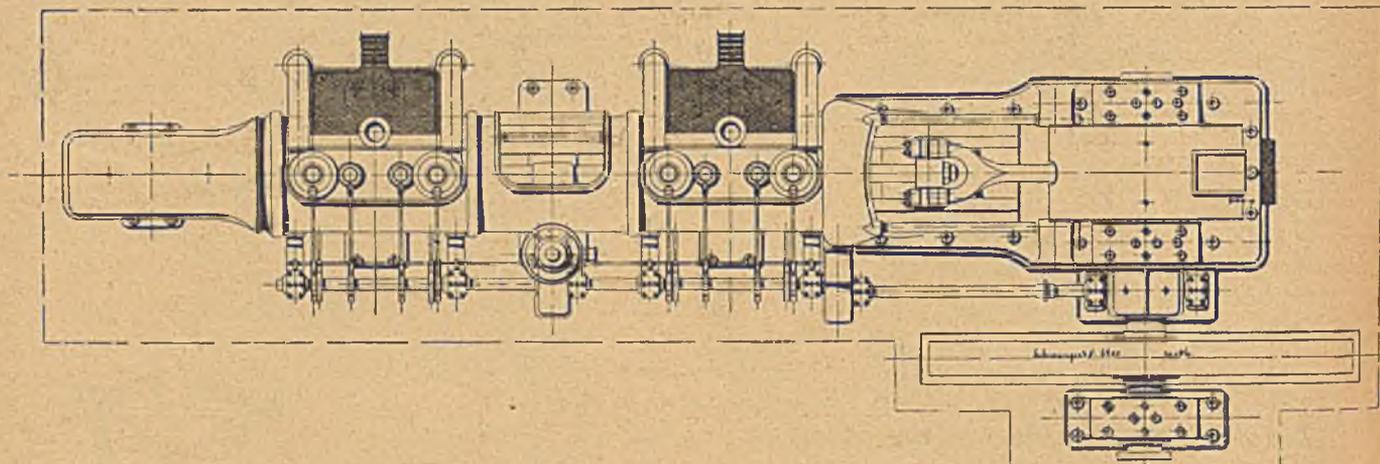


Fig. 79 b. Obere Ansicht.

Fig. 79 a. u. b. Doppeltwirkender Viertaktmotor, System Nürnberg-Augsburg.

aber im oberen Teile durch Spannstangen versteift. Der Kreuzkopf wird einseitig auf der Unterseite geführt; einem Abheben des mit Weißmetall gefütterten Schuhs ist durch die Anordnung von Führungsleisten vorgebeugt.

Der erste Zylinder ist in üblicher Weise direkt mit dem Rahmen verschraubt. Wärmespannungen im Guß werden durch die einfache Form der Zylinder verhindert.

Arbeits- und Mantelzylinder sind in einem Gußstück hergestellt. Wie die Abbildungen zeigen, braucht der vordere Kreuzkopf bei der Entfernung des Kolbens nicht aus seiner Bahn genommen zu werden. Zwischen beiden Zylindern liegt der Kühlraum. Das mit etwa 6 m Säulendruck zugeleitete Kühlwasser wird nach dem Gegenstromprinzip so geführt, daß es beim Eintritt die heißesten Stellen der Zylinderwandung trifft. In die Zylinder sind oben die Öffnungen für die Einström-, unten diejenigen für die Auspuffventile eingelassen. Die auf den Zylindern sitzenden Ventilkästen, in denen sich Luft und Gas mischen, nehmen die Einlaß- und

Mischventile auf, tragen auch die Ventilbügel und die Steuerungsteile. Die Gehäuse der Auslaßventile sind an den Zylinderboden angeschraubt und so eingerichtet, daß die Ventile nach unten herausgenommen werden können, ohne daß es notwendig ist, die Auspuffleitung zu entfernen.

Nach den Seiten werden die Zylinder durch die wassergekühlten Deckel mit den Stopfbüchencinsätzen abgeschlossen. Die Kolben sind so kurz gebaut, als es die Festigkeit zuläßt, und mit selbstspannenden gußeisernen Dichtungsringen versehen. Um mit Sicherheit zu erreichen, daß die äußeren Führungen das Gewicht von Kolben und Stange aufnehmen, werden die Kolbenstangen großer Motoren so hergestellt, daß sie sich in unbelastetem Zustande nach oben durchbiegen. Die Verbindung der Stangen vermittelt bei der Tandemtype der im Verbindungsstücke der Zylinder gleitende Kreuzkopf. Die Stopfbüchsen sind ebenfalls mit selbstspannenden Ringen ausgerüstet, hinter denen sich eine

durch Federn angedrückte, nach allen Seiten bewegliche Metallpackung befindet.

Wegen der entgegenwirkenden Beschleunigungskräfte muß das zur Kühlung der Kolbenstange und des Kolbens dienende Kühlwasser auf einen höheren Druck gebracht werden als das, welches für die Kühlung der Zylinder, ihrer Deckel und der Auslaßventile bestimmt ist. Die Druckerhöhung erfolgt durch eine kleine von der Pleuellwelle angetriebene Pumpe. Der ausgebohrten Pleuellwelle wird das Wasser an den Gleitschuhen durch Gelenkrohre zugeführt.

Der Wasserdurchlauf kann bei sämtlichen Kühlstellen durch Veränderung der Abzugsquerschnitte geregelt werden. In die zu dem Sammelbehälter gehende Leitung ist ein Absperrschieber eingebaut, welcher beim

Anlassen des Motors geöffnet, beim Abstellen geschlossen wird.

Das Öl für die Schmierung der Pleuellwelle, Pleuellstange und Pleuellstange wird in Ölpresen auf höheren Druck gebracht, während es den außenliegenden Pleuellstellen aus einem hochliegenden Sammelbehälter zufließt. Die Pleuellhebel und Steuerexzenter können bei der geringen Umdrehungszahl mit Fett geschmiert werden.

Mit vollem Recht legt man bei diesem Motorsystem besonderen Wert auf die Zugänglichkeit aller der Revision, Reinigung und Auswechslung bedürftigen Teile, welche durch die Tandemanordnung erschwert ist. Die Öffnung des Zwischenstückes, das beide Zylinder verbindet, ist so bemessen, daß die Deckel leicht herausgenommen werden können.

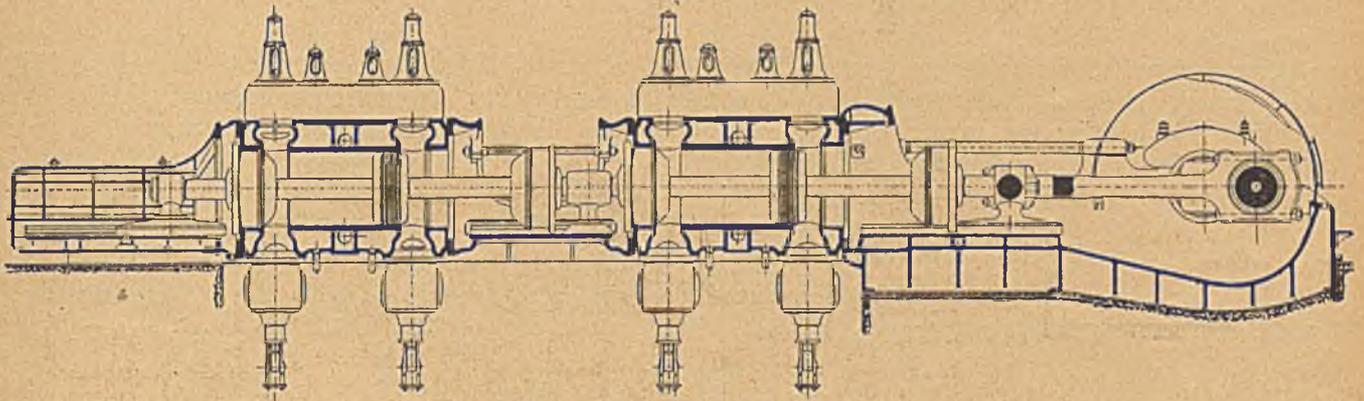


Fig. 80 a. Reinigung der vorderen Ventile.

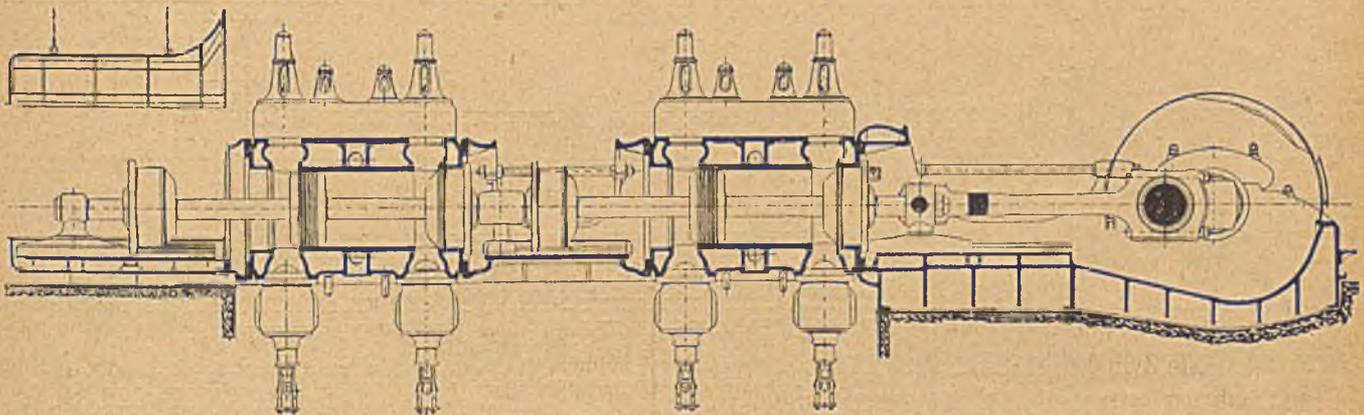


Fig. 80 b. Reinigung der hinteren Ventile.

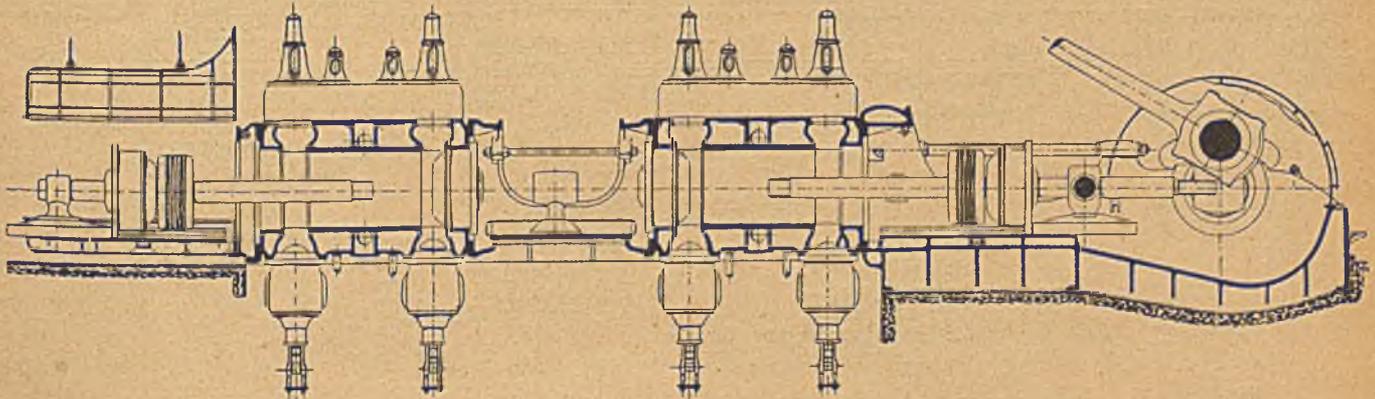


Fig. 80 c. Reinigung der Zylinder und Pleuell.

Fig. 80 a—c. Vorbereitungen zur Reinigung der Ventile, Zylinder und Pleuell eines doppelwirkenden Viertaktmotors, System Nürnberg-Augsburg.

Die Figuren 80 a—c veranschaulichen die einfachen Vorbereitungen zum Reinigen der Ventile, Zylinder und Kolben.

Die Nürnberger Gasmaschinen werden bis zu 2000 PS

als einfache, bis zu 4000 PS als Zwillingsstandmaschinen gebaut. Für Koksgasbetrieb sind nach einer während der Drucklegung des Artikels eingegangenen Broschüre folgende Anlagen in Bestellung gegeben:

Kokerei	Anzahl der Motoren.	Größe des einzelnen Motors PS	Gesamtstärke der Motoren PS	Umdrehungszahl	Die Anlage kommt in Betrieb:	Betriebszweck
Zeehe König Ludwig	1	550	550	—	1904	Drehstromgeneratoren
„ Consolidation	2	650	1300	125	1905	„
„ Minister Stein	1	500	500	125	1904	„
„ Shamrock III/IV	1	800	800	—	1904	„
„ Lothringen	1	350	350	150	1904	„
Grube Anna des Eschweiler Bergwerksvereins	2	500	1000	125	1904	„
Burbacher Hütte	1	1200	1200	100	1905	„
	9	5700				

Der Eschweiler Bergwerksverein wird 2 weitere 1100pferdige Motoren erhalten, die aber von einer Generatorgasanlage gespeist werden sollen. Generatorgasbetrieb ist auf Zeche Minister Stein als Reserve vorgesehen.

Die Zweitaktmotoren.

Die Zweitaktmotoren unterscheiden sich zunächst von denen des Viertaktsystems prinzipiell dadurch, daß

bei ihnen das Gasmenge nicht durch den Treibkolben in den Arbeitszylinder gesaugt, sondern ihm durch besondere Ladepumpen zugeführt wird.

Der Zweitaktmotor der Firma Gebr. Körting. Dieses System, von dem bereits im vorigen Jahre zum allergrößten Teil für Gichtgasbetrieb 76 Maschinen mit einer Gesamtleistung von 74 050 PS bestellt sind, wird durch die Tafel 13 in Nr. 19 und die Textfiguren 81 a—c veranschaulicht.

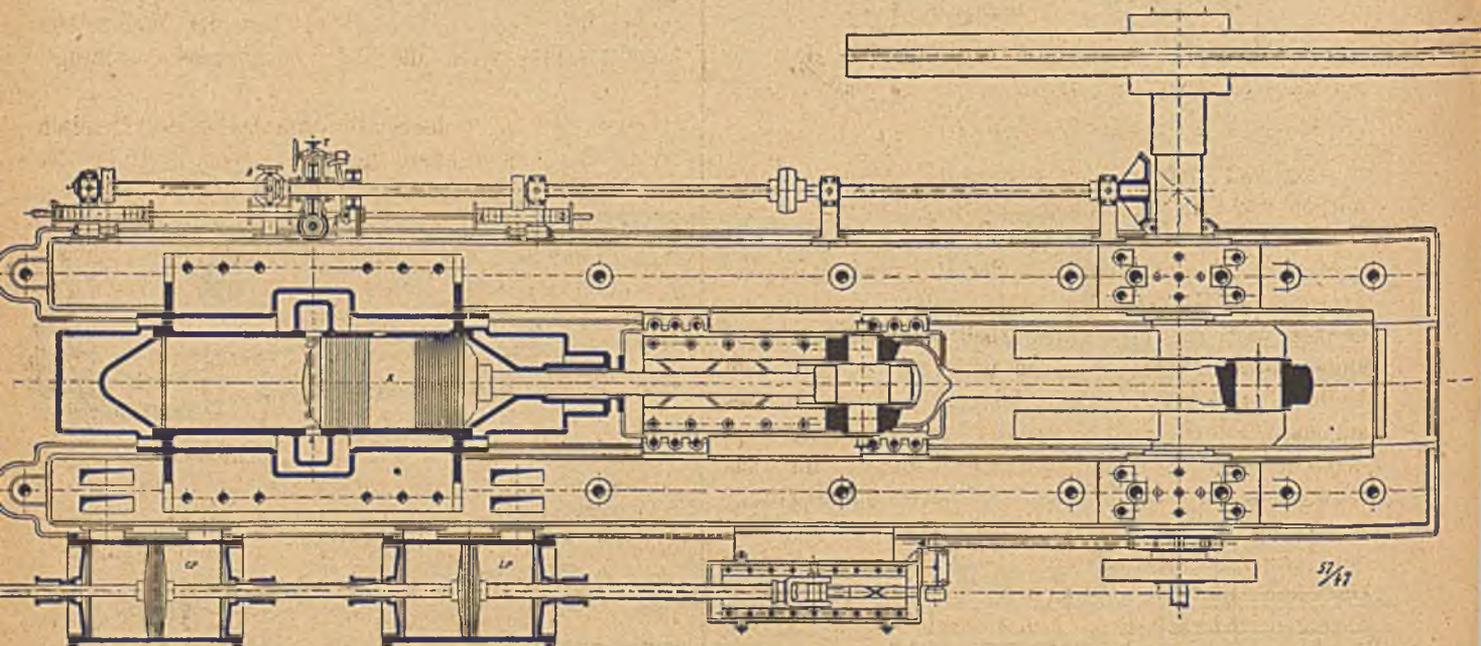


Fig. 81a. Grundriß des Motors und der Ladepumpe und wagerechter Schnitt durch die Zylinder.

Erklärung der Bezeichnungen:

- K: Kolben.
- S: Auslaßschlitze.
- GP: Gaspumpe.
- LP: Luftpumpe.
- Z: Einstellvorrichtung für die Zündung.
- B: Steuerung für das Anlassen mit Preßluft.
- E: Einlaßventil.
- A: Auspuffventil.

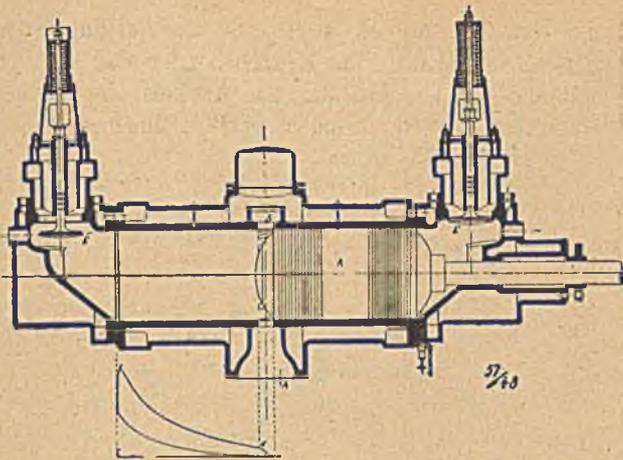
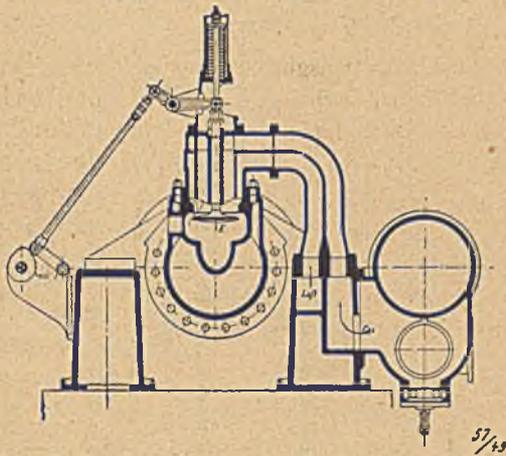


Fig. 81b. Senkrechter Längsschnitt durch den Arbeitszylinder.

Fig. 81c. Senkrechter Querschnitt durch den Arbeitszylinder.
Fig. 81a—c. Doppeltwirkende Zweitaktmaschine, System Körting.

Gas und Luft werden dem Arbeitszylinder durch seitlich von ihm angeordnete besondere Ladepumpen GP bzw. LP mit einem Druck von etwa 0,3 Atm. zugeführt. Da die Kolben beider Pumpen durch die gemeinsame Kolbenstange starr verbunden sind und deshalb mit gleichem Hub arbeiten, entsprechen die angesaugten Mengen von Gas und Luft lediglich dem Kolbenquerschnitt, der dem Heizwert des Betriebsgases angepaßt werden muß. Ändert sich der letztere erheblich, so bemißt man die Pumpen für das schwächste Gas und verdünnt reicheres durch Zufuhr indifferenten Luft soweit, bis es den Heizwert des ärmeren erreicht hat. Die Pumpen fördern Gas und Luft in getrennten Kanälen den tellerförmigen, federbelasteten Einlaßventilen (Fig. 82) zu, welche von oben in den Zylinder eingelassen sind (Fig. 81b u. c), und durch Nocken von einer längs des Zylinders verlagerten Steuerwelle betätigt werden. Die Form der Einlaßkammern an den Zylinderenden ist, wie Fig. 81a zeigt, so gewählt, daß sich die Gase nach ihrem Eintritt gleichmäßig vor der Kopffläche des Kolbens verteilen. Darauf wird durch den nach dem Einlaßventil vorgehenden Kolben das Gemenge

verdichtet und nahe der inneren Totpunktstellung durch den Unterbrechungsfunken zweier Magnetinduktoren zur Explosion gebracht. Der Kolben beginnt

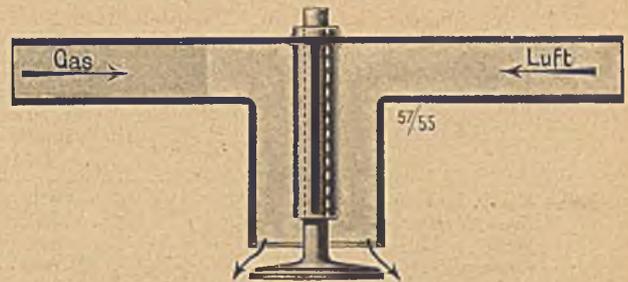


Fig. 82. Schematische Darstellung des Einlaßventiles des Körtingschen Zweitaktmotors.

darauf seinen Krafthub und läßt, nachdem er die Mitte des Zylinders passiert und beinahe die äußerste Totpunktstellung erreicht hat, die Verbrennungsgase durch Schlitze, welche in den Zylinder eingelassen und von einem ringförmigen Auspuffkanal umgeben sind, austreten. Nach der sehr kurz bemessenen Auspuffperiode führen die Ventile während eines weiteren kleinen Zeitraums Strahlen reiner Luft durch die Explosionskammer. Die Luft spült die letzten Reste der Verbrennungsgase aus und verhindert als Isolierschicht eine direkte Berührung zwischen den heißen Verbrennungsgasen und der am Ende der Hubes eintretenden neuen Ladung und eine vorzeitige Entzündung der letzteren. Das ist erforderlich, weil der Hub, mit welchem der Treibkolben beim Viertaktsystem die Verbrennungsgase verdrängt, fehlt.

Das Vordrängen des Spülluftstrahles vor dem Gemisch erzielt der Konstrukteur durch die Voreilstellung der Luft- vor der Gas-Pumpe. Bei der ersteren wird der Saugkanal beim Wechsel der Kolbenstellung zum Druckkanal, während der Kanal, aus dem eben noch die gepreßte Luft entwich, mit dem Saugraume verbunden wird.

Die Gaspumpe geht eine gewisse Strecke leer. Der Kanalwechsel tritt hier erst ein, nachdem der Kolben schon einen halben Hub ausgeführt hat. Während desselben bleibt der Druckraum geschlossen, sodaß die vorher angesaugte Gasmenge wieder in den Saugraum zurückbefördert wird. Erst in der zweiten Hubhälfte wird der Saugkanal abgedeckt und der Druckraum geöffnet, wobei die Wirkung der Gaspumpe einsetzt. Der in den Ventilkanal geführte Gasstrom findet aber, wie Fig. 82 durch Schraffierung erkennen läßt, dort schon die vorgeseilte Luftmenge vor, welche zuerst durch das geöffnete Einlaßventil tritt und die isolierende Luftschicht zwischen den Verbrennungsgasen und dem nachkommenden Gemenge herstellt.

Die Regelung der Umlaufgeschwindigkeit erfolgt durch Veränderung der Gemischzusammensetzung, welche auf zwei verschiedenen Wegen bewirkt wird.

Gassammelräume R_g oder R_1 , welche als Ringkanäle um den Zylinder angeordnet und mit ihm durch 2 parallele Reihen von Schlitzen C_g und C_1 verbunden sind.

Gibt der Kolben K_2 beim Rückgang die Luftschlitze C_g frei, so tritt Spülluft in den Zylinder. Um zu vermeiden, daß Gas durch die Auspuffkanäle tritt, ist dafür gesorgt, daß zwar Luft in den Laderaum für Gas, aber nicht Gas in den Raum für Luft eintreten kann. Weiter wird durch zweckmäßige Bemessung des Zylinders erreicht, daß bei höchster Kraftleistung bis höchstens 70 pCt. seines Inhalts mit Gemenge ausgefüllt ist. Bei der weiteren Kolbenbewegung zur äußeren Totpunktstellung werden auch die Schlitze C_g der Gaseinströmung geöffnet, und es bildet sich das Explosionsgemisch. Nachdem der äußere Totpunkt überschritten ist, führt die dreifach gekröpfte Kurbelwelle den Kolben K_1 durch die mittlere Pleuelstange und den Kolben K_2 durch das doppelte Umführungsgestänge gegeneinander, dabei schiebt sich K_1 zunächst über die Auspuffschlitze C_a und komprimiert zusammen mit dem ihm entgegenkommenden Kolben K_2 das Gasgemisch, welches nahe der inneren Totpunktlage durch die doppelte elektrische Zündung zur Explosion gebracht wird. Das explodierende Gasgemisch treibt die Kolben nach außen. Dabei gibt zunächst K_1 die Auspuffschlitze frei, aus denen die noch gespannten Verbrennungsgase austreten. Sobald ihr Druck auf den der Atmosphäre gesunken ist, legt der Kolben K_2 die Schlitze C_1 frei, worauf die Spülluft eintritt, welche die letzten Reste der Verbrennungsgase aus dem Zylinder bläst. So wiederholt sich das Spiel.

Die Regulierung erfolgt nach der Methode der Gemischänderung, welche durch die Verstellung zweier zwischen der Ladepumpe und dem Zylinder, also vollkommen kaltliegender Ventile für Luft und Gas bewirkt wird.

Wenn ein besonders hoher Gleichförmigkeitsgrad gefordert wird, sieht man zudem eine Volumenregulierung vor. Der Regulator verstellt dabei einen Schieber, welcher sich je nach der Belastung schließt oder einen mehr oder weniger großen Teil des Gemisches durch eine besondere Leitung aus dem Druckraum in die Saugleitung zurücktreten läßt. Mit dieser Reguliervorrichtung werden nur Motoren für den Antrieb von Arbeitsmaschinen mit präzisiertem Gang (Dynamos) ausgerüstet. Sie werden auch mit Einrichtungen versehen, die eine Verstellung der Tourenzahl um ± 5 pCt. gestatten. Für andere Zwecke, wie die Betätigung von Pumpen, Gebläsen usw., genügt eine Handregulierung durch Einstellung der Absperrventile in der Gas- und Luftleitung. Auf diesem Wege läßt sich die Tourenzahl etwa auf die Hälfte der normalen herabsetzen. Außerdem wird für gewöhnlich eine selbsttätige Steuerung zur Verhinderung des Durchgehens der Maschine bei plötzlicher Entlastung eingebaut.

Über die Arbeitsweise des Oechelhäusermotors geben die Photographien von Originaldiagrammen in den Fig. 84 a—d Auskunft.

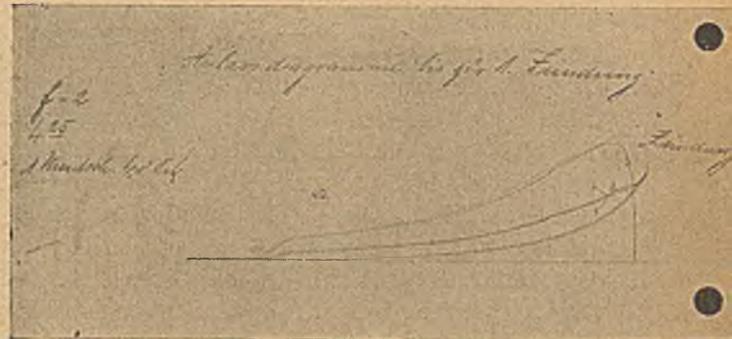


Fig. 84a. Diagramm beim Aulaufen der Maschine mit Preßluft.

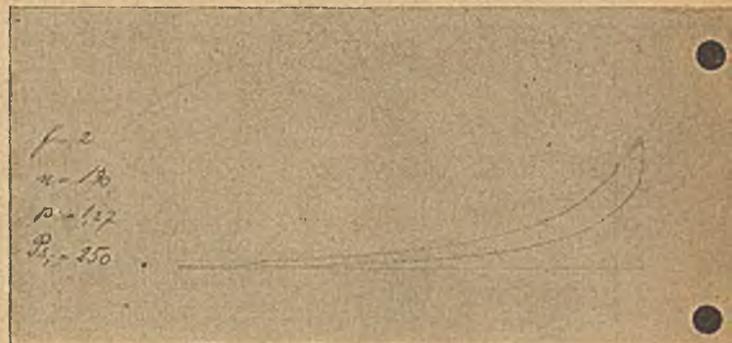


Fig. 84b. Diagramm einer normal 500 PS leistenden Maschine bei geringer Belastung ($PS_i = 250$),

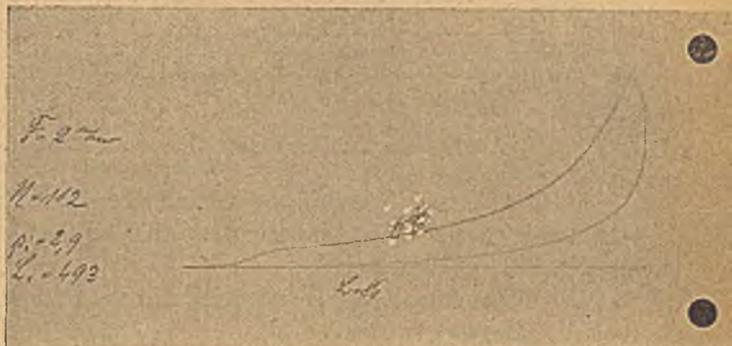


Fig. 84c. Diagramm der Maschine bei mittlerer Belastung. ($Li = 49$)

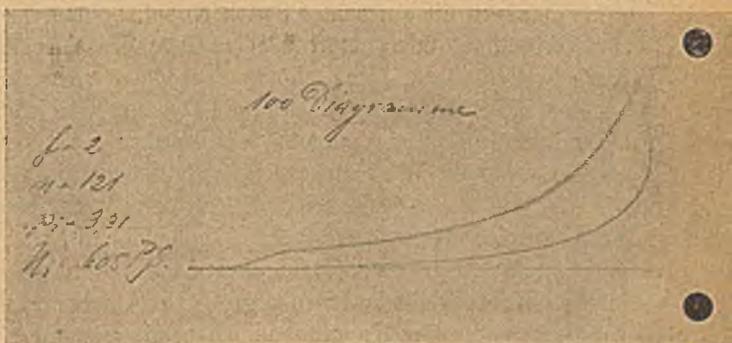


Fig. 84d. Diagramm der Maschine bei starker Belastung ($Ni = 605$)

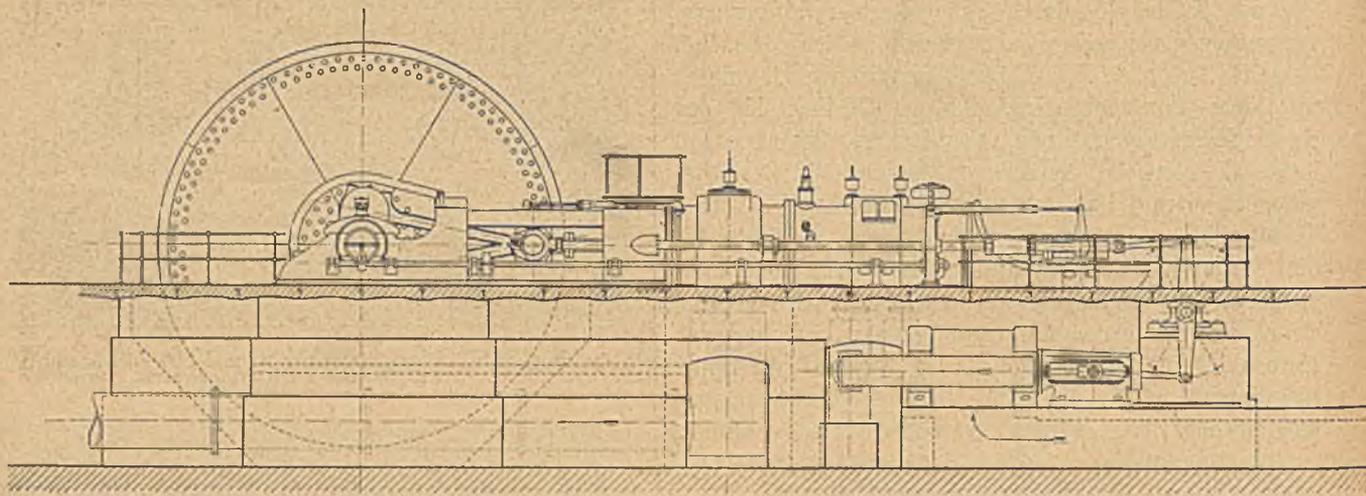
Die Diagramme beweisen durch die Regelmäßigkeit der Zündungen, daß die Einführung der Ladung durch die Schlitze und die Kolbensteuerung recht präzis ist.

Der Aufbau des Motors ist einfach, Zylinderdeckel und in der Hitze arbeitende Ventile sind nicht vorhanden. Die Kolben laufen in Buchsen, welche in den Zylinderrahmen eingesetzt sind und gekühlt werden. Ihnen selbst wird das Kühlwasser durch die hohlen Kolbenstangen zugeführt. Der Verbrennungsraum ist zylindrisch und hat keine Vorsprünge oder Winkel, die eine Ablagerung von Schmutz oder Zurückbleiben von heißen Verbrennungsrückständen begünstigen könnten. Die Spülluft, welche bei jedem zweiten Hube durch den Zylinder geht, wirkt der Erwärmung entgegen. Da die beiden Kolben der Explosionswirkung die doppelte Fläche bieten wie bei einem Motor mit einem Zylinder, so

kommt man mit verhältnismäßig geringen Zylinderquerschnitten aus. Beispielsweise beträgt der Zylinderdurchmesser einer Maschine von 1700 bis 1800 PS nur 1100 mm.

Durch die Anordnung des Triebwerkes der beiden gegeneinander arbeitenden Kolben wird ein weitgehender Ausgleich der Massen erzielt, welcher die Gleichmäßigkeit des Ganges fördert. Diesen Vorzügen des Doppelkolbensystems steht aber der Nachteil entgegen, daß die großen Kolbenflächen eine nicht unbeträchtliche Reibung verursachen.

Die Ladepumpen weisen ebenfalls eine recht einfache Bauart auf. Um die Länge des Motors zu verringern, verlegt man sie abweichend von der Ausführung in Fig. 83 auch neben oder unter den Motor und treibt sie durch eine besondere Kröpfung der Hauptkurbelwelle oder einen schwingenden Hebel (Fig. 85) an.



Maßstab 1 : 150.

Fig. 85. Aufriß eines Zwillingsmotors, System Oechelhäuser, für eine Leistung von 3000–3600 PS mit im Keller liegender Ladepumpe in der Bauart von A. Borsig, Tegel.

Einen Auf- und Grundriß eines Zwillingsmotors für den Antrieb eines Drehstromgenerators gibt die Taf. 14 (s. Nr. 19).

Bei dieser Anordnung befindet sich das Schwungrad und der Generator zwischen den beiden Motorhälften. Die Maschine hat im ganzen 6 Hauptlager: 4 Kurbel-lager und 2 Zwischenlager. In letzteren ist die Zwischenwelle gelagert, die auf beiden Seiten Kupplungsflanschen zur Verbindung mit entsprechenden Gegenflanschen der Kurbelwellen hat. Nach Lösen der einen oder der anderen dieser Kupplungen kann die Dynamo von jeder Gasmotorhälfte allein angetrieben werden. In den Fällen, wo mehr Wert auf geringen Raumbedarf gelegt wird als auf die Möglichkeit, die Dynamo mit jeder Gasmotorhälfte für sich anzutreiben, können die Zwischenlager in Wegfall kommen; in diesem Falle werden die inneren Kurbelwellenlager mit größeren Abmessungen versehen und die Kupplungen fliegend angeordnet, wodurch die Zwischenwelle eine entsprechende Verkürzung erfährt.

Einen Ungleichförmigkeitsgrad von 1 : 350 erreicht ein 1000 PS.-Zwillingsmotor mit einem Schwungrad von 28 t. Zur Vorbereitung der Reinigung hat man, da ja Zylinderdeckel nicht vorhanden sind, nur die Kolbenstange loszukuppeln und den Kolben heraus-zuziehen, worauf das Zylinderinnere zugänglich ist.

Die normalen von A. Borsig ausgeführten Größen-einheiten des Oechelhäusermotors sind folgende:

Einzylinder-Motor	Zweizylinder-Motor	Umdrehungs-zahl
250 PS	500 PS	150
300 "	600 "	150
400 "	800 "	150
500 "	1000 "	125
750 "	1500 "	125
1000 "	2000 "	94–100–107
1500 "	3000 "	94–100–107

Die ersten und letzten Zahlen gelten für den Antrieb von Drehstrom-Dynamos.

Die Motoren sollen dauernd mit 10 und vorübergehend mit 20 pCt. Überlastung der obigen Nennleistungen betrieben werden können.

Das Bild des mit Koksofengas gespeisten 500 pferdigen Oechelhäusermotors auf Borsigwerk in der Fig. 86 läßt die Anordnung des Umführungsgestänges der Steuer-

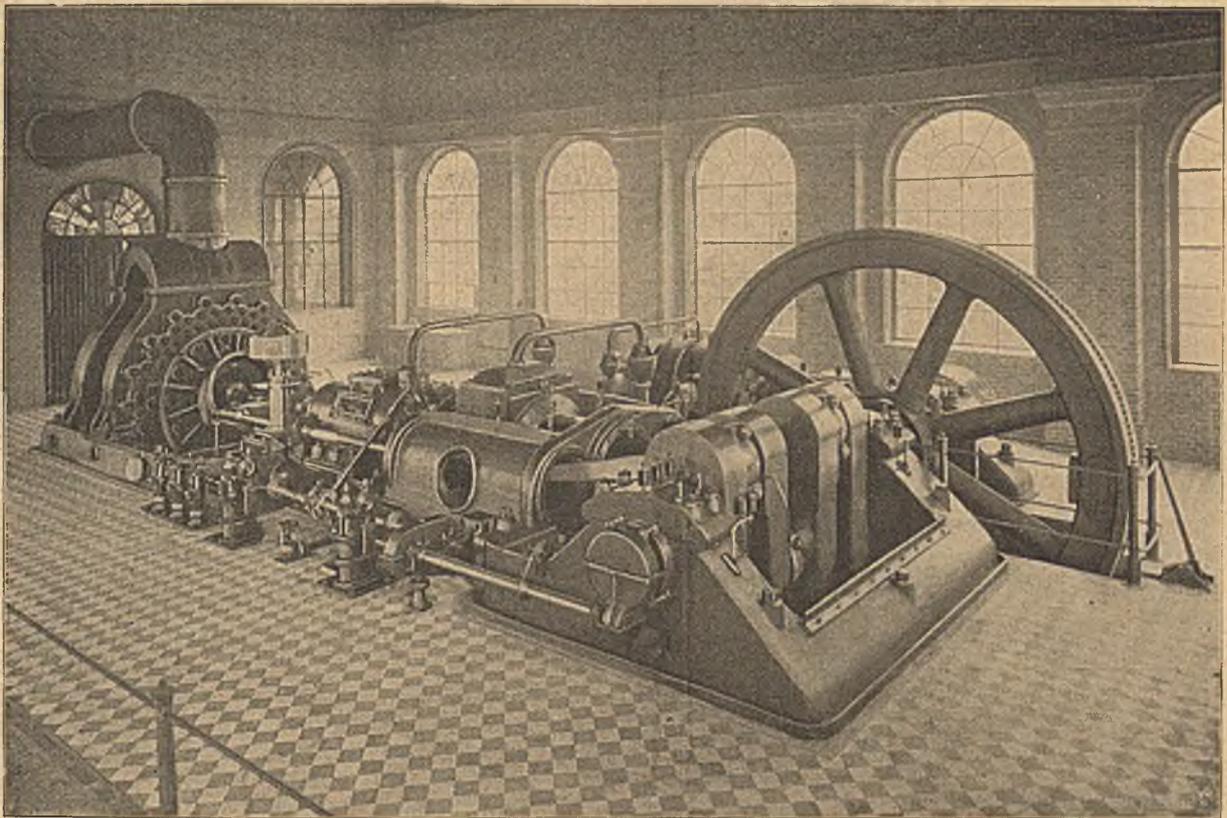


Fig. 86. Ansicht des mit Koksofengas betriebenen 500 PS-Motors auf Borsigwerk.

welle, der durch 3 Lager gestützten Hauptkurbelwelle und des Regulators erkennen. Die Ladepumpen sind auf der im Bilde abgewandten Seite neben dem Motor aufgestellt und werden von der Hauptkurbelwelle aus betrieben. Die Gemischregulierung erfolgt durch Verstellung des Gasdrosselventils von Hand. Wie der Verfasser sich selbst überzeugen konnte, arbeitet diese Reguliervorrichtung so vortrefflich, daß der Motor im Verlaufe einiger Minuten von 80 auf 110 Umdrehungen und zurück gebracht werden konnte, ohne daß der Gang an Gleichmäßigkeit verlor. Für die Überlegenheit des direkten Gasbetriebes über das ältere Verfahren der Dampferzeugung durch Koksofengas spricht wohl am besten die auf Borsigwerk gemachte praktische Erfahrung, daß dieselbe Gasmenge, welche im Gasmotor 500—600 PS entwickelt, früher eben hinreichte, um 3 Kessel von je 100 PS Leistung zu beheizen. Für die Verwertung der noch verfügbaren Koksgasmenge, welche gegenwärtig zur Dampferzeugung in 3 Kesseln von der gleichen Leistung wie die oben erwähnten verwandt wird, soll ein zweiter größerer Motor aufgestellt werden.

Die Anlage bietet für die Kenntnis des Koksgasmotorbetriebes ein besonderes Interesse, weil sie bisher

allein von einem unparteiischen Fachmann, dem Professor Dr. Eugen Meyer in Berlin, mit bekannter Gründlichkeit geprüft wurde. Dem Gutachten dieser Autorität im Gasmotorenwesen sind die nachstehenden Angaben über die Versuche entnommen.

Die hauptsächlichste Prüfung fand im August des Vorjahres statt, ihr folgten nach dem Verlauf eines Vierteljahres noch einige Kontrollversuche. Die Abmessungen der Maschine, welche ursprünglich für Gichtgasbetrieb bestimmt war und dann erst durch Verkleinerung der Gasschlitzte und Beschaffung einer kleineren Gasladepumpe für Koksgas hergerichtet wurde, sind folgende:

Arbeitszylinder mit zwei gegenläufigen Kolben	{	Zylinderdurchmesser . . .	675,0 mm
		Hub des vorderen Kolbens . . .	952,2 "
		" hinteren . . .	947,8 "
		Zylinderdurchmesser . . .	1140 "
Luftpumpe, doppeltwirkend	{	Hub	500,7 "
		Kolbenstangen- vorn	90 "
		hinten	70 "
Gaspumpe, einfach wirkend	{	Zylinderdurchmesser . . .	589,5 "
		Hub	500,7 "

Bei den Versuchen wurden alle 5 Minuten an dem Arbeitszylinder je 15, an der Gaspumpe, an beiden

(Forts. auf S. 562.)

Die Ergebnisse der Leistungsversuche an dem Koksgasmotor

Nr.	Versuchsnummer	VIIa	VIIb	VI	XV	III	XIV
	Datum und Stunde.	am 4. 8. 03 von 4 h ³⁵ bis 4 h ⁵⁰	4. 8. 03 4 h ⁵⁰ bis 5 h ⁰⁵	4. 8. 03 3 h ⁵⁰ bis 4 h ²⁰	5. 8. 03 3 h ²⁵ bis 3 h ⁴⁵	4. 8. 03 10 h ⁰⁰ bis 10 h ⁵⁰	5. 8. 03 2 h ⁵⁵ bis 3 h ¹⁵
1	Stellung des Gasdrosselventils $\left. \begin{array}{l} 0: \text{Gaszufuhr geschlossen} \\ 10: \text{ " " " ganz offen} \end{array} \right\}$	7,0	5,0	3,25	2,3	3,0	2,0
2	Stellung des Luftabblaseventils $\left. \begin{array}{l} 0: \text{Luft wird nicht abgelassen} \\ 130: \text{Luftabblaseöffnung ganz offen} \end{array} \right\}$	30	33	37	47	55	45
3	Minutl. Umdrehungen der Kurbelwelle	109,1	110,6	110,3	113,6	108,5	112,9
4	Arbeitszylinder $\left\{ \begin{array}{l} \text{Mittlerer indizierter Druck } p_i + \dots \text{ kg/qcm} \\ \text{Indizierte Leistung } N_i + \dots \text{ PS} \end{array} \right.$	5,29	5,25	4,66	4,27	4,06	4,02
		873	878	778	733	665	686
5	Luft- pumpe $\left\{ \begin{array}{l} \text{Mittlerer indizierter Druck, vorn} \dots \text{ kg/qcm} \\ \text{Mittlerer indizierter Druck, hinten} \dots \text{ kg/qcm} \\ \text{Summe der indizierten Drücke vorn und hinten} \dots \text{ kg/qcm} \\ \text{Indizierter Arbeitsverbrauch } N_l \dots \text{ PS} \end{array} \right.$	0,622	0,514	0,478	0,472	0,374	0,479
		0,400	0,328	0,310	0,307	0,255	0,304
		1,022	0,842	0,788	0,779	0,629	0,783
		126,2	105,3	98,4	100,0	77,3	100,1
6	Gas- pumpe $\left\{ \begin{array}{l} \text{Mittlerer indizierter Druck} \dots \text{ kg/qcm} \\ \text{Indizierter Arbeitsverbrauch } N_g \dots \text{ PS} \end{array} \right.$	0,211	0,219	0,219	0,243	0,211	0,248
		6,99	7,35	7,32	8,38	6,96	8,05
7	Gesamter Arbeitsverbrauch der Ladepumpen $N_l + N_g \dots \text{ PS}$	133,2	112,7	105,7	108,4	84,3	108,6
8	Indizierte Leistung der Gasmaschine $N_i - N_l + - N_l - N_g \dots \text{ PS}$	740	765	672	625	581	577
9	Verhältnis: $\frac{\text{Arbeitsverbrauch der Ladepumpen } N_l + N_g}{\text{indizierte Leistung der Gasmaschine } N_i} \dots \text{ pCt.}$	18,0	14,7	15,7	17,3	14,5	18,8
10	Koksgasverbrauch d. Maschine pro Stunde $\left\{ \begin{array}{l} \text{bez. auf } 0^0 \\ \text{bei } 760 \text{ mm} \end{array} \right.$ $\left\{ \begin{array}{l} \text{cbm} \\ \text{WE/cbm} \end{array} \right.$	426,0	431,0	365,5	315,0	348,6	298,8
		3400	3410	3530	3780	3220	3720
11	Wärmeverbrauch der Maschine pro Stunde WE	1 578 000	1 467 000	1 290 000	1 191 000	1 122 000	1 112 000
12	Indizierte Leistung im Arbeitszylinder ohne Abzug der Ladepumpenarbeit $N_i + \dots \text{ PS}$	873	878	778	733	665	686
13	Wärmeverbrauch pro PS-Stde. der im Arb.-Zyl. indiz. Leistg. . WE	1810	1670	1660	1620	1680	1620
14	Indizierte Leistung der Maschine $N_i \dots \text{ PS}$	740	765	672	625	581	577
15	Wärmeverbrauch pro PS-Stde. der indiz. Maschinenleistung . WE	2130	1920	1920	1910	1930	1930
16	Kompressionsendspannung kg/qcm Ueberdr.	11,5	10,8	10,6	10,6	10,6	10,6

Die verschiedenen nach Tourenzahlenstufen abgetheilten Gruppen sind durch fette Linien getrennt

System Oechelhäuser auf Borsigwerk am 4. und 5. August 1903.

r.	XX	XIX	II	XVII	XVIII	X	IX	IV	VIIIa	VIIIb	XI	XII	XIII
	5. 8. 03 5h ⁵⁰ bis 6h ⁰⁵	5. 8. 03 5h ²⁵ bis 5h ⁴⁰	4. 8. 03 9h ⁰⁵ bis 9h ¹⁰	5. 8. 03 4h ³¹ bis 4h ⁴⁶	5. 8. 03 5h ⁰⁰ bis 5h ¹⁵	5. 8. 03 10h ³⁰ bis 10h ⁵⁰	5. 8. 03 9h ¹⁵ bis 10h ¹⁰	4. 8. 03 10h ⁵¹ bis 11h ¹⁵	5. 8. 03 8h ⁵⁰ bis 9h ¹⁰	5. 8. 03 9h ¹⁰ bis 9h ²⁵	5. 8. 03 11h ¹⁰ bis 11h ³⁰	5. 8. 03 11h ⁴¹ bis 11h ⁵⁶	5. 8. 03 12h ⁰³ bis 12h ²⁵
1	?	1,7	3,0	1,8	1,6	4,8	2,2	2,0	2,0	1,85	2,1	?	1,6
2	?	67	?	39	65	20	32	50	38	45	30	?	35
3	105,7	108,3	97,6	96,4	95,1	84,5	84,75	86,8	86,5	86,1	69,8	68,4	65,8
4	3,38	2,90	4,02	2,30	2,21	4,94	4,37	3,76	3,73	3,66	4,40	4,02	3,06
	538	475	592	335	318	631	560	493	488	477	471	416	304
5	0,348	0,356	0,329	0,412	0,297	0,488	0,398	0,331	0,368	0,324	0,338	0,289	0,275
	0,237	0,243	0,225	0,252	0,208	0,272	0,242	0,212	0,231	0,218	0,177	0,167	0,162
	0,585	0,599	0,554	0,664	0,505	0,760	0,640	0,543	0,599	0,542	0,515	0,456	0,437
	69,9	73,5	61,2	72,5	54,3	72,7	61,3	53,4	53,8	52,8	40,7	35,3	32,6
6	0,261	0,251	0,200	0,260	0,217	0,249	0,249	0,222	0,245	0,235	0,227	0,231	0,244
	8,38	8,26	5,93	7,62	7,13	6,38	6,41	5,85	6,43	6,15	4,82	4,80	4,87
7	78,3	81,8	67,1	80,1	61,4	79,1	67,7	59,3	65,2	59,0	45,5	40,1	37,5
8	460	393	525	255	257	552	492	434	423	418	425	376	267
9	17,0	20,8	12,8	31,4	23,9	14,3	13,8	13,7	15,4	14,1	10,7	10,6	14,0
	242,8	223,8	319,4	214,6	159,6	340,3	268,2	255,4	247,8	224,8	232,0	196,1	139,3
0	3750	3740	3160	3730	3630	3615	3670	3370		3530	3630	3610	3610
	911 000	837 000	1 009 000	802 000	579 000	1 229 000	977 000	861 000		793 500	842 500	708 000	503 500
2	538	475	592	335	318	631	560	493	488	477	471	416	304
3	1690	1760	1700	2400	1820	1950	1740	1740		1660	1790	1700	1660
4	460	393	525	255	257	552	492	434	423	418	425	376	267
5	1980	2130	1920	3140	2260	2230	1990	1980		1900	1980	1880	1890
6	10,3	10,1	10,2	10,2	9,9	10,1	10,0	9,8	9,9	9,8	10,1	10,0	9,6

Seiten der Luftpumpe und des angetriebenen Gebläses je 10 Diagramme auf einem Blatt genommen. Die Indikatoren hatten sog. Storchschnabelantriebe, bei denen ein toter Gang nicht auftritt. Die Versuchsdiagramme des Arbeitszylinders unterscheiden sich nicht wesentlich von dem in Figur 84d wiedergegebenen. Zur Bestimmung des Gasverbrauchs diente eine Gasuhr, Bauart Pintsch. Sie wurde vor Beginn der Versuche mit einer gewöhnlich als Druckausgleicher dienenden Gasglocke von 12 cbm Fassungsraum nachgeeicht. Während der Prüfung las man alle 5 Minuten den Stand der Gasuhr

ab und bestimmte zugleich die Gastemperatur vor und hinter der Gasuhr sowie den Druck in der Gasleitung. In gleichen Zeitperioden wurden die Umdrehungen des Motors an einem Tourenzähler festgestellt.

Heizwertbestimmungen führte man ungefähr alle Viertelstunden mit Hilfe eines Junkerschen Kalorimeters aus. Für den Wärmeverlust durch Strahlung des Kalorimeters machte man einen Zuschlag von 1 pCt. des Heizwertes. Die Ergebnisse der Gasuntersuchungen waren, bezogen auf 0° C und 70 mm Barometerstand, folgende:

Am 4. August 1903 vormittags

Zeit (Stunde, Minuten)	858—907	930—38	952—57	1043—20	1027—32	1015—51	1101—09	1112—49
Unterer Heizwert . . WE/cbm	3112	3195	3118	3263	3174	3310	3325	3446

Am 4. August nachmittags

Zeit (Stunde, Minuten)	230—37	243—51	302—08	315—22	332—37	339—45	400—05	413—18	436—11	448—54	503—09
Unterer Heizwert . . WE/cbm	—	3490	3410	3492	3595	3543	3529	3538	3430	3355	3448

Am 5. August vormittags

Zeit (Stunde, Minuten)	905—08	911—16	933—38	1001—06	1013—18	1024—29	1042—47	1059—11 ⁰⁴	1121—26	1144—49
Unterer Heizwert . . WE/cbm	3290	3503	3628	3714	3498	3682	3592	3563	3658	3613

Am 5. August nachmittags

Zeit (Stunde, Minuten)	244—49	251—56	314—19	338—43	354—40	407—12	420—25	444—49	507—12	515—20	542—47
Unterer Heizwert . . WE/cbm	3668	3695	3747	3786	3790	3810	3860	3657	3484	3737	3750

Das Gas hatte nach 3 Analysen nachstehende Zusammensetzung:

Versuchsnummer	Zeit		
	10 Uhr vorm.	4 Uhr nachm.	10 Uhr vorm.
	I.	II.	III.
Gehalt an CO ₂ in Vol.-Proz.	4,91	4,90	5,90
„ „ schweren Kohlenwasserstoffen „ „	2,63	1,80	2,10
„ „ O ₂ „ „	0,20	0,30	0,40
„ „ CO „ „	11,84	10,60	10,20
„ „ H ₂ „ „	42,00	48,08	43,80
„ „ CH ₄ „ „	19,73	18,43	20,30
„ „ N ₂ „ „	18,69	15,89	17,90

Die Leistungsversuche zerfallen je nach der Tourenzahl des Motors in 4 Gruppen. Von den Gruppen umfaßt die

- I. 8 Versuche bei einem Durchschn. v. 110 Umdreh. pro Min.
- II. 3 „ „ „ „ 96 „ „ „
- III. 5 „ „ „ „ 85½ „ „ „
- IV. 3 „ „ „ „ 68 „ „ „

Ferner ist noch zu bemerken, daß die indizierte Leistung einer Zweitaktmaschine der Arbeit des Kraftzylinders, vermindert um den Energieverbrauch der Ladepumpen, entspricht. Da die Luftpumpe für den Motor zu groß bemessen ist, mußte man bei einem Teil der Versuche die zuviel geförderte Luft abblasen lassen. Die Einstellung des Abblaseventils, welche die Versuchsergebnisse stark beeinflusste, ist in der vorstehenden Tabelle der Versuchsergebnisse (S. 560 u. 561, 2. Horizontalreihe) bezeichnet.

Für die Überwindung der Eigenreibung verbraucht die Maschine bei 100 Umdrehungen 110 PS, sodaß ihr mechanischer Wirkungsgrad zwischen 0,82 und 0,84 lag.

Die meisten Versuche fanden bei günstiger Stellung des Luftablaßventils statt; die Versuche VIIa, VIIIa und XVII bei einer ungünstigen. Bei den Versuchen VII und VIII wurde in der Mitte des Versuches das Luftablaßventil so verstellt, daß in der zweiten Hälfte b mehr Luft durch das Ventil ins Freie ging als in der ersten a. Gleichzeitig wurde durch Drehung des Drosselventils auch die Gaszufuhr verringert. Im übrigen bemerkt Professor Meyer zu den einzelnen Versuchen:

Zu Versuch

VII Durch Verminderung der Einblaseluft fällt der Wärmeverbrauch um

$$\frac{1810 - 1670}{1670} \times 100 = 8,4 \text{ pCt. des}$$
 günstigeren Wertes.

VIII Der Gasverbrauch wird durch Verringerung der Menge eingeblasener Luft günstiger.

XVII u. XVIII. Dieselbe Beobachtung wie bei VII und VIII.

Bei XVIII war das Luft-Ablaßventil weiter geöffnet, es entwich deshalb mehr Luft ins Freie wie bei XVII, wo das Gemisch infolge des starken

Luftzutrittes so arm war, daß sich Zündungsversager einstellten. Bei XVIII konnte das Gas stärker gedrosselt werden als bei XVII, wobei der Wärmeverbrauch pro PSi um

$$\frac{3140 - 2260}{2260} \times 100 = \approx 39 \text{ pCt.}$$

fiel. Die Umdrehungszahl war bei den Versuchen ungefähr gleich, die Belastung des angetriebenen Gebläses war wenig höher wie beim Leerlauf und betrug etwa 150 PS.

Die Ladepumpen verbrauchen bei Vollbelastung und normaler Umdrehungszahl (110 minütl. Umdrehungen) etwa 15 pCt. der indizierten Motorarbeit, dabei ist aber zu berücksichtigen, daß die Pumpen für die zum Koks-gasbetrieb verengerten Luftschlitze zu weit bemessen sind.

Der mittlere Wärmeverbrauch von 1660 WE pro PSi wird durch die starken Wechsel der Umdrehungszahl (113—66 minütl. Umdrehungen) nicht viel berührt. Bei günstiger Gemengebildung werden dabei 38 pCt. der im Koks-fogas enthaltenen Wärme in Arbeit umgesetzt. Auch die großen Belastungsänderungen (100 pCt. = 878 PSi bei Versuch VIIb und 60 pCt. = 538 PSi bei Versuch XX) beeinflussen den Wärmeverbrauch nur wenig.

Der mittlere Durchschnitt der in diesen Belastungsgrenzen festgestellten Werte 1620 bzw. 1690 WE liegt ebenfalls bei 1660 WE. Bei einer Belastung von nur

42 pCt. (Versuch $\frac{\text{XVIII}}{\text{VIIb}} = \frac{318 \cdot 110,6}{878 \cdot 95,1}$) stieg der Wärme-

konsum bei günstiger Gemischregelierung auf 1820 WE, bei ungünstiger auf 2400 WE, ein beredter Beweis für den großen Einfluß guter Gemischbildung auf die Wirtschaftlichkeit des Gasmotorenbetriebes. Die Untersuchungen Meyers erstreckten sich auch auf den Schmieröl- und Kühlwasserverbrauch. Hinsichtlich des ersteren stellte er fest, daß der Arbeitszylinder in der Stunde 541 g Zylinderöl und 5 Tropfenöl an der Maschine zusammen 1,24 kg frisches Öl verbrauchten, während die übrigen Schmierapparate mit schon einmal gebrauchtem und wieder gereinigtem Öl arbeiteten.

Zur Kühlwasserbestimmung benutzte Meyer 5 nachgeeichte Wassermesser, welche er in je eine Zufußleitung einschaltete. Die erhaltenen Werte, welche 25—30 pCt. größer waren als die unmittelbar abgelesenen, wurden nach dem Ergebnis der Eichung korrigiert.

Die Wassermesser waren, wie folgt, verteilt:

Der 1. u. 3. Apparat	maß d. Wasser f. d. hintere Zylinderseite,
„ 2. u. 5. „	„ „ „ „ „ „ vordere „
„ 4. „	„ „ „ „ „ „ Kolben der Luft- und Gaspumpe

sowie für die Einspritzdüsen zur Kühlung des Auspuffrohres.

Da der Messer 4 nicht genug Wasser für die Kühlung der von ihm versorgten Stellen durchließ, mußte man etwas aus der mit Wassermesser 1 verbundenen Leitung hinzunehmen. Daher ist die von der hinteren Zylinderseite abgeführte Wärmemenge kleiner, als die Werte der unten S. 564/65 folgenden Tabelle anzeigen, welche die gesamte von den Messern 1 und 3 durchgelassene Wassermenge wiedergeben.

Die Temperatur des Kühlwassers wurde in der Zuleitung und in den Abflußrohren der vorderen und hinteren Zylinderseite gemessen. Die Zeichen = und * in der nachstehenden Tabelle (S. 564/65) besagen, daß bei der betreffenden Temperaturmessung ein Beharrungszustand nicht abgewartet werden konnte, bezw., daß er erreicht war.

Trotz der Sommerwärme ergibt sich für die vollbelastete Maschine ein Kühlwasserverbrauch von nur 16 cbm für 740 PS oder 21 l für die indizierte Pferdekraftstunde.

Bei den Versuchen im Oktober fand eine neue Eichung der Hauptgasuhr und des am Junkerschen Kalorimeter angebrachten Gasmessers statt, welche Fehler von 1 bis 2 pCt. ergab. Bei der Prüfung wurde der mittlere Wärmeverbrauch der Maschine pro Pferdekraftstunde genau wie im Sommer zu 1660 WE festgestellt. Nach einer inzwischen vorgenommenen Änderung des Weitenverhältnisses zwischen Gas- und Luftschlitzen konnte der Einblasedruck so herabgesetzt werden, daß die Pumpenarbeit sich auf 10 pCt. der Motorarbeit, gegen früher 15 pCt., ermäßigte.

Bei den Versuchen trat infolge falscher Einstellung des Luftabblaseventils eine Vorzündung auf. Nach Veränderung der Gemischbildung durch eine bessere Ventilstellung wurden Vorzündungen nicht mehr beobachtet.

Der Eintaktmotor von Vogt.

Zur Vervollständigung der Übersicht über die jüngsten Erscheinungen auf dem Gebiete der Gasmotorentechnik sei nachstehend ein neues Gasmotorsystem kurz beschrieben, das auf einem ganz anderen Wege die Gaskraft in mechanische Energie umsetzt wie die bisherigen Anordnungen. Der Erfinder, der Deutsche Adolf Vogt, hat mit seiner Idee bei unseren Konstruktionsfirmen keinen Anklang gefunden und ist deshalb nach London gegangen, wo man gegenwärtig Versuche mit seinem Motor anstellt. Aus dem Umstande, daß der bekannte englische Ingenieur Humphrey dieser Erfindung einen längeren Artikel im Engineering**) widmet, läßt sich entnehmen, daß die Versuche in England Hoffnungen auf einen Erfolg des Systems erweckt haben. Vogt wählt einen indirekten Weg der Kräfteerzeugung, indem er den Explosionsstoß des Gemisches nicht direkt auf

**) Engineering 1904, S. 37 ff.

Die Ergebnisse der Untersuchungen zur Feststellung von Verbrauch und Erwärmung
Versuche am 4. und 5. August 1903.

Nr.	Versuchsnummer	VII	VI	XV	III	
1	Minutliche Umdrehungen der Kurbelwelle n	110	110,3	113,6	108,5	
2	Mittlerer indizierter Druck im Arbeits-Zylinder $p_i +$ kg/qcm	5,27	4,66	4,27	4,06	
3	Stündlicher Kühlwasser- verbrauch	Für den hinteren Teil des Arbeits-Zylinders cbm	5,79	5,88	5,58	5,40
4		Für den vorderen Teil des Arbeits-Zylinders cbm	5,76	5,58	5,69	5,50
5		Für die Kolben, Einspritzdüsen im Auspuff, die Luft- und Gaspumpe cbm	4,56	4,50	4,56	4,26
6		Insgesamt für die Kühlung der Maschine	16,11	15,96	15,83	15,16
7	Zuflußtemperatur des Kühlwassers	22,0	22,0	22,0	22,0	
8	Ausflußtemperatur im Arbeits-Zylinder, hinten	* 45,1	* 40,3	= 39,9	= 39,2	
9	Ausflußtemperatur im Arbeits-Zylinder, vorn	* 38,1	* 36,2	= 36,9	= 35,8	
10	Wärme- abfuhr ins Kühlwasser	Im hinteren Teil des Arbeits-Zylinders WE	* 134 000	* 107 500	= 100 600	= 82 800
11		Im vorderen Teil des Arbeits-Zylinders WE	* 92 700	* 79 300	= 86 300	= 75 900
12		Insgesamt im Arbeits-Zylinder WE	* 226 700	* 186 800	= 186 900	= 158 700
13		Wärmeverbrauch der Maschine pro Stunde WE	1 520 000	1 290 000	1 191 000	1 122 000
14	Wärmeabfuhr in das Zylinder-Kühlwasser in Prozenten des Wärme- verbrauchs der Maschine pCt.	* 14,9	* 14,5	= 15,7	= 14,1	

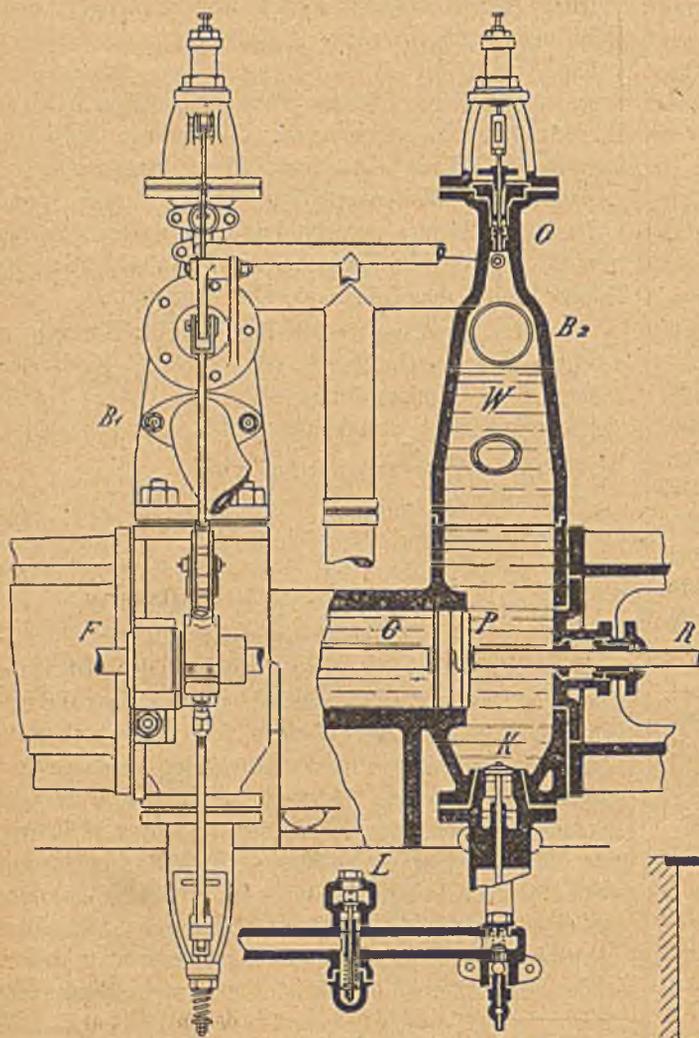


Fig. 87 a. Ansicht bzw. Schnitt des Zylinders in der Richtung der Kolbenstange.

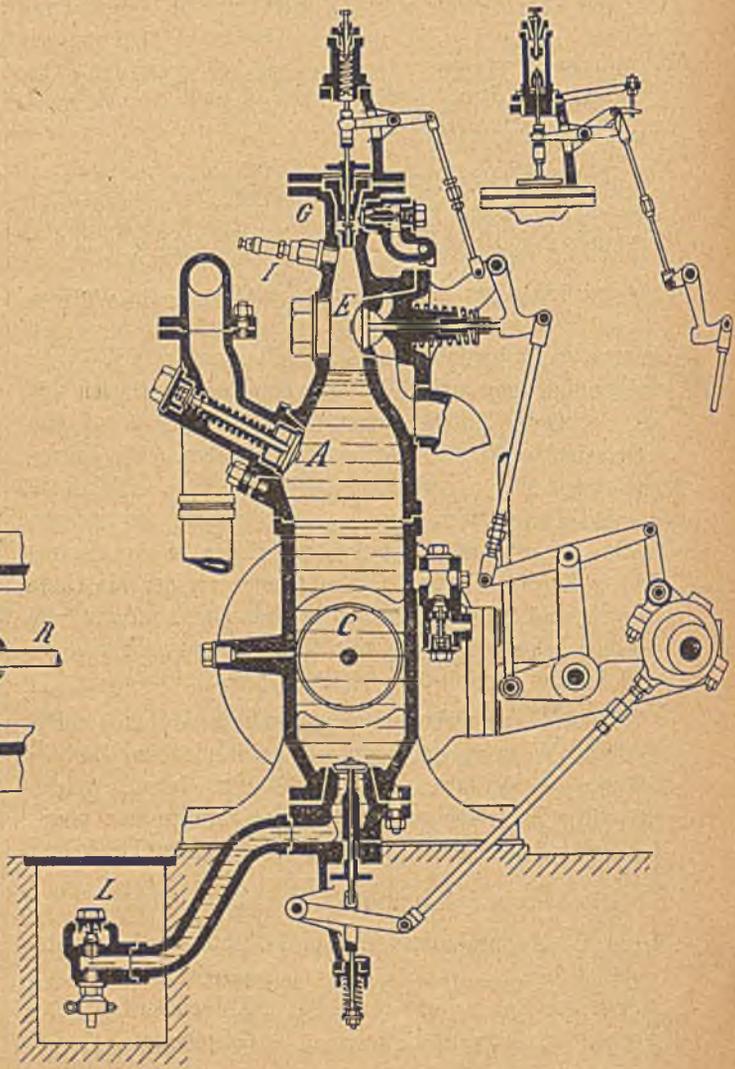


Fig. 87 b. Schnitt quer zum Kolben.

des Kühlwassers an dem Koksgasmotor, System Oechelhäuser auf Borsigwerk.

Versuche am 4. und 5. August 1903.

26. Oktober 1903.

Fr.	XIV	X	IX	IV	VIII	XI	VIII	X	VII
1	112,9	84,5	84,75	86,8	86,1	69,8	103,0	106,1	107,4
2	4,02	4,94	4,37	3,76	3,70	4,46	5,28	4,87	4,36
3	5,40	5,85	5,67	5,88	5,58	5,70	5,01	5,37	5,10
4	5,28	5,76	5,63	6,00	5,43	5,70	7,74	4,38	8,16
5	4,26	4,68	4,50	4,56	4,38	4,65	4,86	5,25	4,74
6	14,94	16,29	15,80	16,44	15,39	16,05	17,61	15,00	18,00
7	22,0	21,9	21,7	22,0	21,6	21,9	14,9	14,8	15,4
8	= 37,8	= 43,1	= 42,2	= 39,5	* 40,8	= 42,8	* 37,0	= 32,8	* 30,5
9	= 36,2	= 35,3	= 35,2	= 34,3	* 34,2	= 34,2	* 26,8	= 38,8	= 23,7
0	= 85 300	= 124 000	= 116 000	= 103 000	* 107 000	= 118 500	* 110 800	= 96 700	* 77 000
1	= 75 000	= 77 200	= 75 900	= 73 800	= 68 400	= 69 600	* 92 200	= 105 200	= 67 700
2	= 160 300	= 201 200	= 191 900	= 176 800	* 175 400	= 188 100	* 203 000	= 201 900	* 144 700
3	1 122 000	1 229 000	977 000	861 000	793 500	842 500	1 362 000	1 275 000	1 183 000
4	= 14,6	= 16,4	= 19,7	= 20,5	* 22,1	= 22,3	* 14,9	= 15,8	* 12,2

den Kolben, sondern auf eine Wassersäule wirken läßt, welche infolge der erhaltenen Beschleunigung den Kolben verschiebt. Wie die Figuren 87 a u. b erkennen lassen, besitzt der Motor zwei vertikale Verbrennungskammern B₁ und B₂, deren Inneres bis auf einen kleinen Raum in der oberen Haube mit Wasser gefüllt ist. Die beiden Kammern sind durch einen horizontalen Zylinder C verbunden. Das Gas tritt durch das Ventil G, die Luft durch A in den Explosionsraum ein, den die Auspuffgase durch E verlassen. Gas und Luft werden vorher durch Ladepumpen, deren Kolben auf der verlängerten Stange des Arbeitskolbens R sitzen, auf die erforderliche Pressung gebracht. Um das Wasser in den Verbrennungskammern kühl zu halten, wird dauernd etwas

frisches Wasser durch das Ventil L zugeführt. Das bei der Stellung der Maschine in Fig. 87 in B₁ befindliche Gasgemisch wird durch die aufsteigende Wassersäule zunächst komprimiert. Dann funktioniert der elektrische Zünder J und bewirkt die Explosion, unter deren Druck die Wassersäule den Kolben P nach der anderen Verbrennungskammer schiebt. Das dort vor dem Kolben stehende Wasser wird in die Höhe gedrängt und komprimiert wieder das bereits in der Reihenfolge Luft—Gas eingetretene Gemenge. Dann folgt wieder eine Zündung. Es bewegt sich also der Kolben bei jedem Hub kraftäubernd hin und her, die Maschine arbeitet als Eintaktmotor.

(Schluß folgt.)

Mitteilungen aus der Seilprüfungsstation der Westfälischen Berggewerkschaftskasse.

Von Ingenieur Speer, Lehrer an der Bergschule zu Bochum.

Bei richtiger Bemessung des Förderseiles gibt es wohl nur ein Mittel, Seilbrüche zu verhüten, nämlich eine dauernde, gewissenhafte Überwachung des Seiles. Dazu gehört in erster Linie eine sorgfältige Kontrolle beim Auf- und Abwinden vor der Seilfahrt; sie wird zwar in den meisten Fällen genügen, um äußere Beschädigungen des Seiles zu erkennen, nicht aber um festzustellen, ob das Seil nicht etwa einen großen Teil seiner Arbeitsfähigkeit eingebüßt hat. Es sind daher Vorschriften erlassen worden, die entweder das Ablegen des Seils nach einer bestimmten Zeit oder den Nachweis durch Prüfen eines Seilstückes innerhalb bestimmter Zeitabschnitte verlangen, daß die fernere Haltbarkeit und

Brauchbarkeit des Seiles noch gewährleistet ist. Diese Prüfung kann sowohl durch Zerreißen eines Seilstückes im ganzen Strange als auch durch Zerreißen und Biegen der einzelnen Drähte erfolgen. Die letztere Methode wurde bis vor wenigen Jahren fast ausschließlich angewandt, schon aus dem einfachen Grunde, weil Maschinen zum Zerreißen ganzer Seilstücke zu kostspielig sind, als daß jeder Zechenverwaltung ihre Anschaffung zugemutet werden könnte. Die fortschreitende Technik der Fabrikation von Förderseilen erzeugte aber Seilformen, wie z. B. Seile patentverschlossener oder dreiecklitziger Konstruktion, von denen nicht alle Drähte sich auf Biegen und Zerreißen prüfen lassen; es

wurde deshalb, um wenigstens ein genaueres Bild von der wirklichen Tragfähigkeit des ganzen Seiles im geflochtenen Zustande zu erhalten, von der Bergbehörde angeordnet, daß die Seile patentverschlossener Konstruktion im ganzen Stränge geprüft werden müßten. Da überhaupt eine Prüfung des Seiles in der Art, wie es im Gebrauche angestrengt wird, also im ganzen Stränge, als die rationellste erscheint, entschloß sich der Vorstand der Westfälischen Berggewerkschaftskasse, eine Maschine zum Zerreißen ganzer Seile aufzustellen und, da Qualitätsproben der Drähte mit dem Zerreißen der Seile Hand in Hand gehen müssen, auch die dazu nötigen Maschinen und Apparate anzuschaffen, kurz eine Seilprüfungsstation einzurichten. Die Einrichtung dieser Station soll zunächst in folgendem dargestellt werden; in einigen späteren Aufsätzen sollen dann Versuchsergeb-

nisse von allgemeinerem Interesse bekannt gegeben werden.

Einrichtung der Seilprüfungsstation.

Eine Seilprüfungsstation muß folgenden drei Anforderungen genügen; erstens muß sie die Prüfung von Seilen jeder Dimension im geflochtenen Zustande, zweitens die Prüfung der Qualität des zu den Seilen verwendeten Materials und drittens eine dauernde Kontrolle der Richtigkeit der bei der Prüfung zu benutzenden Maschinen gestatten.

Zur Prüfung von Seilen im ganzen Stränge ist von der Firma C. Hoppe, Berlin, welche jetzt mit der Maschinenfabrik Fr. Gebauer-Berlin vereinigt ist, eine Maschine aufgestellt worden, die eine Zugkraft von 250 000 kg bei 200 Atm Betriebsdruck erzeugen kann (vergl. Fig. 1 u. 2).

Fig. 1.

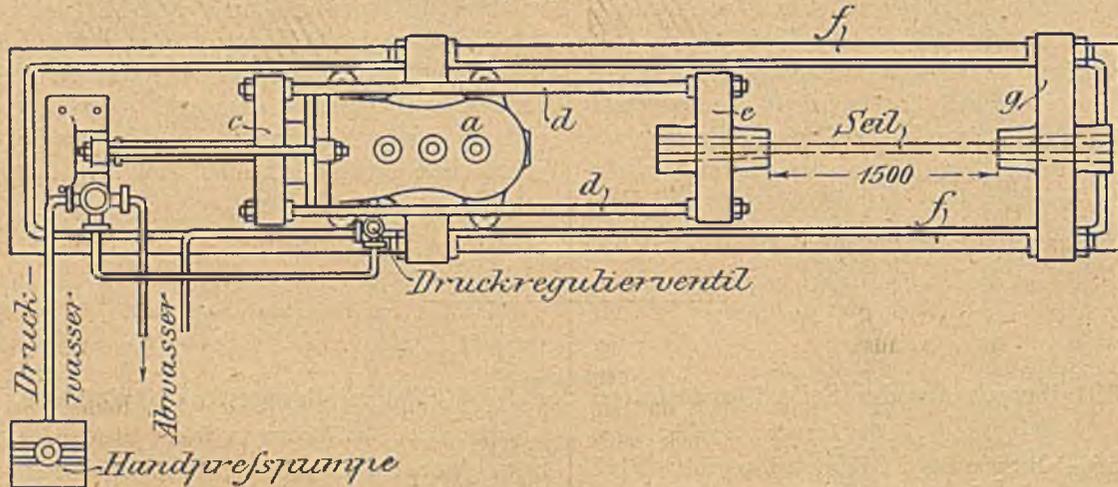
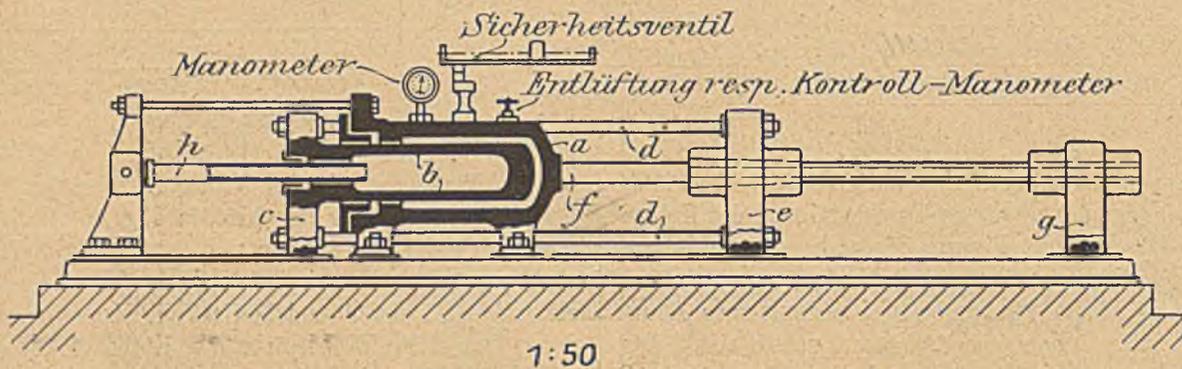


Fig. 2.

Fig. 1 u. 2. Seilprüfmaschine.

Die Maschine ist liegend angeordnet und besteht im wesentlichen aus einem Stahlgußzylinder a mit hohlem Plungerkolben b, der an seinem aus dem Zylinder herausragenden Ende ein auf einer Rolle bewegliches Kopfstück c trägt; mit letzterem ist durch vier kräftige Zugstangen d, zwischen denen der Preßzylinder liegt, eine ebenfalls auf einer Rolle bewegliche Mitteltraverse e fest verbunden. Zwischen dieser und der gegen den feststehenden Zylinder durch zwei Druck-

stangen f abgestützten und mit dem Maschinengestell fest verschraubten Endtraverse g wird das Seil durch die weiter unten erläuterten Seilklemmen eingespannt. Am Zylinder befinden sich ein Entlüftungsventil, zwei Stutzen zum Aufschrauben von Manometern, ein Druckregulierventil, sowie ein Hahn zum Ablassen des gebrauchten Preßwassers.

Um die Zugkraft für das Seil zu erzeugen, wird durch eine Pumpe, die mit zwei während des Betriebes

leicht auswechselbaren Kolben von verschiedener Stärke versehen ist und durch einen Gleichstrom-Nebenschlußmotor mittels Transmission angetrieben wird, Druckwasser in den Zylinder gepreßt, dadurch der Plunger mit dem Kopfstück aus dem Zylinder herausgedrückt und von der feststehenden Endtraverse entfernt. Der auf den Plunger ausgeübte Druck und somit der auf das Seil ausgeübte Zug kann an dem am Zylinder aufgeschraubten, mit kg-Einteilung versehenen Manometer direkt abgelesen werden.

Zur Umkehr der Bewegung wird durch Umstellen des Steuerhahns Druckwasser durch ein in der Kolbenachse liegendes und im Kopfstücke mittels Ledermanschette abgedichtetes Rohr h in den hohlen Plunger gepreßt.

Die freie Länge des zu zerreißen Seiles beträgt im Minimum 1,5 m, die zum Einspannen erforderliche Länge je 0,75 m, sodaß das zu prüfende Seilstück eine Länge von 3,0 m haben muß; der Hub der Maschine beträgt 0,8 m.

Große Schwierigkeiten bereitete im Anfang das Einspannen der Seile, das von dem Lieferanten der Maschine folgendermaßen gedacht war. In der Mittel- und Endtraverse befindet sich je ein Ausschnitt von der Form einer abgestumpften Pyramide, in den zunächst die beiden Gleitbacken a, sodann die langen Hilfskeile b und schließlich die eigentlichen Keile c gelegt werden (s. Fig. 3 u. 4). In der bogenförmigen Aussparung der letzteren liegt das Seil, das durch Antreiben der Hilfskeile b festgeklemmt wird.

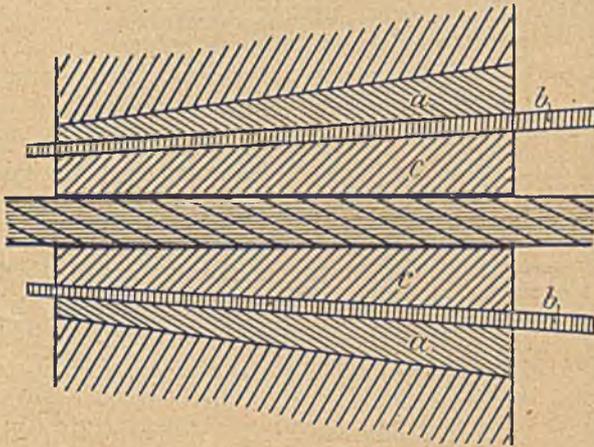


Fig. 3.

Fig. 3 u. 4. Seilklemme.

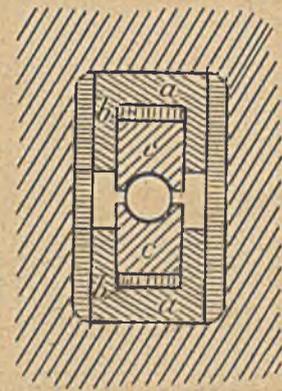


Fig. 4.

Für die verschiedenen Seilstärken sind verschiedene Keile mit den dem Durchmesser des Seiles entsprechenden Rundungen vorhanden. Bei dünneren Seilen müssen auf die oberen Gleitbacken noch Platten gelegt werden, um das Loch in der Traverse gut auszufüllen. Damit die Keile das Seil bei dem ausgeübten Zuge festhalten konnten, waren sie in den Rundungen anfangs mit Zähnen versehen. Die Keile waren derart angeordnet, daß sie vorn das Seil kaum berührten und der Druck nach hinten zu allmählich immer stärker wurde.

Die Keile hielten das Seil zwar fest, die Zähne drangen jedoch in das Seil ein und zerstörten es, sodaß es stets hinten im Seilschloß riß, also die wirkliche Tragfähigkeit des Seiles nicht ermittelt werden konnte. Die Firma Hoppe wie auch der Lieferant des Seilschlosses, Kortüm in Berlin, schlugen vor, die einzuspannenden Seilenden mit weichen Litzen zu armieren, in welche die Zähne eingreifen sollten; der Erfolg war derselbe, die Seile rissen im Seilschloß. Nun wurden die Zähne aus den Keilen entfernt, zuerst teilweise, dann gänzlich; jetzt gelang es aber nicht mehr, die patentverschlossenen Seile festzuhalten, die aus dem

Schlosse herausgezogen wurden, während die gewöhnlichen Rundseile immer noch durch den ausgeübten Druck im Schlosse zerstört wurden. Darauf versuchte Verfasser mit gutem Erfolge, die Keile mit einer Kompositionsmasse auszugießen, unter Beibehaltung der für das Seil passenden Rundung; die Komposition wurde dadurch gegen Herausziehen gesichert, daß man in die Rundung der Keile eine Reihe Vertiefungen bohrte; außerdem wurde bei Neubeschaffung von Keilen dafür gesorgt, daß sie eine andere Neigung erhielten, damit der Druck etwas gleichmäßiger auf die ganze Länge des in den Keilen liegenden Seilstückes verteilt würde.

Erwähnt sei noch, daß verschiedentlich versucht wurde, die aufgeflochtenen Seilenden in konische Muffen einzugießen, wie es sonst gewöhnlich beim Prüfen ganzer Seile nach der Methode von Felten & Guilleaume zu geschehen pflegt, daß aber vergleichende Versuche mit ein und demselben Seile bei beiden Einspannmethode dieselben Resultate ergaben. Da das Eingießen von 3 m langen Seilstücken größere Schwierigkeiten bereitet, wurde die Methode, die zu prüfenden

Seile in die mit Komposition ausgefüllten Keile einzulegen, beibehalten.

Zur Vornahme von Qualitätsprüfungen einzelner Drähte ist die Station mit einer hydraulisch (durch Wasserleitungsdruck) betriebenen Drahtzerreißmaschine von 2000 kg Tragfähigkeit, einem Biegeapparate und einem Torsionsapparate, die alle drei von A. v. Tarnogrocki in Essen geliefert sind, ausgerüstet.

Die in Figur 5 dargestellte Präzisions-Zerreißmaschine ist folgendermaßen eingerichtet. Unterhalb

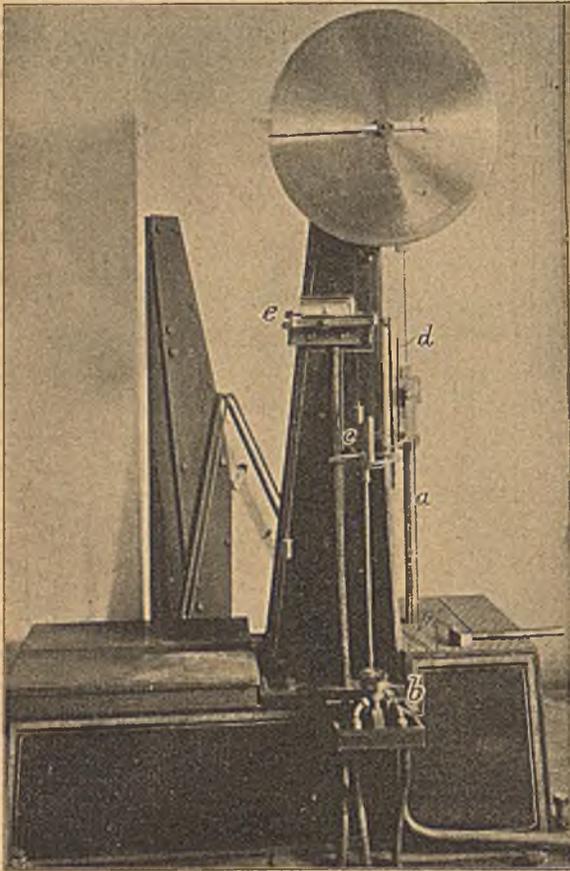


Fig. 5. Präzisions-Zerreißmaschine.

des Gestelles befindet sich in einer im Fundament ausgesparten Grube ein Zylinder, dessen Kolbenstange a den unteren Spannkopf trägt. Durch den vorn an der Maschine angebrachten Vierweghahn b wird mittels der kleinen Kurbel c abwechselnd je nach Bedarf ober- oder unterhalb des Kolbens Druckwasser in den Zylinder gegeben und dadurch entweder der Zug erzeugt oder der untere Spannkopf zum Einspannen eines Drahtes dem oberen Spannkopf genähert.

Die Spannköpfe sind um eine horizontale Achse drehbar befestigt, sodaß sie sich immer in der Richtung der Zugkraft einstellen und der Draht immer nur auf Zug und nie gleichzeitig auf Biegung beansprucht werden kann; sie tragen je zwei sich gleichzeitig parallel verschiebende keilförmige Klemmböcken, zwischen welche der zu prüfende Draht eingelegt wird. Die Zugkraft überträgt sich durch den Draht auf ein Zahnsegment,

durch das ein Zeiger bewegt wird; letzterer gibt auf der gegenüber dem Teilkreise des Zahnrades in bedeutend vergrößertem Maßstabe angebrachten Skala die Belastung an. Die Maschine beruht auf dem System der Wage mit einfachen Hebeln. Sie ist mit einem Dehnungsmesser d und einem Diagrammapparate e ausgestattet, die aber beide für exakte Versuche nur mit sehr großer Vorsicht zu gebrauchen sind. Der Dehnungsmesser besteht im wesentlichen aus einem mit mm-Teilung versehenen Maßstabe, auf welchem ein am unteren Spannkopf befestigter Zeiger gleitet. Der Maßstab ist verschiebbar eingerichtet, sodaß sein Nullpunkt leicht nach dem jeweiligen Stande des Zeigers vor Beginn des Versuches eingestellt werden kann. Da die Einspannkeile sich beim Zerreißversuche allmählich immer fester in das Prüfungsmaterial eindrücken und demgemäß während des Versuches nachrutschen, so ist es nicht möglich, die Dehnung des Materials genau zu messen. Von einem Dehnungsmesser muß man immer verlangen, daß er an dem sich dehrenden Material selbst befestigt ist, und daß nicht erst noch Teile eingeschaltet werden, welche, selbst beweglich, unkontrollierbare Längenänderungen verursachen.

Da der Diagrammapparat, der gleichzeitig auf der sich drehenden Trommel Dehnung und Belastung verzeichnen soll, denselben Fehler besitzt, daß die Dehnung durch den Spannkopf übertragen wird, so ist er ebenso bei exakten Versuchen nur mit der größten Vorsicht zu verwenden und gibt ebensowenig völlig einwandfreie Resultate.

Der in Fig. 6 abgebildete Präzisions-Biegeapparat ist mit je zwei auswechselbaren Gußstahlwellen von

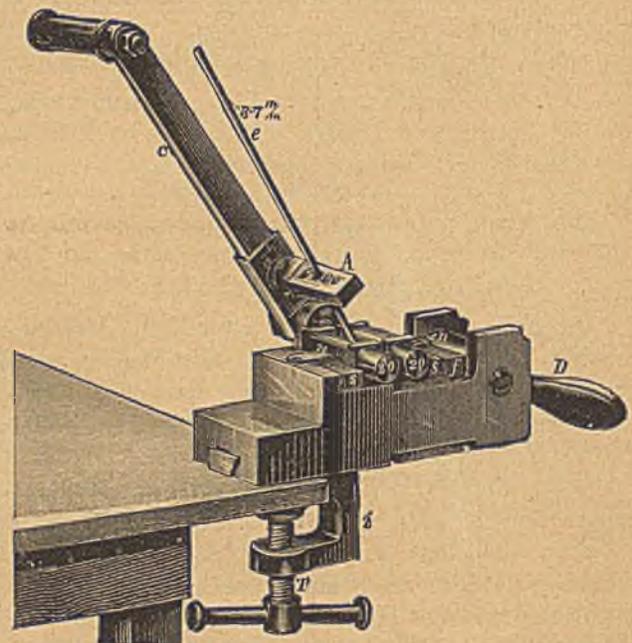


Fig. 6. Präzisions-Biegeapparat.

10 mm und 20 mm Durchmesser versehen, um welche der zu prüfende Draht gebogen wird. Die beiden zum

Apparat gehörenden Querbolzen A, mit Löchern für Drahtstärken von 1 bis 8 mm Durchmesser versehen, sind verstellbar, sodaß man den Draht in kürzerer oder längerer Entfernung von der Biegungsstelle halten kann. Durch Niederdrücken des mit einem Handgriffe D versehenen Exzenters wird der Draht zwischen den Backen festgeklemmt; nach Anheben des Handgriffes wird die

dem Exzenter anliegende Klemmbacke f selbsttätig durch kleine, innenliegende Federn von der anderen feststehenden Backe entfernt, sodaß der gebrochene Draht unten herausfällt und die Öffnung für das Einführen eines anderen Drahtes freigibt.

Der Torsionsapparat (Fig. 7) gestattet, Drähte von 1 bis 8 mm Durchmesser zu prüfen, und zwar ist die freie

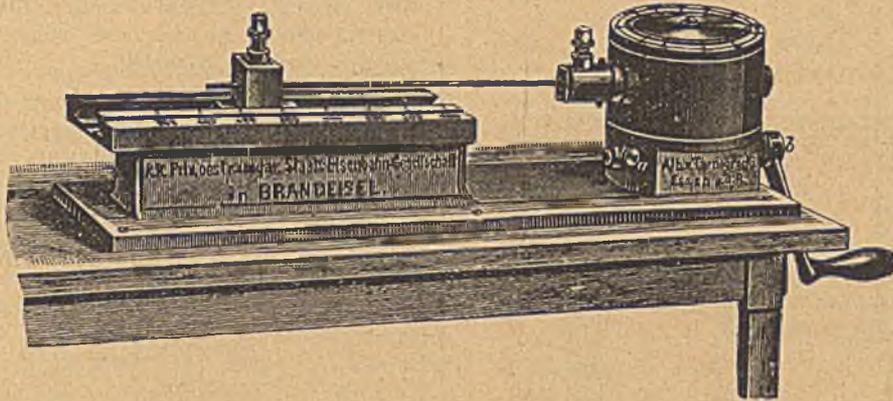


Fig. 7. Torsions-Apparat.

Länge des zu prüfenden Drahtes verstellbar zwischen 150 und 500 mm Länge. Da die Kurbelwelle ausrückbar ist, so kann man eine Räderübersetzung 1:1 oder bei starken Drähten eine solche 3:1 einschalten. Ein an dem Apparate angebrachtes Zählwerk gibt selbsttätig die Anzahl der Verwindungen des Drahtes um seine eigene Achse an. Auch ist der Apparat mit Gewichtsspannung versehen, sodaß man den Draht beim Tordieren auch von 10 kg an bis zu 50 kg mit Intervallen von 5 zu 5 kg belasten kann.

Zur Prüfung der Richtigkeit der Lastanzeigen ist die große Seilzerreißmaschine mit Kontroll-Manometern ausgerüstet, die nur dem Zwecke der Vergleichung mit den im Gebrauch befindlichen Manometern dienen; nicht aber beim Zerreißen der Seile selbst benutzt werden, um sie nicht den beim Bruche einer Probe unvermeid-

lichen Erschütterungen auszusetzen. Außerdem ist ein Stahlstab von 69 mm Durchmesser, dessen elastische Dehnungen von der Kgl. technischen Versuchsanstalt zu Charlottenburg festgestellt worden sind, vorhanden, sodaß mit Hilfe eines Martensschen Spiegelapparates die Maschine bis 100 000 kg damit kontrolliert werden kann. Eine ausführliche Beschreibung des Spiegelapparates und die Darlegung seiner Benutzung ist in „A. Martens Materialkunde für den Maschinenbau“ gegeben.

Die Drahtzerreißmaschine wird durch direkte Gewichtbelastung auf ihre Richtigkeit geprüft, indem an den oberen Spannkopf eine Balkenwaage angehängt wird, deren Belastung mit der Lastanzeige an der Skala übereinstimmen muß.

Technik.

Ein Verschluss für die Zwischenanschlagspunkte saigerer Bremsschächte. Die im folgenden beschriebene Ausführung eines Verschlusses für die Zwischenanschlagspunkte saigerer Schächte gehört zu derjenigen Gruppe von Konstruktionen, bei denen die Sperrvorrichtung für die Tore nur vom Bremsler geöffnet werden kann, und bei denen gleichzeitig mit dem Öffnen des Tores das Fördergestell durch eine Hebelübertragung festgestellt wird.

Der Verschluss ist von dem Obersteiger der Zeche Friedlicher Nachbar, Schulte, erfunden und steht auf verschiedenen Zechen des Ruhrbezirks, Friedlicher Nachbar, Consolidation und Wilhelmine Viktoria, in Gebrauch.

Zu ersterwähntem Zwecke wird in dem saigeren Bremsschacht ein dünnes Drahtseil vom obersten bis zum untersten Anschlagpunkt gespannt. In diesen Draht wird an jedem Anschlagpunkte parallel zu diesem eine Flacheisenstange eingeschaltet, die sich in Ösen auf und ab bewegen kann. Die einzelnen Flacheisenstangen haben in verschiedener

Höhe je einen Ausschnitt, und zwar befindet sich dieser bei jeder unteren um 13 cm tiefer als bei der nächst höheren. An den Türen angebrachte Haken fassen bei

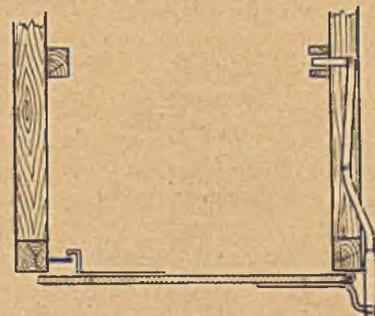


Fig. 1.

geschlossener Tür gewöhnlich hinter das Flacheisen und verhindern so das Öffnen (vergl. Fig. 1).

Bringt aber der Bremsler den Ausschnitt des Flacheisens gerade vor den Haken, so ist das Öffnen der Tür möglich. Um dem Bremsler ein genaues Einstellen des Flacheisens zu erleichtern, ist am obersten Anschlag eine Skala angebracht, auf der die erforderliche Stellung des Hebels für die einzelnen Anschlagsörter angegeben ist (s. Fig. 2).

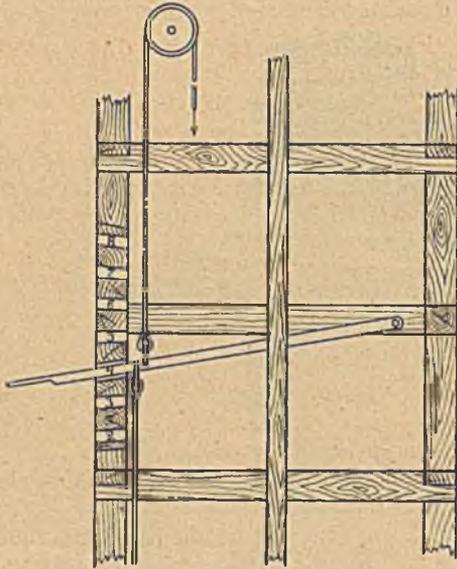


Fig. 2.

Da die Einschnitte an den Stangen in verschiedener Höhe, die Haken an den Türen sich aber alle in gleicher Höhe befinden, so ist bei einer bestimmten Stellung des Hebels ein gleichzeitiges Öffnen mehrerer Türen unmöglich. Von dem Handhebel des Bremsers ist ein Drahtseil durch die Bremskammer nach einem Gegengewicht geführt, welches das Gewicht der Flacheisenstangen und der Verbindungsdrähte vollständig ausgleicht. Bei Schächten mit doppelten Anschlagpunkten oder bei doppeltrumwigen Bremschächten kann die Einrichtung der einen Seite als Gegengewicht für die der anderen Seite dienen.

Durch das Öffnen der Tür wird gleichzeitig der Bremskorb unabhängig von jeglicher Einwirkung des Bremsers und ohne Arretierung der Bremse festgestellt und kann erst nach Schließung der Tür wieder gehoben oder gesenkt werden. Zu diesem Zwecke sind an der inneren Seite des Bremskorbes quer über der Spurlattenführung des Korbes zwei Laschen in einem Abstände von 10 cm angeschraubt (s. Fig. 3).

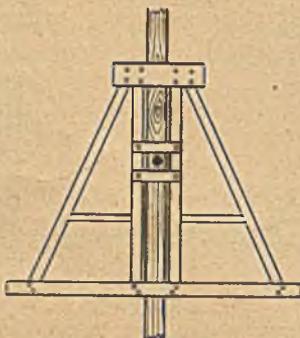


Fig. 3.

Beim Öffnen der Tür tritt vermittels einer aus Fig. 1 ersichtlichen Hebelübersetzung ein Bolzen von 3 1/2 cm Stärke 5 bis 6 cm weit aus der Spurlatte heraus, schiebt sich zwischen die beiden Laschen an dem Korbe und verhindert so das Heben und Senken. Beim Schließen der Tür zieht sich der Bolzen aus den Laschen heraus und in die Spurlatte zurück.

Soviel bekannt ist, hat sich der Verschluss auf den oben genannten Zechen durchaus gut bewährt, vorausgesetzt, daß beim geringsten Öffnen der Tür der Bolzen aus der Spurlatte heraustritt.

Magnetische Beobachtungen zu Bochum. Die westliche Abweichung der Magnetaedel vom örtlichen Meridian betrug:

1904 Monat	Tag	um 3 Uhr		um 2 Uhr		Tag	um 8 Uhr		um 2 Uhr		
		vorm.	nachm.	vorm.	nachm.		vorm.	nachm.			
April	1.	12	25,8	12	41,4	17.	12	27,2	12	41,7	
	2.	12	28,6	12	41,5	18.	12	29,7	12	40,1	
	3.	12	30,6	12	38,1	19.	12	30,5	12	39,0	
	4.	12	27,9	12	37,0	20.	12	28,6	12	37,7	
	5.	12	28,0	12	37,0	21.	12	27,9	12	38,8	
	6.	12	27,8	12	39,7	22.	12	28,7	12	39,1	
	7.	12	28,7	12	41,4	23.	12	29,1	12	37,3	
	8.	12	28,9	12	39,9	24.	12	28,7	12	35,7	
	9.	12	28,6	12	37,0	25.	12	27,1	12	36,2	
	10.	12	27,7	12	38,9	26.	12	28,6	12	39,3	
	11.	12	27,0	12	37,5	27.	12	23,8	12	35,8	
	12.	12	27,0	12	38,3	28.	12	28,1	12	38,2	
	13.	12	27,7	12	40,1	29.	12	27,4	12	38,1	
	14.	12	28,0	12	35,8	30.	12	27,7	12	38,8	
	15.	12	28,0	12	38,8						
	16.	12	28,0	12	39,3						
							Mittel	12	28,21	12	38,62
							Mittel 12	33,4 = hora 0		13,4 / 16	

Verkehrswesen.

Wagengestellung für die im Ruhr-Kohlenrevier belegenen Zechen, Kokereien und Brikettwerke. (Wagen auf 10 t Ladegewicht zurückgeführt.)

1904 Monat	Tag	Ruhrkohlenrevier		Davon	
		gestellt	gefehlt	Zufuhr aus den Dir.-Bez. Essen und Elberfeld nach den Rheinhäfen	
Mai	1.	2 369	—	Essen Elberfeld	(Ruhrort 15 344 9 859 {Duisburg 16 198 4 648 (Hochfeld 2 229 2 457 {Ruhrort 145 85 {Duisburg 45 28 {Hochfeld — —
	2.	17 564	—		
	3.	18 703	—		
	4.	18 628	—		
	5.	19 255	—		
	6.	18 755	—		
	7.	18 713	—		
Zusammen		113 987	—	33 961 17 072	
Durchschnittl. für den Arbeitstag					
1904		18 997	—		
1903		18 021	—		

Zum Dortmunder Hafen wurden aus dem Dir.-Bez. Essen in der Zeit vom 23.—30. April 12 und vom 1.—7. Mai 91 Wagen gestellt.

Ämtliche Tarifveränderungen. Am 1. 5. ist der Nachtrag 2 zum Gütertarif für den mitteldeutsch-Berlin-nordostdeutschen Braunkohlenverkehr erschienen. Der Nachtrag enthält u. a. Ergänzung des alphabetischen Verzeichnisses der Versand- und Empfangsstat., Ergänzung der Vorbemerkung 2 zu den Tariftabellen, Ergänzung der Tariftabellen durch Aufnahme der bisher in anderen Staatsbahntarifen enthaltenen Versandstat. Alt-Ranft, Pillgram und Trebnitz i. d. M. sowie der Empfangsstat. Schöneberg, Militärbahnhof b. Berlin Mölle i. L. und Zarentin.

Am 1. 5. ist im rhein.-westfäl.-süddeutschen Privatbahn-Kohlenverkehr der Nachtrag VII zum Ausnahmetarif Nr. 6 vom 1. 1. 1898 in Kraft getreten, enth. Frachtsätze für die neu aufgenommene Stat. Beerfelden der Nebenbahn Hetzbach-Beerfelden.

Am 1. 5. sind die an der neuen Bahnstrecke belegenen Stat. Liocourt, Delme, Oriocourt und Fresnes-en-Saulnois in den Kohlentarif Nr. 9 des Saarkohlenverkehrs nach der Reichsbahn aufgenommen worden.

Am 1. 5. ist für die Beförderung von Steinkohlen, Steinkohlenasche, Steinkohlenkoks, Steinkohlenkoksasche sowie Steinkohlenbriketts von den pfälzischen Grubenstat. nach Stat. des Dir.-Bez. St. Johann-Saarbrücken ein neuer Kohlentarif Nr. 3 unter Aufhebung des bisherigen Kohlentarifs Nr. 3 vom 1. 4. 1897 samt Nachträgen in Kraft getreten. Derselbe enthält z. T. ermäßigte Frachtsätze, z. T. Frachtsätze für neu eröffnete Stat. der Pfalzbahn.

Am 1. 5. sind die im Heft 1 des Ausnahmetarifs 6 für Steinkohlen usw. im rhein.-westf.-südwestdeutschen Verbands für die Stat. Eberbach der bad. Staatsbahn enthaltenen Frachtsätze außer Kraft getreten. An Stelle derselben sind die zum größten Teil niedrigeren Frachtsätze der Stat. Eberbach des Dir.-Bez. Mainz getreten. Letztere werden berechnet auf Grund der in den Gütertarifen Teil II, Hefte IIL und IIE für die Staatsbahngruppen III/IV und IV vom 1. 5. nachgewiesenen Entfernungen und der Frachtsätze des Ausnahmetarifs 2 (Rohstofftarifs). Ferner sind an Stelle der in dem genannten Tarifheft 1 enthaltenen Frachtsätze für Steinkohlensendungen nach der Station Mannheim der bad. Staatsbahn die auf Grund der Entfernungen der vorgeh. Staatsbahntarife und des Ausnahmetarifs 2 (Rohstofftarifs) gebildeten Frachtsätze getreten.

Am 1. 5. ist zum Kohlentarif Nr. 2 im Saarkohlenverkehr nach der Pfalz der Nachtrag III erschienen. Derselbe enthält Frachtsätze für die pfälz. Stat. der Neubaustrecke Homburg—Bad Münster a. Stein sowie geänderte Frachtsätze infolge Eröffnung der Neubaustrecken Homburg—Rohrbach bei St. Ingbert und Homburg—Bad Münster a. Stein.

Mit Gültigkeit vom 1. 6. wird im oberöschl.-österr. Kohlenverkehr über Jedlersdorf und Zellerndorf der Nachtrag II nebst einem Berichtigungsblatte eingeführt, der neben Abänderungen bestehender Frachtsätze die Einbeziehung neuer Versandstat. enthält. Insoweit Erhöhungen eintreten bleiben die bisherigen Frachtsätze bis zum 15. 6. in Kraft.

Volkswirtschaft und Statistik.

Absatz der Zechen des Rheinisch-Westfälischen Kohlen-Syndikates im April 1904. Der Absatz der Zechen des Kohlen-Syndikates ausschließlich Selbstverbrauch der Zechen und Hüttenwerke betrug im Monat April 1904 4 484 165 t bei einer Beteiligungsziffer von 5 838 103 t. Der Absatz ist mithin gegen die Anteilziffer um 23,19 pCt. zurückgeblieben.

Förderung der Saargruben. Die staatlichen Steinkohlengruben haben im Monat April in 24 Arbeitstagen 792 533 t gefördert und einschließlich des Selbstverbrauches 800 679 t abgesetzt. Mit der Eisenbahn kamen 526 354 t, auf dem Wasserwege 54 599 t zum Versand, 26 119 t wurden durch Landfuhren entnommen, 158 033 t den im Bezirke gelegenen Kokereien zugeführt.

Marktberichte.

Essoner Börse. Ämtlicher Bericht vom 9. Mai, aufgestellt vom Börsenvorstand unter Mitwirkung der vereideten Kursmakler Otto von Born, Essen und Karl Hoppe, Rüttenscheid-Essen. Notierungen für Kohlen, Koks und Briketts unverändert. Marktlage ebenfalls unverändert. Nächste Börsenversammlung Montag, den 16. Mai 1904, nachm. 4 Uhr, im „Berliner Hof“, Hotel Hartmann.

Deutscher Eisenmarkt. Die Entwicklung des deutschen Marktes hat in den letzten Wochen durchaus den Erwartungen entsprochen, die man an das Zustandekommen des Stahlwerksverbandes geknüpft hatte. Auf allen Seiten ist nunmehr das Vertrauen in die Situation zurückgekehrt, der Markt bleibt in einer ruhigen Aufwärtsbewegung und die Verhältnisse sind um so gesunder, als nach der Hausseseimmung, wie sie unmittelbar nach der Gründung des Verbandes eintrat, in der Folge alles Übertreibende und Überstürzende glücklich vermieden worden ist. Der Inlandsbedarf hat sich in den letzten Wochen weiterhin gesteigert, was namentlich in dem lebhaften Kaufgeschäft für Halbzeug seinen Ausdruck findet. Der stärkere Bedarf führte vielfach zu stärkeren Betriebsverlängerungen. Der Stahlwerksverband konnte bereits anfangs Mai eine so starke Beschäftigung der Werke über das zweite Vierteljahr hinaus feststellen, daß die festgesetzten Beteiligungsziffern wesentlich überschritten werden. Auch das Ausfuhrgeschäft hat seit einiger Zeit an der allgemeinen Besserung teilgenommen; man ist nicht länger darauf angewiesen, ausländische Aufträge auch zu verlustbringenden Preisen hereinzunehmen. Die Ausfuhraufträge der letzten Wochen konnten im ganzen als annehmbar gelten; z. B. haben deutsche Stahlknüppel auf dem internationalen Markte bis zu 4 M mehr erzielen können. Auch hier liegen also die weiteren Aussichten günstig, zumal wenn der Stahlwerksverband darauf hinarbeitet, den internationalen Wettbewerb auf ein verständiges Maß herabzumindern. Der Krieg in Ostasien hat die Ausfuhr im ganzen nicht beeinträchtigt; im allgemeinen verspricht man sich davon vielmehr eine gesteigerte Arbeitsmenge.

Aus Oberschlesien melden die letzten Berichte regelmäßige Fortschritte in der Aufwärtsbewegung. Bezeichnend ist die bedeutende Zunahme der Nachfrage in Rohmaterial und Halbzeug. Mehrere Hochöfen wurden

wieder angeblasen und auch die Stahlwerke waren zu namhaften Betriebserweiterungen genötigt. In Roheisen hat die Besserung jetzt auch auf Puddelroheisen und Stahleisen übergegriffen, während sie vormem auf Gießereiroheisen beschränkt blieb, welches letzteres auch im Preise am weitesten voransteht. In Handelseisen kann der Betrieb nunmehr als lohnend bezeichnet werden, nachdem die alten, zu niedrigen Preisen angenommenen Aufträge in der Hauptsache abgewickelt sind. Feste Spezifikationen und weitere Lieferungsabschlüsse liegen bis in das nächste Halbjahr hinein vor, und es sind für das dritte Vierteljahr neue Preisaufschläge zu erwarten. In Grobblechen ist die Nachfrage ebenfalls besser, und die Preise ändern sich allmählich zu gunsten der Produzenten. Auch alle übrigen Betriebe nehmen mehr oder weniger in Preis- und Absatzverhältnissen an der allgemeinen Besserung teil.

Betreffs des rheinisch-westfälischen Marktes folgen hier noch einige besondere Mitteilungen. In Eisenerzen hat man noch vergeblich auf eine Besserung gewartet. Im Siegerlande leidet das Geschäft nach wie vor durch die ungewöhnlich starken Bezüge ausländischer Erze. Im übrigen sind für den Augenblick neue Minetteabschlüsse kaum zu erwarten, da die meisten früheren sich noch über längere Zeit erstrecken. Auf dem Roheisenmarkt herrschte in den letzten Wochen größere Regsamkeit als im ersten Vierteljahre. Die Aufträge, namentlich in Gießereiroheisen, sind umfangreicher geworden und die Lagerbestände haben gleichzeitig eine stärkere Abnahme erfahren. Für das dritte Vierteljahr bleiben die bisherigen Notierungen. In Halbzeug hat sich in den letzten Wochen ein äußerst reges und umfangreiches Geschäft entwickelt. Die Werke sind durch inländische Verbraucher so stark in Anspruch genommen, daß sie auf Ausfuhrbestellungen kaum mehr angewiesen sind. Im übrigen haben sich die Ausfuhrpreise seit Ende vorigen Jahres um 4 bis 5 *M* zu gunsten der Erzeuger verschoben. Der Schrottmakrt ist im ganzen ruhig, aber fest. Die meisten Verbraucher haben inzwischen ihren Bedarf für das laufende Halbjahr gedeckt, und für das nächste liegen auch bereits Anfragen vor. Die Preise sind unverändert. In Stabeisen hält eine langsame Besserung an. In Flußeisen sind noch eine Reihe von früheren Aufträgen zu niedrigeren Preisen aufzuarbeiten. In Schweißisen liegt für einige Monate ausreichende Beschäftigung vor. Die Preise werden nicht vom Fleck kommen, solange nicht in Flußeisen Aufschläge durchgesetzt werden. Träger verzeichneten in den letzten Wochen einen sehr lebhaften Geschäftsverkehr. Sämtliche Werke sind durch den großen Auftragsbestand ausreichend beschäftigt. Auch für das Ausfuhrgeschäft sind bedeutende Posten gebucht worden. Ueber das dritte Vierteljahr hinaus hat der Stahlwerksverband noch keine Aufträge annehmen wollen. In Bändeisen hat der Verband die Preise für das dritte Vierteljahr noch nicht freigegeben. Nach einer längeren Zurückhaltung brachte die letzte Zeit zahlreiche Anfragen und Aufträge. Die Preise sind unverändert. In Grobblechen war ein wesentlich stärkerer Bedarf namentlich für Schiffsbauten und Konstruktionen zu verzeichnen. Die Preise lassen noch immer zu wünschen. Die Lage im Feinblechgeschäft ist anhaltend befriedigend. Spezifikationen auf die bestehenden Inlandabschlüsse erfolgen sehr prompt. Ein gewisser Ausfall im Ausfuhrgeschäft, wesentlich infolge belgischen Wettbewerbs, kommt bei dem Stande der Dinge weniger in Betracht.

Für das zweite Halbjahr hat der Verband den Verkauf noch nicht eröffnet. In Walzdraht hat im vorigen Monat angesichts der Ungewißheit über den Fortbestand des Syndikates die Zurückhaltung der Verbraucher fortgedauert. Seitdem nun durch den Beitritt des Phoenix alle Unsicherheit geschwunden ist, dürfte sich bald neues Leben entwickeln. Gezogene Drähte und Drahtstifte sind unverändert. Das Röhrengeschäft lag im ganzen recht befriedigend, nur in Gas- und Siederohren entspricht das Frühjahrgeschäft nicht ganz den Erwartungen. Die zum Zweck einer internationalen Verständigung geführten Verhandlungen sind ohne Ergebnis verlaufen. Demnächst soll über eine allgemeine Preisermäßigung beraten werden. Auf dem Stahlformgußmarkte hat sich die Lage weiterhin gebessert. Im April ist eine Verständigung zwischen dem deutschen Stahlformgußverband und dem österreichisch-ungarischen Stahlgußkartell zustande gekommen. In Handelsgußwaren sind die Werke durch die wachsende Nachfrage sehr stark in Anspruch genommen. In den Konstruktionswerkstätten und Brückenbauanstalten hat sich die Arbeitsmenge inzwischen vermehrt, doch wird noch immer über die unlohnenden Preise geklagt.

Wir stellen im folgenden die Notierungen der letzten drei Monate gegenüber:

	1. März	1. April	1. Mai
Spateisenstein geröstet	<i>M</i>	<i>M</i>	<i>M</i>
Spiegeleisen mit 10—12 pCt. Mangan	140	140	140
Puddelroheisen Nr. I, (Frachtgrundlage Siegen)	67	67	67
Gießereiroheisen Nr. I	56	56	56
Bessemereisen	67,50	67,50	67,50
Thomasroheisen franko	68	58	68
Stabeisen (Schweißisen)	57,50—58	57,50—58	57,50—58
(Flußeisen)	120	120—122	120—122
Träger, Grundpreis ab Burbach Bändeisen	103—105	112	112—115
Kesselbleche von 5 mm Dicke und stärker (Mantelbleche)	105	105	105
Siegener Feinbleche aus Flußeisen	122,50—127,50	125—130	125—130
Kesselbleche aus Flußeisen (SM)	—	—	—
Walzdraht (Flußeisen)	115	115	115
Grubenschienen	150	155	155
	112,50—117,50	112,50—117,50	112,50—117,50
	108	108	108

Vom amerikanischen Kohlenmarkt. Mit der am 1. April in Wirksamkeit getretenen Preisermäßigung für Hartkohle, welche sich jedoch nur auf Hausbrand erstreckt, ist die Nachfrage auf dem Anthrazitmarkte östlich von Chicago und dem Mississippi mehr als normal geworden. Alle Anzeichen deuten auf einen großen Verbrauch während des Monats April hin, und zahlreiche Ordres werden zweifellos erst im kommenden Monat ausgeführt werden können. Die herbe Lehre, welche die Konsumenten im letzten Jahre erhalten haben, hat sie von dem Vorteil des frühzeitigen Einlegens von Kohle für den Herbst- und Winterbedarf, zumal zu dem gegenwärtigen Minimalpreise, überzeugt, und man darf annehmen, daß die Wirkung jener bitteren Erfahrung sich noch Jahre lang fühlbar machen wird. Auch die Händler machen sich die Preisreduktion durch Aufstapelung von Vorräten zu Nutze, und sowie die Wiedereröffnung der Schifffahrt auf den Großen Seen stattfindet, dürfte der Versand von Hartkohle auf dem billigen Wasserwege einen großen Umfang annehmen. Vorläufig allerdings ist der Westen immer noch auf Bezug von Anthrazit-

kohle per Achse angewiesen. Die Eröffnung der Binnen-Schiffahrt ist besonders unter den gegenwärtigen Umständen für den Kohlenmarkt ein Moment von großer Bedeutung. Während im letzten Jahre die erste Schiffsladung Anthrazitkohle von Buffalo in Chicago am 18. April eintraf, war in letzter Woche, welche trotz der vorgerückten Jahreszeit im Osten wie im Westen noch starken Schneefall und Frost brachte, das Eis in dem Sault St. Marie-Kanal noch 30 Zoll dick, es ist daher das Eintreffen der ersten Kohlenschiffe in den oberen Seehäfen nicht vor dem 10. oder gar 15. Mai zu erwarten. Obenein ist es nicht ausgeschlossen, daß sich die Eröffnung der Binnen-Schiffahrt durch Lohnstreitigkeiten zwischen den Schiffsbesitzern und den Arbeiter-Verbänden verzögern wird, die schon im letzten Jahre daran Schuld waren, daß der Frachtverkehr auf den Großen Seen zeitweilig eine völlige Stockung erlitt. Wenn gleich der Westen noch keinen Mangel an Hartkohle spürt, so fürchtet man doch daselbst, daß sich solcher einstellen werde, ehe die Wiedereröffnung der Schiffahrt umfangreichere Zufuhr ermöglicht.

Abgesehen von ansehnlichen Mengen von Hartkohle, welche für baldigstmögliche Versendung nach dem Westen aufgestapelt liegen, sind gegenwärtig die Vorräte kleiner als das seit vielen Jahren zu dieser Jahreszeit der Fall war. Trotzdem von manchen Verbrauchern und Händlern im letzten Sommer um 30 pCt. und selbst um 50 pCt. mehr Kohle eingelegt worden war als in irgend einem Jahre vorher, hat der außerordentlich strenge und lange Winter den Konsum derart vermehrt, daß die Vorräte in Händen der Händler nur ganz geringfügig sind. Da trotz der Preisreduktion für den Monat April von 50 cts. per Tonne — in den nächsten vier Monaten findet ein Aufschlag von je 10 cts. statt, bis der Engrospreis im hiesigen Versandhafen am 1. September wieder die normale Höhe von 5 Doll. für gangbarste white ash-Kohle erreicht hat — die derzeitigen Preise von Hartkohle um 50 cts. höher stehen als zu der gleichen Zeit des normalen Jahres 1901, so haben die großen Minen- und Transport-Gesellschaften (tatsächlich handelt es sich dabei um dieselben Interessenten) alle Ursache, mit dem derzeitigen Geschäft zufrieden zu sein. Der gegenwärtige Preis von Anthrazitkohle wirft einen großen Gewinn ab. Tatsächlich war das ganze letzte Jahr für die Hartkohlenproduzenten recht zufriedenstellend, wozu auch die von 58,819 Mill. t in 1902 auf 66,851 Mill. t im letzten Jahre gestiegene Produktion das ihrige beitrug. An Weichkohle haben die Ver. Staaten im letzten Jahre 279 733 528 Brutto-Tonnen produziert gegen 224 449 527 i. J. 1901. Die sich aus diesen Ziffern ergebende übermäßige Entwicklung der Weichkohlen-Industrie hat die notwendige Folge übermäßigen Angebotes und sich daraus ergebender Preisdepression gehabt. Daher ist die Lage des Weichkohlen-geschäftes durchaus nicht günstig, und es wäre der reine Unverstand gewesen, wenn sich die Weichkohlearbeiter tatsächlich zu einem Streik entschlossen hätten. Die kürzliche Beilegung dieser drohenden Schwierigkeit kommt wohl für die nächsten zwei Jahre der weiteren Entwicklung der Industrie zugute, aber nicht der geschäftlichen Seite. Mit Rücksicht auf den voraussichtlichen Ausbruch eines großen Streiks von wahrscheinlich langer Dauer hatten sich große Weichkohleverbraucher mit bedeutenden Vorräten, die sie im voraus genommen hatten, vorgesehen, und der zeitweilig sehr lebhaften Nachfrage von dieser Seite ist alsbald eine große

Zurückhaltung gefolgt, zumal die geschäftliche und industrielle Tätigkeit bei weitem nicht so rege ist wie letztes Jahr. Die Eisenbahnen hatten zwar keine großen Vorausbestellungen plaziert, aber bei dem verminderten Verkehr ist auch ihr Bedarf geringer. Die nach den Hauptplätzen des Westens und besonders nach Chicago führenden Bahngelise sollen in Nähe der Plätze mit Kohlenmengen überhäuft sein, und da solche Kohle Lagergebühr zu zahlen hat, so wird sie losgeschlagen ohne Rücksicht darauf, ob der Verkauf für den Produzenten zu verlustbringenden Preisen erfolgt. Die großen Weichkohleproduzenten haben für Beginn der Saison Kontraktpreise angekündigt, die wesentlich niedriger sind als die vor einem Jahre, und von manchen wird behauptet, daß sie den Ausbruch des drohenden Streiks garnicht ungen gesehen hätten, da sich daraus verminderte Produktion und erhöhte Preise hätten erhoffen lassen. Sofern sich die Nachfrage nach dem Heizmaterial nicht noch im Laufe der Saison ansehnlich hebt, ist eine baldige Besserung der derzeitigen ungünstigen Verhältnisse auf dem Weichkohlenmarkt nicht zu erwarten.

Die hiesigen Notierungen von Anthrazit für den Engros-handel sind z. Zt. folgende:

New York (Port Liberty)

	Broken	Egg	Stove	Chest
	Doll.	Doll.	Doll.	Doll.
Free white ash	4,25	4,50	4,50	4,50
Hard white ash	4,25	4,50	4,50	4,50
Shamokin	—	4,75	4,75	4,75
Schuykill red ash	—	5,00	5,00	5,00
Lorberry	—	5,00	5,00	5,00
Lykens Valley	5,25	5,50	5,50	5,50

E. E., New York, Ende April.

Metallmarkt.

Kupfer, schwank., G.H. 57 L. 10 s. — d. bis 58 L. 11 s. 3 d., 3 Monate	57	10	—	—	58	10	—	—
Zinn, stetig, Straits 124 „ 17 „ 6 „ „ 128 „ 5 „ — „ 3 Monate	123	15	—	—	126	15	—	—
Blei, ruhig, weiches								
fremdes	11	7	6	—	12	—	—	—
englisches	12	2	6	—	—	—	—	—
Zink, ruhig, G.O.B 22 „ — „ — „ „ 22 „ 10 „ — „ Sondermarken	22	12	6	—	—	—	—	—

Notierungen auf dem englischen Kohlen- und Frachtenmarkt (Börse zu Newcastle-upon-Tyne).

Kohlenmarkt.

Beste northumbrische	1 ton			
Dampfkohle	10 s.	6 d.	bis 10 s.	9 d.f.o.b.,
zweite Sorte	8 „	10 1/2 „	9 „	— „ „
kleine Dampfkohle	4 „	6 „	5 „	3 „ „
Durham-Gaskohle	7 „	9 „	8 „	3 „ „
Bunkerkohle (unges.)	7 „	7 1/2 „	8 „	3 „ „
Exportkoks	16 „	3 „	16 „	9 „ „
Hochofenkoks	14 „	6 „	14 „	9 freia. Tees

Frachtenmarkt.

Tyne—London	3 s. —	d. bis — s. —	d.
—Hamburg	3 „ 6	—	3 „ 7
—Cronstadt	3 „ 9	—	4 „ —
—Genua	5 „ 10 1/2	—	6 „ 6

Marktnotizen über Nebenprodukte. (Auszug aus dem Daily Commercial Report, London.)

	4. Mai.						11. Mai.					
	von			bis			von			bis		
	L.	s.	d.	L.	s.	d.	L.	s.	d.	L.	s.	d.
Teer (1 Gallone)	—	—	13/8	—	—	11/2	—	—	13/8	—	—	11/2
Ammoniumsulfat (1 Tonne, Beckton terms)	12	—	—	—	—	—	11	17	6	—	—	—
Benzol 90 pCt. (1 Gallone)	—	—	9	—	—	—	—	—	9	—	—	—
50 ()	—	—	7	—	—	—	—	—	7	—	—	—
Toluol (1 Gallone)	—	—	6 1/2	—	—	7	—	—	6 1/2	—	—	7
Solvent-Naphtha 90 pCt. (1 Gallone)	—	—	7	—	—	8	—	—	7	—	—	8
Karbonsäure 60 pCt.	—	2	—	—	—	—	—	2	—	—	—	—
Kreosot (1 Gallone)	—	—	1 1/2	—	—	—	—	—	1 1/4	—	—	1 1/2
Anthracen A 40 pCt.	—	—	2	—	—	—	—	—	2	—	—	—
B 30—35 pCt.	—	—	1	—	—	—	—	—	1	—	—	—
Pech (1 Tonne) f.o.b.	—	32	6	—	33	—	—	32	6	—	32	9

Patentbericht.

Anmeldungen,

die während zweier Monate in der Auslagehalle des Kaiserlichen Patentamtes ausliegen.

Vom 2. 5. 04 an.

12 c. S. 18 222. Lösevorrichtung für Salze im Gegenstrom mit Förderung des Lösegutes in zwei oder mehreren nebeneinander liegenden, an einem Ende mit zwei seitlichen, erweiterten Räumen versehenen Schneckenröhrn. Richard Sauerbrey, Staßfurt, 30. 6. 03.

12 i. G. 18 138. Kontaktverfahren zur Herstellung von Schwefelsäure. Adolph von Grätzel, Hannover, Wiesenstr. 63. 14. 3. 03.

21 d. S. 17 967. Verfahren zur Regelung von mit Schwungmassen gekuppelten Anlaßmaschinen. Siemens-Schuckert Werke G. m. b. H., Berlin. 2. 5. 03.

21 d. S. 18 138. Regelung von Anlaßspeichermaschinen; Zus. z. Anm. S. 17 783. Siemens & Halske Akt.-Ges., Berlin. 12. 6. 03.

21 d. S. 18 175. Regelungsanordnung für mit Schwungmassen gekuppelte Anlaßmaschinen; Zus. z. Anm. 17 967. Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H., Berlin. 19. 6. 03.

24 i. K. 26 183. Aus zusammenschiebbaren Teilen bestehender Absperrschieber für Windleitungen. Max Kemmerich, Aachen, Maxstr. 4. 23. 10. 03.

40 a. S. 18 032. Verfahren und Vorrichtung zur Gewinnung von Edelmetallen aus in einem Lösungsmittel aufgeschlämmten Erzen o. dgl. unter Verwendung von Natriumamalgam im Gegenstromprinzip. Henry Livingstone Sulman u. Hugh Fitzalis Kirkpatrick Picard, London; Vertr.: Pat.-Anwälte Dr. R. Wirth, Frankfurt a. M. 1, u. W. Dame, Berlin NW. 6. 16. 5. 03.

42 i. A. 10 177. Apparat zur Gasanalyse mittels Absorption. „Ades“ Feuerungstechnische Gesellschaft, G. m. b. H., Aachen. 18. 7. 03.

Vom 5. 5. 04 an.

5 b. T. 8820. Verfahren und Vorrichtung zum Lostrennen von Steinblöcken an ihrer Grundfläche vermittels endloser Säge-drähte. Albert Tardieu, Castelmoron s. Lot, Frankr.; Vertr.: P. Dominik, Pat.-Anw., Offenbach a. M. 28. 3. 03.

26 d. W. 20 731. Durch fallendes Wasser wirkende Gasreinigungsvorrichtung. Peter Wiedenfeld, Duisburg, Ruhrorter-Str. 14. 4. 6. 03.

81 e. B. 35 779. Antriebsvorrichtung für Becherwerke. Berlin Anhaltische Maschinenbau-Akt.-Ges., Berlin. 23. 11. 03.

Gebrauchsmuster-Eintragungen.

Bekannt gemacht im Reichsanzeiger vom 2. 5. 04.

1 a. 222 435. Kegelsieb. Karl Pfannenschmidt, Charlottenburg, Huttenstr. 42. 1. 2. 04.

4 d. 222 675. Beuzingrubensicherheitslampe mit zwischen Brenndocht und Zündstelle befindlichen Vergaserhilfsdocht. Wilhelm Seippel, Bochum i. W., Gr. Beckstr. 1. 22. 3. 04.

20 a. 222 336. Seilschlinge für Seilförderungen, bestehend aus zwei doppelten und zwei einfachen, dazwischen gelenkig vernieteten Gliedern. V. Dypka, Chropaczow. 4. 1. 04.

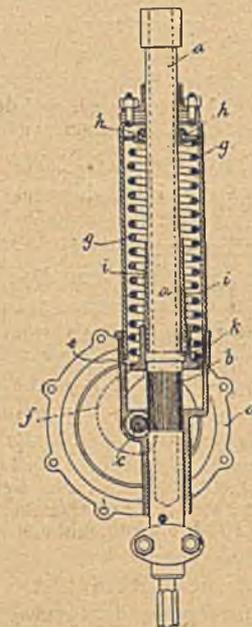
50 c. 222 896. Kugelmühle mit nach außen hin konisch gebildeten Sieböffnungen. Christian Matthias Johannes Spahrber, Altona a. E., Kreuzweg 88. 6. 1. 04.

78 e. 222 619. Zündschnurzündhülse nach Gebrauchsmuster 214 346, bei welcher die Zündpille durch einen die Durchbohrung des Pfropfens schließenden Nagel zur Entzündung gebracht wird. Gustav Düsterloh, Sprockhövel i. W. 11. 3. 04.

78 e. 222 620. Zündschnurzündhülse, die an einem Ende durch einen durchbohrten, die Zündmasse tragenden Pfropfen geschlossen ist. Gustav Düsterloh, Sprockhövel i. W. 11. 3. 04.

Deutsche Patente.

5 b. 151 008, vom 1. Mai 02. Arthur Henry Gibson auf dem Eigentum der Lancaster Gold Mining Company Ltd. bei Krügersdorp (Transvaal). Gesteinbohrmaschine, bei welcher die Bohrspindel durch umlaufende Daumen zurückgestoßen und durch eine bei dieser Bewegung gespannte Feder vorgestoßen wird.



Die Bohrspindel a, welche durch eine auf der Welle c eines Motors d angeordnete Schnecke, die mit der Verzahnung b der Bohrspindel in Eingriff steht, in Umdrehung versetzt wird, wird durch den mit der Welle c umlaufenden Daumen f unter Vermittlung der Scheibe e zurückgedrückt und durch die Feder g, welche bei der Hubbewegung angespannt wird, gegen das Gestein gestoßen. Die Feder g stützt sich einerseits gegen das Kugellager h und andererseits gegen die Scheibe e. Um die gleitende Reibung zwischen Daumen f und Scheibe e in rollende Reibung überzuführen, und dadurch eine Abnutzung von Daumen und Scheibe zu vermeiden, sitzt die Scheibe e lose auf der Spindel a und ist mit einer auf der Spindel a angeordneten Hülse i verschraubt. Zwischen der Scheibe e und der Hülse i befindet sich der Bund k der Spindel a, durch den die Mitnahme der letzteren gesichert ist.

5 b. 151 171, vom 23. Juni 03. Heinrich Sorg in Altenkessel b. Louisenthal, Kr. Saarbrücken. Schrämkopf mit radialen Schneiden.

Bei den Schrämköpfen mit radialen Schneiden macht sich der Uebelstand bemerkbar, daß sich der kegelförmige Zwischenraum zwischen den Schneiden oder Zähnen bald mit zerkleinerten Gestein- oder Kohlenstückchen anfüllt. Hierdurch wird das Eindringen der Schneiden in das Gestein behindert und die sich

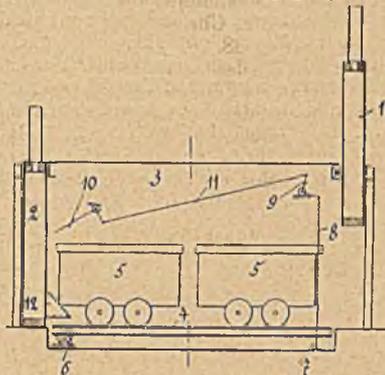
bei jedem Stoße fester zusammenpressenden Stückchen drücken die Schneiden auseinander.

Diese Uebelstände sollen gemäß der Erfindung dadurch beseitigt werden, daß zwischen die radialen Schneiden eine mittlere kegelförmige Schneide eingesetzt wird. Diese zerkleinert das zwischen den radialen Schneiden eindringende Gut und drückt es zwischen den Zähnen hindurch nach außen.

5d. 150 947, vom 28 April 03. Maschinenbau-Anstalt Humboldt in Kalk b. Cöln. *Schleusenammer mit zwei abwechselnd auf- und abwärtsbewegten Türen zum Durchschleusen von Förderwagen aus einem Ueberdruck- oder Unterdruckraum in einen unter gewöhnlichem Luftdruck stehenden Raum.*

Die Einlaßtür 1 und die Auslaßtür 2 der Schleusenammer 3 werden zweckmäßig in bekannter Weise durch eine gemeinschaftliche Hebevorrichtung bewegt, und zwar derart, daß das Öffnen der einen Tür erst beginnt, wenn die andere bereits geschlossen ist.

Das in der Kammer befindliche Geleise 4 für die Förderwagen 5 ist am Auslaßende in Augen 6 oder auch auf Schneiden drehbar gelagert, während es am entgegengesetzten Ende auf



einem Träger 7 befestigt ist, welcher für gewöhnlich auf dem Boden der Kammer ruht. An den Träger 7 greifen Zugstangen 8 eines aus zwei Winkelhebeln 9, 10 und der diese beiden verbindenden Zugstange 11 bestehenden Hebelwerkes an. Der freie Arm des an der Ausfahrtseite befindlichen Winkelhebels 10 ragt in die Bahn eines an der Tür 2 befindlichen Mitnehmers 12, sodaß der Hebel 10 durch die hochgehende Tür gedreht wird. Hierdurch werden durch Vermittlung des Hebelsystems 10, 11, 9, 8 und des Trägers 7 die Schienen 4 an der Einlaßseite angehoben. Das Geleise erhält also Gefälle nach der Auslaßseite der Kammer hin und die Wagen 5 kommen selbsttätig ins Rollen und fahren aus der Kammer heraus.

20a. 150 848, vom 15. Mai 03. Josef Kuntze in Friedrichswerk b. Schwientochlowitz. *Verbindung der Mitnehmerkette mit dem Zugseil bei Förderwagen.*

Die Verbindung gemäß der Erfindung besteht darin, daß die eine Schlaufe bildende, an den Wagen anzuschließende Kette rechtwinklig unter das Zugseil gelegt und der Sicherheitshaken mit der Kette über das Zugseil hinweg durch die Schlaufe der Mitnehmerkette hindurchgesteckt wird.

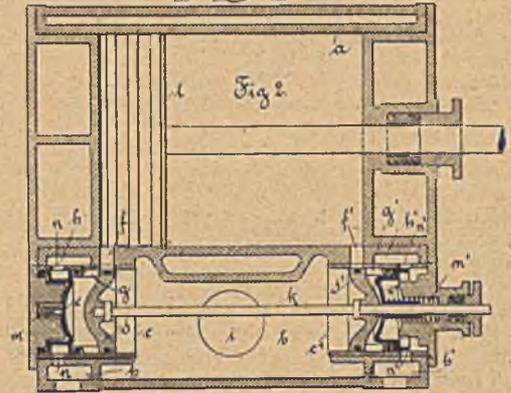
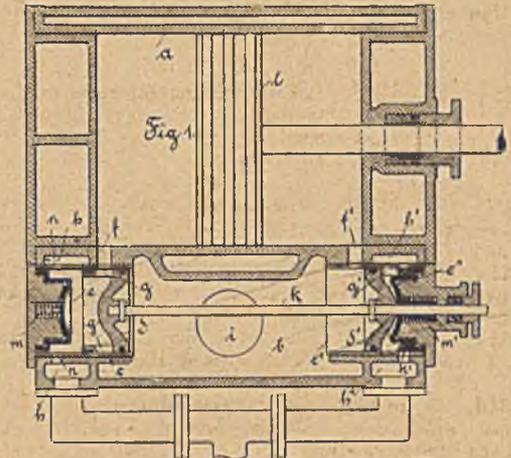
27b. 150 737, vom 21. Mai 03. R. Schütz in Bergedorf b. Essen. *Steuerung für Kompressions- und Vakuumpumpen.*

Es ist a der Zylinder der Pumpe oder des Kompressors, b der Schieberkasten; in diesen sind zu beiden Seiten Büchsen cc' eingesetzt zur Führung des als Doppelkolbenschieber ausgebildeten, mit zugehörigen Rückschlagventilen $e'e'$ versehenen Verteilungsschiebers dd' , ff' und gg' sind die Ein- und Auslaßkanäle in dem Zylinder a und Büchsen cc' bzw. in den Schieberteilen $d'd'$ für Einlaß der zu komprimierenden Luft usw. in den Zylinder bzw. für den Austritt der zusammengedrückten Luft aus dem Zylinder und Einführung derselben in den Kompressionsraum hh' durch die Kanäle nn' in den Büchsen cc' ; i ist die Mündung des Zuführungsrohres für Gas oder Luft in den Schieberkasten und Verteilungsraum. Die beiden Verteilungsschieber dd' sind unverrückbar auf einer gemeinschaftlichen Stange k aufgekeilt, deren Exzenter gegenüber dem Krum-

zapfen oder der Kurbel des Kolbens l um 90° versetzt ist, so daß jeweils die Mittelstellung des letzteren ungefähr der einen oder anderen Endstellung des Schiebers entspricht, und umgekehrt. Jedes Rückschlagventil $e'e'$ sitzt frei beweglich auf dem äußeren Ende oder Rand seines zugehörigen Schieberkolbens dd' ; es kann der Sicherheit wegen durch eine leichte Feder mm' , die sich gegen den Zylinder bzw. Schieberkasten-deckel stützt, gegen seinen Sitz am Schieber angepreßt werden.

Die Arbeitsweise der beschriebenen Schieberausbildung ist nun folgende:

Angenommen, der Kolben l im Zylinder a nehme in seiner Bewegung von rechts nach links die Mittelstellung ein, dann steht der Kolbenschieber in seiner äußersten Stellung rechts; die Kanäle f und g links gestatten den Austritt der zusammengedrückten Luft aus dem Zylinder durch den Schieber d und die Kanäle n in der Büchse c nach dem Kompressionsraum h, indem gleich bei Beginn der Kolbenbewegung nach links das Rückschlagventil e von seinem Sitze abgehoben worden ist und den Durchgang der Luft durch die Kanäle f g n nach h gestattet, während der Schieberkolbenboden d den Weg nach dem Schieberkasten b absperrt. Auf der rechten Seite des Zylinders dagegen ist Verbindung hergestellt zwischen dem jetzt saugenden Zylinderraum rechts vom Kolben l und dem Schieberkasten b bzw. dem Zuführrohr i durch die Kanäle $g'f'$ hindurch; der Weg nach h' durch



n' aber ist durch die Ueberdeckung des Schieberkolbens d' abgesperrt, während Verbindung von b nach h' durch n' überhaupt ausgeschlossen ist und der Kolbenschieber d' mit seinem Sitz gegen das Ventil e' angepreßt ist oder bei völligem Hub des Schiebers dagegen angepreßt wird, wobei auch die schwache Feder m' etwas mitwirkt. Komprimierte Luft im Schieberkolbenraum zwischen dem Boden d' und dem Ventil e' ist nicht vorhanden, weil sie durch die gegenseitige Gestaltung von Schieberkolben und Ventil fast gänzlich verdrängt worden und, wie oben gezeigt, die Verbindung nach h' durch n' abgesperrt ist. Da der Zusammenschluß zwischen Schieberkolben und Ventil ($d'e$ bzw. $d'e'$) erst bei fast erreichter Totstellung des Schieberkolbens erfolgt, findet gar kein Schlag statt, daher auch kein Verschleiß der Sitzflächen zwischen Ventil und Schieberkolben;

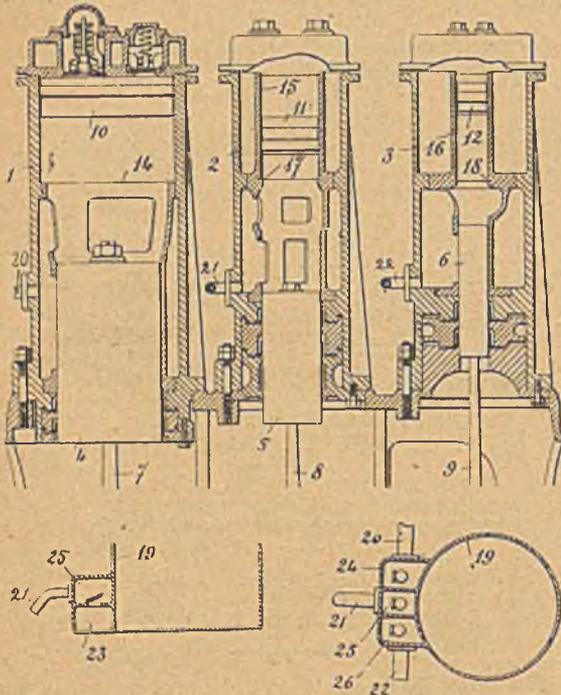
dieser selbst ist vollständig entlastet, bedarf deshalb zu seiner Bewegung nur geringster Kraft und namentlich findet bei Bewegungsumkehr keine wesentliche Inanspruchnahme der Exzenterstangen usw. des Kolbenschiebers statt.

27b. 150 958, vom 1. Jan. 03. Emile Théodore Heurtebise in Paris. *Luftkompressor.*

Die allgemeine Anordnung des Luftkompressors ist die nämliche wie die des Kompressors nach D.-R.-P. 150 957. Gegenstand der Erfindung ist eine Einrichtung, durch welche der anfängliche Abstand der beiden Kolben beim Vorwärtsgange stets wieder hergestellt, d. h. die Wassermenge selbsttätig unverändert durch Ansaugen des fehlenden Betrages erhalten wird, falls sie durch Undichtigkeiten während des Vorwärtsganges und Rückganges der Kolben sich vermindern sollte.

Ein zum Teil dargestellter Behälter 19 enthält Wasser und ist mit Kompressorzylindern durch Röhren 20, 21 und 22 und durch ein in vier Kammern 23, 24, 25 und 26 abgeteiltes Klappengehäuse verbunden.

Die Kammer 23 steht in offener Verbindung mit dem Behälter 19 und kann mit den drei gesonderten Kammern 24, 25 und 26 bei Öffnung der in denselben sitzenden Klappen in Verbindung treten, um Wasser in dieselben austreten zu lassen, während die Klappen das Wasser am Rücktritte verhindern.



Aus dieser Anordnung ergibt sich, wie weiter unten beschrieben wird, daß, wenn beim Gange der Maschine nach einiger Zeit das Volumen des in den Kompressorzylindern enthaltenen Wassers um irgend einen, wenn auch noch so kleinen Betrag vermindert sein sollte, der Verlust sofort selbsttätig vom Behälter 19 wieder ersetzt wird. Der Grund hierfür liegt darin, daß, wenn die unteren, durch die Pleuelstangen 7, 8 und 9 bewegten Kolben 4, 5 und 6 Luft ansaugen, jedesmal die oberen, die Luft vom Wasser trennenden Kolben 10, 11 und 12 in ihrem Hube durch die Oberkante der Büchse im Zylinder 1 bzw. durch die ringförmigen Vorsprünge 17 und 18 in den Zylindern 2 und 3 begrenzt sind. Dadurch entsteht beim Fehlen einer Wassermenge zum völligen Ausfüllen des ursprünglichen Zwischenraumes zwischen den jeweiligen oberen und unteren Kolben ein luftleerer Raum, durch den das fehlende Wasser aus dem Behälter 19 angesaugt wird, welches durch die betreffende Klappe in der entsprechenden Kammer 24, 25 oder 26 und die Röhren 20, 21, 22 in den betreffenden Zylinder eintritt.

35a. 150 703, vom 21. Juni 03. Elektrizitäts-Akt.-Ges. vorm. W. Lahmeyer & Co. in Frankfurt a. M. *Doppelförderung.*

Bei größeren zweirümgigen Fördereinrichtungen zeigt sich stets der Uebelstand, daß es nicht möglich ist, die beiden

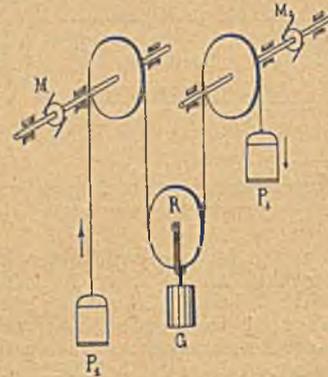
Förderkörbe mit einiger Genauigkeit in den Endstellungen anzuhalten. Die zahlreichen Aufsatzvorrichtungen helfen insofern nichts, als der Förderkorb sowohl vor dem Aufsetzen als auch vor dem Herunterlassen ein wenig angehoben werden muß, was nicht nur Zeit- und Energieverluste mit sich bringt, sondern auch eine selbsttätige Einstellung unmöglich macht.

Bei Anwendung der elektrischen Steuerung wäre es zwar möglich, den einen Förderkorb mit der gewünschten Genauigkeit einzustellen, indem man die bekannten selbsttätigen Abstellvorrichtungen für die einzelnen Haltestellen verwendet, nicht aber gleichzeitig den anderen, weil dessen Einstellung durch die unvermeidliche Seildehnung beeinflußt wird. Die Genauigkeit der gleichzeitigen Einstellung beider Förderkörbe würde also nur so weit getrieben werden können, als es die Dehnung des Förderseils gestattet, und das genügt erfahrungsgemäß bei großen Fördereinrichtungen nicht mehr, zumal die Seildehnung sich im voraus nicht berechnen läßt und außerdem von der wechselnden Belastung abhängt.

Die nachstehende Einrichtung eignet sich für jede Betriebsart und ermöglicht ein genaues Einstellen der beiden Förderkörbe ohne Rücksicht auf die Seildehnung.

Die Erfindung beruht auf der Verwendung zweier Antriebe in Verbindung mit einer zwangläufigen Abstufung der Motoren bzw. Antriebsvorrichtungen und in Verbindung mit einem die Unterschiede in den Seilgeschwindigkeiten oder den Seillängen ausgleichenden Zwischenglied. Dieselbe soll hier unter beispielsweise Zugrundelegung elektrischen Betriebes erläutert werden.

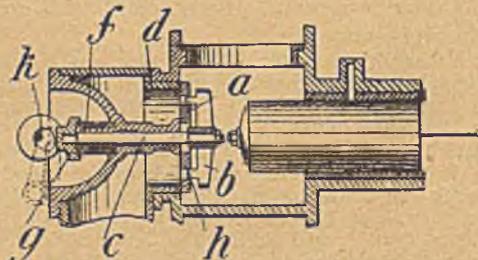
Die Einrichtung besteht aus zwei getrennten Fördermaschinen bzw. Förderscheiben, welche durch die Motoren M¹



und M² angetrieben werden. Das gemeinsame Förderseil ist um die beiden zugehörigen Seilscheiben und eine dritte lose Rolle R geschlungen, welche ein Gegengewicht G trägt. Die beiden Motoren, welche gleich groß sind und gleiche Touren machen, werden in beliebiger Weise gesteuert und durch Anlasser gleichzeitig angelassen. Dagegen wirkt jeder Förderkorb in seinen Endstellungen auf besondere Ausschalter ein, die nur den zugehörigen Motor außer Betrieb setzen, und zwar mit der vorgeschriebenen Genauigkeit.

59a. 150 425, vom 29. Mai 02. Philip Francis Oddie in London. *Saugventilsteuerung.*

Die vorliegende Ventilanordnung ist hauptsächlich für schnelllaufende Pumpen bestimmt, bei welchen es neben der rechtzeitigen Steuerung des Saugventils ganz besonders auf die Bewegungsart dieses Ventils selbst ankommt.



Die Zeichnung stellt eine Ausführungsform der Ventilanordnung gemäß der Erfindung in Verbindung mit den zugehörigen Teilen der Pumpe dar. Das Ventil besteht aus dem Abschlußkörper a, der beispielsweise ringförmig ist, und aus dem Ventil-

halter b. Mit letzterem ist eine Spindel c starr verbunden, welche durch den Ventil Sitz d hindurch ins Freie reicht, und eine starke Feder f, trägt. Letztere legt sich einerseits gegen das Pumpengehäuse, andererseits gegen einen auf der Spindel c angebrachten Kopf g fest an. Feder und Spindel befinden sich nicht im Wasserraum; in demselben liegen nur das eigentliche Ventil a, der Ventilhalter b, und der Sitz d.

Der ringförmige Abschlußkörper ist frei gegen den Ventilhalter beweglich, wird aber auf Zapfen h desselben geführt. Auf den Kopf g der Ventilschindel c wirkt beispielsweise eine Hubscheibe k ein, welche von der Pumpenwelle aus in Umdrehung versetzt wird.

Der Ventilhalter b wird bereits vor Ende des Druckhubes zwangläufig angehoben, worauf sich bei Beginn des Saughubes der Abschlußkörper a selbsttätig ohne Belastung öffnet. Das Schließen des Halters b aber erfolgt gleichzeitig mit dem Abschlußkörper a unter Einwirkung der Belastungsfeder f.

59a. 150 555, vom 29. Sept. 01. Charles Campbell Worthington in Dunnfield (V. St. A.). Saug- und Druckpumpe.

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf Verbesserungen an Pumpen und besteht im besonderen darin, daß die Saug- und Druckventile in der Längsrichtung des Zylinders angeordnet sind. Zu beiden Seiten der zwischen denselben liegenden Druckwechselkammer befinden sich der Saug- und Druckraum, welche sich ebenfalls über die ganze Länge des Zylinders erstrecken.

In den Pumpenzylindern AA' sind die Kolben a a' mit den Kolbenstangen b b' angeordnet. Die Druckwechselkammern BB' sind durch Scheidewände 13 in je zwei Kammern geteilt, und zwischen ihnen ist die über die Länge des Zylinders sich erstreckende Saugkammer C angeordnet. Die beiden Druckkammern D liegen auf der anderen Seite der Druckwechselkammern BB' und sind durch einen quer zu den Pumpenzylindern verlaufenden, oberhalb der Saugkammer und der beiden Druckwechselkammern zentral angebrachten Kanal D' verbunden, an welchen das Druckrohr F angeschlossen ist. Die über die ganze

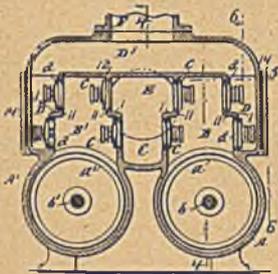


Fig. 1. Schnitt 3-3.

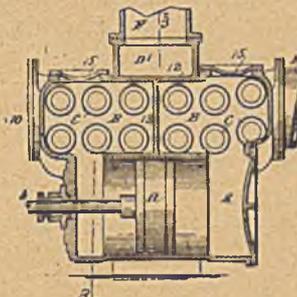


Fig. 2. Schnitt 4-4.

Länge des Zylinders sich erstreckende Saugkammer C kann entweder an beiden Enden mit Saugrohren E verbunden sein, oder, wie veranschaulicht, nur an einer Seite, während die andere durch einen Deckel 10 verschlossen ist.

Die Saug- und Druckkammern C D sind von den Druckwechselkammern BB' durch die vertikalen, über die ganze Zylinderlänge sich erstreckenden Platten 11 getrennt, in welchen die Saug- und Druckventile c d von beliebiger Bauart z. B. in zwei Horizontalreihen angebracht sind. Der Saugraum C und die Druckwechselkammern sind von dem Mittelkanal D' durch eine Scheidewand 12 getrennt, und um die Ventile zugänglich zu machen, sind im Zylindergehäuse Deckel 14 für die Druckventile d und solche 15 für die Saugventile c vorgesehen.

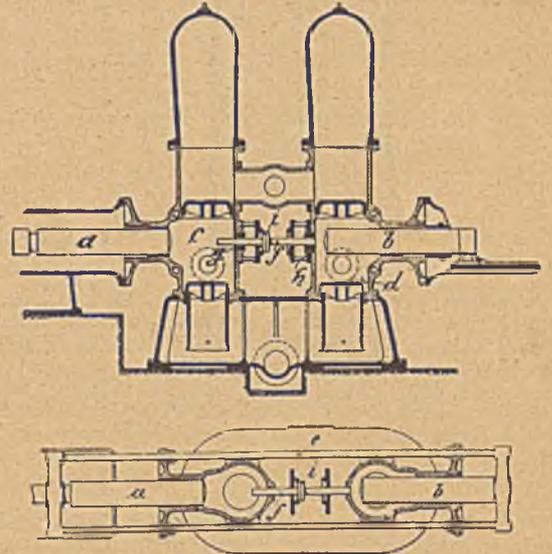
Eine nach der vorliegenden Erfindung ausgeführte Pumpe hat den großen Vorteil, daß die Durchflußkanäle für die Flüssigkeit verkürzt werden und ein besseres Arbeiten und größere Leistungsfähigkeit der Pumpe bei gleichzeitiger Verminderung der Größe und Herstellungskosten gesichert ist.

59a. 150 611, vom 8. Aug. 02. G. Schwidtal in Altwasser i. Schl. Einrichtung zur Erzielung eines ruhig laufenden Gestänges für Zwillingspumpen.

Um bei Druckpumpen, besonders für große Druckhöhen, einen ruhigen Gang der Ventile zu erzielen und dabei auch bis zu einem gewissen Grade Stöße im Gestänge zu vermeiden, wird der Raum zwischen Saug- und Druckventil mit einem

Hilfskolben versehen, der bei Beginn der Druckperiode entweder dem Druck einer Feder oder eines Luftpuffers entgegen nachgibt oder mechanisch angetrieben wird. Die Benutzung derartiger Hilfskolben, die in dem Raum zwischen Saug- und Druckventil hineinreichen, wird nun äußerst einfach und betriebs-sicher, wenn eine Zwillingspumpe mit um 180° gegeneinander versetzter Pumpwirkung vorliegt. Bei solchen Pumpen werden nach vorliegender Erfindung die beiden Hilfskolben so miteinander verbunden, daß sie den jeweiligen Druckverhältnissen in dem Raum zwischen Saug- und Druckventil jeder Pumpe selbsttätig folgen. Die Saugwirkung in der einen Pumpenseite, vermehrt um die Druckwirkung in der anderen Pumpenseite, dient dann in einfachster und sicherster Weise dazu, die Hilfskolben zu bewegen. Bei der Umkehr der Bewegung der Pumpenkolben findet eine Pause der Pumpwirkung selbst statt, und der Wechseldruck im Kurbelzapfen vollzieht sich ohne Schlag. Infolgedessen wird also das Pumpengestänge vollkommen ruhig laufen.

Die Pumpenkolben ab der beiden Pumpenzylinder cd sind durch ein äußeres Gestänge e miteinander verbunden und werden durch eine gemeinsame Kurbel angetrieben. Die beiden Hilfskolben f sind in Stopfbüchsen gh beider Zylinder geführt und können mit einem Anschlag, z. B. einer aufgesetzten Scheibe i, versehen sein. Bei der dargestellten Lage der Teile steht die die nicht dargestellte Kurbel, welche am linken Ende des Kurbelgestänges angreifend gedacht ist, im linken toten Punkt. Der Kolben a will soeben den Druckhub, der Kolben b den



Saughub beginnen. Bei der nun folgenden geringsten Druckerhöhung im Zylinder c erfolgt ein Zurückweichen der Hilfskolben f aus dem Zylinder c in den Zylinder d so lange, bis der Anschlag i an geeignete Pufferscheiben o. dgl. anstößt. Das Zurückweichen der Hilfskolben wird dadurch unterstützt, daß gleichzeitig mit dem Ueberdruck im Zylinder c ein Unterdruck im Zylinder d entsteht. Erst nachdem die Kolben f bis zum Anschlag zurückgewichen sind, beginnt das Herausdrücken der Flüssigkeit; inzwischen ist aber der tote Punkt der Kurbel überwunden und der Zweck erreicht, daß der Augenblick des Druckwechsels im Gestänge nicht mit dem Beginn des Anhubes der Flüssigkeit zusammenfällt. Es entsteht daher nicht der harte Schlag im Gestänge.

Bei Rückgang der Kolben ab findet die umgekehrte Bewegung der Hilfskolben f statt. Der bei Verschiebung der Hilfskolben f eintretende Ausfall an Nutzarbeit berührt den Nutzeffekt der Pumpe fast gar nicht, da die zur Bewegung der Hilfskolben verwendete Arbeit nur gering ist.

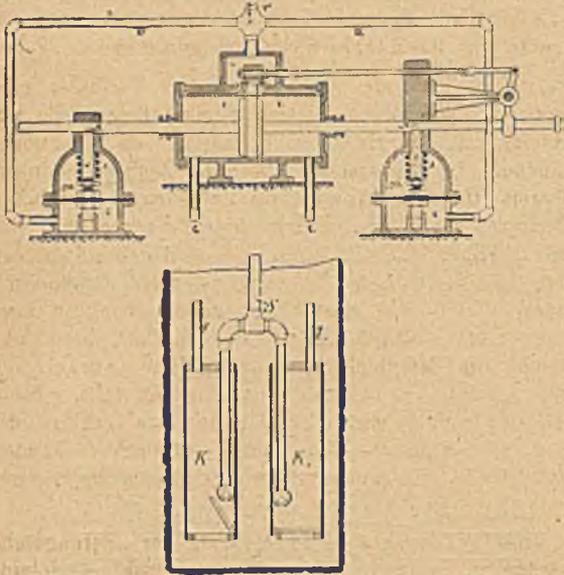
59c. 149 526, vom 14. April 01. Bela von Vangel in Moskau. Druckluftflüssigkeitsheber mit Schiebersteuerung.

Die Druckluft wird der Vorrichtung bei e zugeführt und verteilt sich bei x nicht nur auf den Schieberkasten u, sondern auch durch Leitungen v v, auf Gehäuse GG, die nach oben durch Membranen abgeschlossen sind, mit denen unten und

oben geführte und unter der Wirkung von Federn ff, stehende Bolzen WW₁ luftdicht verbunden sind.

Die Kolbenstangen RR₁, eines durch die Druckluft bewegten Kolbens sind derart abgesetzt, daß eine Sperrung des Kolbens mittels der Bolzen WW₁, möglich ist. Die Zeichnung zeigt den Kolben in der Sperrlage, d. h. in der mittleren Lage.

Von jeder Zylinderseite aus ist ein Rohr l bzw. l₁ zu im Brunnen befindlichen Behältern K bzw. K₁ geführt, die ein gemeinsames Steigrohr S besitzen. Bei der gezeichneten Stellung des Steuerschiebers strömt die Druckluft durch den Raum Z und die Leitung l in den Behälter K und drückt aus diesem das Wasser durch die Steigleitung S zu Tage. Ist der Wasserspiegel in dem Behälter K so tief gesunken, daß die Druckluft



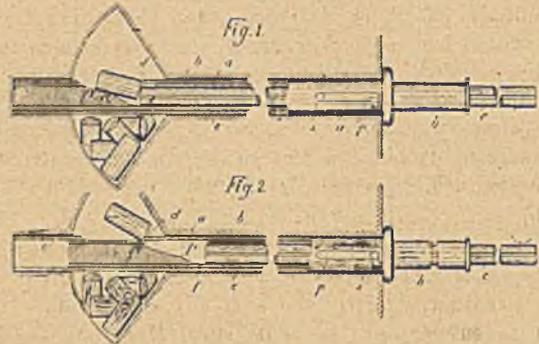
in das Steigrohr strömt, so tritt in der Leitung l, in den Räumen Z und n, in den Rohren e, v und v₁ und in den Räumen GG, ein Spannungsabfall ein, und die Federn ff, drücken die Bolzen WW₁ herab, wodurch der Kolben freigegeben wird. Jetzt wird letzterer durch die Druckluft nach rechts bewegt und ein Bund r der Kolbenstange R₁ verschiebt durch Vermittelung eines Hebels und einer Zugstange den Steuerschieber nach links. Die Druckluft erlangt dadurch Zutritt zu dem Zylinderraum Z₁, strömt durch die Leitung l₁ in den Behälter K₁ und drückt aus diesem das Wasser durch die Steigleitung S zu Tage.

Gleichzeitig wird durch die Druckluft der Kolben wieder in die mittlere Stellung gebracht und in dieser durch die Bolzen WW₁ so lange gehalten, bis in den Räumen GG₁ infolge Ausströmens der Druckluft durch das Steigrohr S der Druck unter die bestimmte Größe sinkt. Alsdann wird der Kolben durch die Druckluft nach links geschoben, und letztere wieder umgesteuert, da durch einen Bund der Kolbenstange der Steuerschieber nach rechts bewegt wird.

78c. 150 651, vom 25. Juli 03. Friedrich Anschütz in Neunkirchen, Reg. Bez. Trier. *Apparat zum Laden erweiterter Sprengkammern.* Zusatz zum Patente 145 004 vom 9. Sept. 02.

Die Patronen werden einzeln mit dem Ladestock c soweit wie möglich nach dem Ende des inneren Rohres b geschoben. Hierbei tritt das vordere Ende der Patrone infolge des schrägen Bodens aufwärts und gelangt mit der größeren Hälfte über den Ansatz f in den schrägen Boden, so daß das hintere Ende der Patrone sich senkt, das vordere sich hebt, wie aus der Zeichnung (Fig. 1) ersichtlich ist. Hierbei hebt sich das hintere Ende der Patrone so hoch, daß dasselbe beim Zurückziehen des Rohres b sich gegen die hintere Kante d der Öffnung des Rohres a stößt und die Patrone bei weiterem Zurückziehen des Rohres b aus dem inneren Rohre unverletzt in die erweiterte Sprengkammer herausgedrängt wird, wie aus der Fig. 2 ersichtlich ist. Der Stift s hat den Zweck, das Rohr b nur so weit herausziehen zu lassen, als erforderlich ist, um die Patrone ganz aus der Öffnung in die Kammer heraustreten zu lassen; er verhindert also ein zu weites Herausziehen des Rohres b, da in

diesem Falle die oben liegende Patrone durch die freiwerdende Öffnung im Rohre a in dieses von oben her hineinfallen würde. In diesem letzteren Falle könnte das Rohr b, welches hinten durch ein massives, den Boden ff' f² bildendes Stück geschlossen ist, nicht wieder in die Stellung von Fig. 1 zurückgebracht werden, da sich im hinteren Ende des Rohres a eine Patrone



befände. Nachdem eine Anzahl Patronen in die Sprengkammer hineingebracht ist, so daß der untere Teil der Kammer gefüllt ist, füllt sich auch allmählich der obere Teil; hierbei wird der ganze Apparat nach jedesmaligem Einführen einer Patrone etwas gedreht, so daß die Öffnung im Rohre a stets dem noch leeren Teile der Kammer zugewendet ist.

Bücherschau.

Moderne Dampfkesselgesetzgebung. Von Ingenieur Karl Hauck, k. k. Gewerbe-Inspektor.

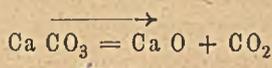
Unter diesem Titel liegt uns ein Separatabdruck eines Aufsatzes aus dem 10. Jahrgang der in Wien erscheinenden „Zeitschrift für Gewerbe-Hygiene, Unfallverhütung und Arbeiter-Wohlfahrtseinrichtungen“ vor, in dem die wichtigsten, in den zivilisierten Staaten erlassenen gesetzlichen Bestimmungen zur Sicherung des Dampfkesselbetriebes zusammengestellt und kritisch beleuchtet sind. Es wird konstatiert, daß nur England, einige Staaten der nordamerikanischen Union, Schweden-Norwegen u. a. noch keine Kesselgesetzgebung haben, daß aber im allgemeinen sogar das Bestreben vorhanden ist, das den sogenannten Kesselgesetzen innewohnende „Bevormundungssystem“, welches die Bevölkerung vor den Gefahren der Kessel-explosion schützen und nicht nur nach erfolgter Schädigung den Verantwortlichen haftbar machen und bestrafen will, weiter auszudehnen und die Vorschriften zu verschärfen. Von Interesse ist die Tatsache, daß das auch sonst kulturell schon sehr hoch stehende Neu-Seeland eines der rigorosesten Kesselgesetze der Welt hat.

Die im weiteren durchgeführte Vergleichung der Bestimmungen über Konstruktionsmaterialien, Bauart, Armaturen, Druckproben und Revisionen dürfte jedem Fachmann neues und Wertvolles bieten, sodaß das 24 Seiten umfassende Heft durchaus der Beachtung empfohlen werden kann.

Sprengstoffe und Zündung der Sprengschüsse. Von F. Heise, Berlin 1904. Das im Verlage von Julius Springer, Berlin, erschienene Buch ist sehr gefällig ausgestattet; der Umschlag ist einfach, aber solide und die Schrift auf gutem Papier klar und leserlich. Der Verfasser bezweckt mit seinem Werk in erster Linie „unter besonderer Berücksichtigung der Schlagwetter- und Kohlenstaubgefahr auf Steinkohlengruben“ Bergleuten über Spreng-

stoffe und Zündung der Sprengschüsse die Auskünfte zu geben, die für die bergmännische Praxis unerlässlich sind. Er hat es im vollsten Maße durch eine Zusammenstellung der gebräuchlichsten Sprengstoffe, ihrer Herstellung und Eigenschaften, besonders aber der Zündmethoden erreicht. Auch enthält das Buch Angaben über Vermeidung von Unglücksfällen bei der Sprengarbeit, die allen Vorschriften zum Trotz ziemlich oft vorkommen. Von großer Wichtigkeit für die Praxis ist ferner die Bewertung der zum Teil vom Verfasser selbst auf den Versuchsstrecken erschossenen Versuchsreihen, da sie uns Vergleichswerte zur Beurteilung der verschiedenen Sicherheit der Sprengstoffe liefern.

Nach einer geschichtlichen Einleitung geht der Verfasser des näheren auf die Erklärung der Grundbegriffe Explosion, Explosionstemperatur und Zündung ein. Namentlich die Kenntnis der Explosions- oder Flammentemperatur ist von Bedeutung, da sie uns einen Maßstab zur Bestimmung des Explosionsdruckes gibt. Die Einwände, die gegen die Richtigkeit der durch Rechnung ermittelten Explosionstemperaturen gemacht werden, sind gewiß nicht unberechtigt, werden aber wohl vielfach zu hoch angeschlagen. Mit dem Verfasser bin ich der Ansicht, daß der Einfluß der Dissoziation bei den hohen Temperaturen infolge des hohen Gasdruckes verschwindet. Als Beispiel dafür führe ich die Unzersetzbarkeit des kohlen-sauren Kalkes durch Glühen in geschlossenen Gefäßen an:



Der Verfasser bespricht dann eingehend die verschiedenen Methoden zur Prüfung der Kraftäußerung von Sprengstoffen, von welchen wohl die Trauzsche Probe am häufigsten angewandt wird. Hoffentlich tragen seine Zeilen dazu bei, daß dieselbe nach den von Bichel auf dem V. internationalen Kongreß für angewandte Chemie vorgelegten Normen einheitlich ausgeführt wird. Bei der Einzelbesprechung der Sprengstoffe finden wir nähere Angaben über Explosionstemperatur, Menge der Explosionsschwaden, Arbeitsfähigkeit in Meterkilogrammen, Ladegewicht etc. Das Vorkommen von Perchlorat im Schwarzpulver und die eventuell damit verknüpften Gefahren erwähnt der Verfasser nicht. Bei den Dynamiten macht er mit Recht auf den Übelstand des Gefrierens und auf die Gefahren beim Auftauen derselben aufmerksam. Einen breiteren Raum nimmt die Besprechung der Sicherheitssprengstoffe ein. Von einer wirklichen Sicherheit der Sprengstoffe kann überhaupt keine Rede sein, da sie sämtlich bei Anwendung genügend großer Ladungen die Schlagwetter zünden. Auch genügt der von den Explosionsgasen auf die benachbarte Schlagwetteratmosphäre ausgeübte Druck bzw. die dabei entstehende Wärme für sich allein zur Entzündung der Schlagwetter. Schließlich muß auch die Art und Zusammensetzung der Nachschwaden berücksichtigt werden. Nicht das Vorhandensein von brennbaren Gasen, sondern vielmehr das von überschüssigem Sauerstoff in den Nachschwaden ist äußerst gefährlich. Während man in Frankreich und Rußland diejenigen Sprengstoffe, deren rechnermäßige Explosionstemperatur für den Gebrauch im Gestein und in der Kohle nicht über 1900° bzw. 1500° beträgt, zu den Sicherheitssprengstoffen zählt, macht man die Einreihung in diese Klasse in Deutschland, Österreich und England von den Ergebnissen der Schießversuche in den Versuchsstrecken abhängig. Der Verfasser erörtert die des öfteren aufge-

worfene Frage, ob bei den Schießversuchen in der Versuchsstrecke Zündungen der Schlagwetter leichter oder schwerer als bei der Sprengarbeit unter Tage erhalten werden, und kommt zu dem Schluß, daß die Sprengarbeit in der Grube wegen des Besatzes weniger gefährlich als ein Versuch in der Versuchsstrecke ist. Auch darf man nicht annehmen, daß die auf der Versuchsstrecke unter gewissen Bedingungen ermittelten Sicherheitsgrenzen eines Sprengstoffs nun ohne weiteres für den praktischen Grubenbetrieb zutreffen. Wahrscheinlich ist, daß die Sicherheitssprengstoffe, die sich auf der Versuchsstrecke mit 600 bis 800 g Ladung bei unbesetzten Schüssen als sicher erwiesen haben, auch für die Praxis Sicherheit garantieren.

Im zweiten Teile des Buches gibt der Verfasser eine eingehende Zusammenstellung der Zündmethoden, die um so wertvoller ist, als wir sie sonst nirgends im Zusammenhang finden. In Österreich haben die Abziehzündungen in größerem Umfange Anwendung gefunden. Vorschläge zur Zündung der Sprengladung unter Vermeidung der Zündschnur haben bis jetzt nur wissenschaftliches Interesse gefunden. Die elektrische Zündung ist zwar umständlich und teuer, bietet aber eine Reihe ganz besonderer Vorzüge, von welchen hauptsächlich die Sicherheit der Mannschaft und die Möglichkeit, eine größere Anzahl von Schüssen gleichzeitig abzutun, ins Gewicht fällt. Nach ausführlicher Besprechung der Stromquellen erklärt der Verfasser die einzelnen Teile der elektrischen Zünder, Leitungsmaterial, Hilfsapparate sowie Schaltung der Sprengschüsse.

Bei einer so eingehenden Bearbeitung der „Sprengstoffe und Zündungen der Sprengschüsse“ wäre wohl auch eine ausführliche Schilderung der Maßregeln am Platze gewesen, die die Behörden hinsichtlich der Aufbewahrung und des Transports der Sprengstoffe vorschreiben. Das Studium des Buches ist nicht nur Bergleuten angelegentlichst zu empfehlen, sondern vielmehr allen, die sich mit der Herstellung von Sprengstoffen und Zündungen und ihrer praktischen Verwendung beschäftigen, den Chemikern der Fabriken sowohl, als auch den Offizieren im Artillerie- und Minendienst.

Dr. H. Winter.

Zeitschriftenschau.

(Wegen der Titel-Abkürzungen vergl. Nr. 1.)

Mineralogie, Geologie.

Die Goldfelder des östlichen Nicaragua. B. H. Ztg. 6. Mai. S. 245/8. Einführung. Die verschiedenen Distrikte. Arbeiter und Löhne. Wasser und Holz. Amerikanische Bergbaukonzession.

The copper deposits of Orange county, Vermont. Von Smyth. Eng. Min. J. 28. April. S. 677/8.

Bergbautechnik (einschl. Aufbereitung pp.).

The mechanical engineering of collieries. (Forts.) Von Futers. Coll. G. 6. Mai. S. 961/2. 10 Abb. Über beim Schachtabteufen zu verwendende Förderhaspel und Kabel. Provisorischer Holz- und Eisenausbau für Schächte.

Hoisting ropes. Am. Man. 28. April. S. 534/5. Die an ein zuverlässiges Draht-Förderseil zu stellenden Anforderungen.

Die Bergbautechnik am Ende des Jahres 1903. (Forts.) Von Lukaszewski. Öst. Z. 7. Mai. S. 241/4. Ausrichtung, Abbau. (Forts. folgt.)

The Clifton district, Arizona. Eng. Min. J. 28. April. S. 679/81. Allgemeine Übersicht. Geologische Verhältnisse. Aufbereitung und Hüttenbetrieb.

Maschinen-, Dampfkesselwesen, Elektrotechnik.

Das Verhalten des überhitzten Wasserdampfes in der Kolbenmaschine. (Forts.) Von Richter. Z. D. Ing. 7. Mai. S. 671/6. 7 Abb. (Schluß folgt.)

Automobileisenbahnwagen mit Benzinbetrieb. Von Pfitzner. Dingl. P. J. 7. Mai. S. 289/91.

Mechanical conveyors. Von Ingalls. Eng. Min. J. 28. April. S. 681/2. (Forts.) Transportbänder. Behälterwerke.

Erfahrungen mit Wasserreinigungsapparaten. Von Stromeyer u. Baron. Wien. Dampf. Z. April. S. 43/5. Beschreibung der Apparate von Babcock u. Wilcox, Bell Brothers u. Boby. Zusammenstellung von Analysen und Betriebskosten der einzelnen Systeme.

Risse in vollen Kesselblechen. Von Cario. Dampf. Üb. Ztg. 4. Mai. S. 173/4. 4 Abb. Verfasser berichtet über zwei Fälle von Rissen in vollen Kesselblechen und führt diese nach eingehender Erörterung der vorliegenden Verhältnisse auf Spannungen infolge der Wärmedehnungen zwischen den starren Boden zurück.

Wasserumlauf - Vorrichtungen für Dampfkessel. Dampf. Üb. Z. 4. Mai. S. 178/9. Erwiderung auf den gleichnamigen Artikel von Cario in Nr. 16 derselben Zeitschrift seitens des Lieferanten M. A. Voigt in Leipzig-Gohlis. Schlußbemerkung von Cario.

Die Rentabilität der Elektrizitätswerke in Städten von 10 000 bis 50 000 Einwohnern. Von Weber. J. Gas. Bel. 30. April. S. 391/8. 2 Abb. In den Elektrizitätswerken angelegtes Kapital (bei 475 Werken 574 Mill. Mk.). Vergleichende Gegenüberstellung des Wachstums der Elektrizitätswerke und Gaswerke von 1890 bis 1902. Anzahl aller elektrischen Zentralen 870, in Städten von 10—50 000 Einwohnern 140. Antriebskraft bei 10 pCt. Wasser. Rentabilitätsberechnung. Es ergibt sich, daß ein Gaswerk noch immer mit einem Elektrizitätswerk bei kleineren Anlagen in Wettbewerb treten kann.

Hüttenwesen, Chemische Technologie, Chemie, Physik.

Einfluß der Verunreinigungen auf die physikalischen Eigenschaften des Kupfers. Von Kroupa. Öst. Z. 7. Mai. S. 238/40.

Zinc in the blast furnace. Von Porter. Am. Man. 28. April. S. 531/3. Über die Bedeutung und Wirkung des in der Hochofenbeschickung enthaltenen Zinks.

Alumino-thermics. Von Stutz. Am. Man. 28. April. S. 526/30. Besprechung des Goldschmidtschen Thermitverfahrens und seiner Anwendung.

Verkehrswesen.

Die Betriebsergebnisse deutscher und ausländischer Eisenbahnen im Jahre 1901. Z. D. Eis.-V. 7. Mai. S. 577/83. Kurze Übersicht über die Verschiebung in den Längenverhältnissen, das Anwachsen der Beförderungsleistungen, die Zunahme des Personenverkehrs, die Ausstattung der Betriebsmittel, die Finanzergebnisse und der Durchschnittsertrag pro Person und km. Die niedrigsten Personentarife hat Belgien. Von den deutschen Bahnen hat die preußisch-hessische Eisenbahngemeinschaft die niedrigsten Personentarife mit immer noch sinkender Neigung; in den Gütertarifen wird sie nur von den Reichsbahnen um 0,29 Pfg. für das Tonnenkilometer unterboten. Sachsen u. Württemberg haben die höchsten Sätze. Von den gesamten Vergleichsländern ist die Schweiz sowohl im Güter- als auch im Personenverkehr am teuersten.

Canals and navigable waterways of Belgium. Coll. G. 6. Mai. S. 962/4. Besprechung des ausgedehnten Kanalnetzes und des auf Wasserstraßen umgehenden Güterverkehrs Belgiens.

Eine Studienreise in den Vereinigten Staaten von Amerika. XIV. Anlage und Einrichtung von Werkstätten. Von Möller. Z. D. Ing. 7. Mai. S. 653/60. 25 Abb. Büroräume und Kraftzentralen, Fußböden und Decken, Transporteinrichtungen.

Personalien.

Bei dem Berggewerbegerichte zu Bouthen O.-S. ist der Amtsgerichtsrat Schitting zu Zabrze infolge Aufhebung der Kammer Zabrze dieses Gerichts von dem Amt als Stellvertreter des Gerichtsvorsitzenden und als stellvertretender Vorsitzender der genannten Kammer entbunden worden. Der Bergrat Pfeiffer und der Bergmeister Drotschmann zu Gleiwitz sind zu Stellvertretern des Gerichtsvorsitzenden ernannt, und es ist ersterer zugleich mit dem Vorsitz der Kammer Nord-Gleiwitz und mit der Stellvertretung im Vorsitz der Kammer Süd-Gleiwitz, letzterer zugleich mit dem Vorsitz der Kammer Süd-Gleiwitz und mit der Stellvertretung im Vorsitz der Kammer Nord-Gleiwitz betraut worden.

Es sind überwiesen worden:

Der Bergassessor Greven, bisher Hilfsarbeiter im Bergrevier Coblenz-Wiesbaden, der Kgl. Berginspektion zu Bleicherode zur Verwaltung der Betriebsinspektorstelle daselbst,

der Bergassessor Klette, bisher Hilfsarbeiter im Bergrevier West-Halle, nach Elmen bei Schönbeck a. E. zur Verwaltung der Berg- und Badeinspektorstelle daselbst,

der Bergassessor Toennies (Bez. Bonn) als technischer Hilfsarbeiter an die Kgl. Berginspektion zu Reden bei Saarbrücken,

der Bergassessor Brand (Bez. Bonn) als Hilfsarbeiter dem Bergrevier Coblenz-Wiesbaden,

der Bergassessor Weißleder (Bez. Clausthal) als Hilfsarbeiter dem Bergrevier Neunkirchen.