

9. — 95

Verlag von Carl Gerold's Sohn in Wien.

Allievi, L., Civilingenieur in Rom, Inneres Gleichgewicht der Pfeiler aus Metallconstruction nach den Gesetzen der elastischen Deformation. Vom Verfasser autorisirte Uebersetzung von Richard Tutz. Mit 7 lithogr. Tafeln. gr. 8°. [168 S.] cart. 5 M.

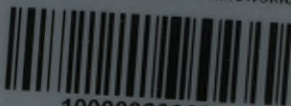
Bremsen, Die, für Eisenbahn-Fahrzeuge. Separat-Abdruck aus Röll's Encyclopädie des gesamten Eisenbahnwesens. Mit 80 Holzschnitten und 2 Tafeln. Lex.-8°. [48 S.] 2 M.

Dépierre, Joseph, Chemiker, und **Fourneaux, Emile**, Chemiker, Die Appretur der Baumwollgewebe. Anleitung, die weissen, gefärbten und bedruckten Baumwollgewebe zu appretiren. Autorisirte Uebersetzung aus dem Französischen. Preisgekrönt durch die „Société industrielle de Mulhouse“ und die „Société d'encouragement pour l'industrie internationale de Paris“. Mit 165 Holzschnitten im Text, 7 Tafeln und 116 eingeklebten Stoffmustern. gr. 8°. [XII, 460 S.] In Halbfranzband 30 M.

Dépierre, Joseph, und Dr. Conrad **Bötsch**, Die Waschmaschinen, Monographie sämmtlicher Waschmaschinen, die beim Bleichen und Färben von Garnen, Spindeln, Ketten, Geweben und bei der Fabrication gedruckter Kattune Verwendung finden. Deutsch nach der dritten französischen Ausgabe. 10 Holzschn., 7 grosse lithogr. Tafeln, wovon eine zweifarbig. gr. 8°. [IV, 118 S.] 12 M.

Encyclopädie des gesamten Eisenbahnwesens in alphabetischer Anordnung. Herausgegeben von Dr. Victor Röll, Generaldirektionsrat der k. k. österreich. Staatsbahnen, unter redaktioneller Mitwirkung des Ingenieurs Carl Wurmb, Vorstand des steiermärkischen Landes-Eisenbahnamtes, und in Verbindung mit den Fachgenossen Abt, Askenasy, Barkhausen, Bernstein, Birk, Bissinger, v. Borries, Dr. Freiherr v. Buschmann, Busse, Dr. Buzzi, Claus, Dr. Cohn, Dr. Decher, Dietler, Dolezalek, Doppler, Ebermayer, Ebert, Dr. Eger, Eisner, Fenten, Dr. Forchheimer, Frank, Funk, Geul, Dr. Gintl, Gleim, Göring, Dr. Gross, Hauck, Dr. Carl Haushofer, Dr. Max Haushofer, Heindl, Hentzen, Heusinger von Waldegg, Dr. Hilse, Hubert, Jüllig, Jungbecker, Jüttner, Kecker, Keller, Kienesperger, Kirchweger, Kohlfürst, Dr. Kolisko, Kolster, Kreuter, Kühlwetter, Lang, Dr. Lange von Burgenkron, Launhardt, Dr. Lehr, Leonhardi, Dr. von der Leyen, Loewe, Manderla, Marek, Maurer, Mayr, Dr. Mecklenburg, Melan, Meyer, Middelberg, Neblinger, v. Oesfeld, v. Ow, Perk, Perner, Pintzger, Plessner, Pollack, Rank, v. Romocki, Rübenach, Rybař, v. Rziha, Salomon, Sax, Schima, Julius Schreiber, Dr. Karl Schreiber, Schuster, Schützenhofer, Seidel, v. Seydewitz, Seyschab, Simon, Spängler, Spitzer, Spitzner, Dr. L. v. Stein,

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000299085

Verlag von Carl Gerold's Sohn in Wien.

Dr. Steinbach, Steiner, Storkenfeld, Stuttgardter, Sundt, Ulbricht, Ulrich, Dr. Urbino, Dr. Voit, Walzel, Dr. Wedding, Wehrenfennig, Dr. Wehrmann, Wetz, Dr. Wittmann, Woyciechowsky, Dr. Ziffer u. a.

Erster Band: Aachen-Düsseldorf-Ruhrorter Eisenbahn bis Betrieb. Lex.-8^o. [VIII, 480 S.] Mit 207 Holzschnitten, 8 Tafeln und 3 Karten. geh. 10 M., Orig.-Hbfrzbd. 12 M.

Zweiter Band: Betrieb bis Deutsche Eisenbahnen. Lex.-8^o. [S. 481—996.] Mit 530 Original-Holzschnitten, 8 Tafeln und 2 Karten. geh. 10 M., Orig.-Hbfrzbd. 12 M.

Dritter Band: Deutsche Lokal- und Straßenbahngesellschaft bis Fahrgeschwindigkeit. Lex.-8^o. [S. 997 bis 1516.] Mit 288 Original-Holzschn., 9 Taf. und 1 Karte. geh. 10 M., Orig.-Hbfrzbd. 12 M.

Vierter Band: Fahrgeschwindigkeitsmesser bis Interstate Commerce Commission. Lex.-8^o. [S. 1517—2058.] Mit 366 Orig.-Holzschn., 9 Tafeln und 3 Karten. geh. 10 M., Orig.-Hbfrzbd. 12 M.

Fünfter Band: Istrianer Bahnen bis Personenverkehr. Lex.-8^o. [S. 2059—2618.] Mit 383 Orig.-Holzschn., 13 Taf. und 3 Karten. 10 M., Orig.-Hbfrzbd. 12 M.

Sechster Band: Personenwagen bis Steinbrücken. Lex.-8^o. [S. 2619—3102.] Mit 239 Orig.-Holzschn., 12 Tafeln und 5 Karten. 10 M., Orig.-Hbfrzbd. 12 M.

Siebenter (Schluss-) Band: Stellwerke bis Zwillingsslokomotiven und Gesamt-Register, befindet sich unter der Presse.

Engerth, Wilhelm Freih. von, Das Schwimmthor zur Absperrung des Wiener Donaucanals. 4^o. [VI, 178 S.] cart. 20 M.

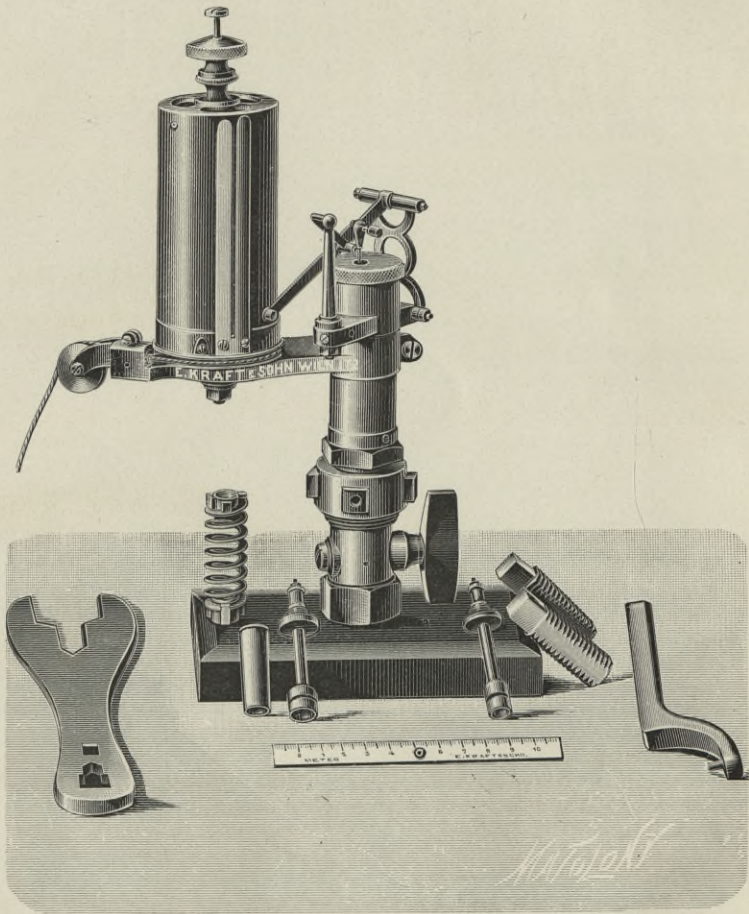
Falke, Jakob von, Die k. k. Wiener Porzellanfabrik. Ihre Geschichte und die Sammlung ihrer Arbeiten im k. k. Oesterr. Museum. Mit 17 Tafeln Abbild. 4^o. [VI, 90 S. Text.] cart. 15 M.

Grossmann, J., Die Bekämpfung der Sturzwellen durch Öl und ihre Bedeutung für die Schifffahrt. 8^o. [140 S.] 2 M.

Hanausek, Prof. E., Die Technologie der Drechslerkunst. Die Lehre von den Rohstoffen und deren Verarbeitung. Herausgegeben von der Handels- und Gewerbekammer für das Erzherzogthum Oesterreich unter der Enns. gr. 8^o. [VIII, 312 S.] 4 M.

Hlubek, Anton, Verhaltensregeln beim Dampfbetrieb, für Fachmänner, nebst Erörterung der Prüfungsfragen für Heizer, Wärter, Führer und Maschinisten. Mit einer Dienstinstruction. Dritte vervollkommnete Auflage. 12^o. [IV, 154 S.] 2 M. 40 Pfg.

Fig. 1.



Der Indicator und sein Zubehör.

9.

DER INDICATOR

UND SEIN

DIAGRAMM.

HANDBUCH ZUR UNTERSUCHUNG DER DAMPFMASCHINE

VON

MORITZ RITTER VON PICHLER

MASCHINEN-INGENIEUR

NEBST EINER ANALYSE VON LOCOMOTIV-DIAGRAMMEN

VON

CARL GÖLSDORF

INGENIEUR.

MIT 103 ORIGINAL-HOLZSCHNITTEN IM TEXT.

J. M. 19 88



ZWEITE UMGEARBEITETE UND ERWEITERTE AUFLAGE.

WIEN

DRUCK UND VERLAG VON CARL GEROLD'S SOHN

1895.

VII 70

XXX

II 5430



Akc. Nr. 5191 50

Vorwort.

Zur Zeit, als die erste Auflage dieser Schrift entstand, war der Indicator und das Indiciren, selbst in fachmännischen Kreisen, nur wenig bekannt und geübt, jedenfalls weniger, als es die Wichtigkeit dieses Instrumentes zur Untersuchung der Motoren, Pumpen, Gebläse u. s. w. erfordert und verdient. Aus diesem Grunde war damals die Absicht des Verfassers, die hohe Bedeutung des Instrumentes und des Indicirens bei seinen Fachgenossen in Erinnerung zu bringen.

Heute haben sich diese Verhältnisse wesentlich geändert. Es hat sich die Anzahl jener Berufsgenossen, die dem Motorenbau ihre Thätigkeit widmen, sehr gesteigert; insbesondere ist der Bau kleinerer Dampfmaschinen aus den vorher bestandenen Einschränkungen, bezüglich der Erzeugungsstätten, herausgetreten und wird gegenwärtig von vielen kleineren Firmen mit mehr oder weniger Verständniss für technische Feinheiten als Specialität geübt.

Nebst den vielfachen Dampfmotoren aller Grössen und Systeme tauchte eine überaus grosse Anzahl Motoren anderer Art auf und haben diese heute grösstentheils sichere Wurzel gefasst. In diese Gruppe gehören ausser den mit gespanntem Wasser arbeitenden Maschinen beispielsweise die Gas-, Benzin-, Petroleum-, Heissluft-Motoren etc.

Das wachsende Bedürfniss der Gewerbe und der Industrie, sowie der sich vollziehende Uebergang in vielen dieser Arbeitszweige von der bisherigen Handarbeit auf maschinellen Betrieb

stellt hohe Anforderungen an die Leistungsfähigkeit der solche Motoren bauenden Arbeitsstätten.

Anfänglich freilich lag die Schwierigkeit dieser letzteren mehr darin, der benöthigten Menge zu entsprechen, bald aber, wie dies der gegenwärtig sich vollziehende Ausgleich zwischen Angebot und Nachfrage bedingt, sahen sich die Erzeuger der Motoren in Folge der starken Concurrenz bemüssigt, ihre volle Aufmerksamkeit der qualitativen Seite ihrer Erzeugnisse zuzuwenden.

Das Schwergewicht in diesem Sinne lag und liegt auch heute noch in der richtigen und vortheilhaften Ausnützung jener Elementararbeit, wie sie für Dampfmaschinen im gespannten Dampfe, für Kohlenwasserstoffmotoren in den betreffenden Gasen, Dämpfen oder Dünsten, für hydraulische Motoren und Pumpen in dem gepressten Wasser sich aufgespeichert vorfindet.

Diese Verhältnisse für Maschinen, mit Kolben zur Aufnahme der Arbeitsleistung, nach allen Richtungen gründlich zu studiren, ermöglicht der Indicator, dessen Aufzeichnungen, in Form von Diagrammen, ein vollkommen getreues Bild der inneren, ohne dieses Untersuchungsmittel, selbst dem Auge des Fachmannes verborgen bleibenden Vorgänge entrollen, die, richtig beschaut und verstanden, zur Erkenntniss und Vollkommenheit dieses Maschinenzweiges führen.

In die folgende Studie wurde, in Entsprechung dieser Auffassung, in erster Linie der Indicator mit seinem Zubehör einbezogen; wie er zur Entnahme richtiger Diagramme, das heisst, solcher Aufzeichnungen benöthigt wird, die möglichst genau den inneren Zustand und Vorgang der zu untersuchenden Maschine wiedergeben und zu erkennen ermöglichen, ohne dass wesentliche Beeinflussungen des Prüfungsapparates auf das Resultat vorkommen, die Anlass von Missdeutungen bilden könnten, und sodann, im Anschlusse hieran, wurde eine Analyse der mit dem Instrumente gewonnenen Diagramme vorgenommen, mit dem Zwecke, die verzeichneten Diagramme verstehen und richtig deuten zu lehren, um aus dieser Erkenntniss der Verhältnisse die praktische Nutzenanwendung ziehen zu können, die in Vervollkommnung unserer Maschinen und Erreichung möglichst ökonomischer Betriebsverhältnisse besteht.

Bei aller Entwicklung und Vervollkommnung in der Herstellung der Indicatoren und Nebenapparate muss doch jederzeit im Auge behalten werden, dass es sich um Präcisionsinstrumente handelt, welche demgemäss auch eine zartere Bedienung und Behandlung erfordern, als etwa derbe Maschinentheile. Es zeigt sich nicht selten, und leider zuweilen sogar von Seite fachlich unterrichteter Persönlichkeiten, dass diese Instrumente geradezu misshandelt werden. Alle Werkstätten, welche Indicatoren erzeugen oder repariren, werden in dieser Richtung sehr reiche, aber unliebsame Erfahrungen gesammelt haben. Nur wenn ein Instrument gehörig bedient, behandelt und unterhalten wird, vermag es den gestellten Anforderungen zu entsprechen.

Hatte die erste Auflage dieser Veröffentlichung die Absicht, den Indicator bei den Fachgenossen die richtige Würdigung gewinnen zu lassen, so muss bei der gegenwärtigen Auflage, mit Rücksicht auf die Verbreiterung und Vertiefung des Faches, angestrebt werden, das vornehmste Hilfsmittel zur genauen Erkenntniss der Wirkungsweise und zur Würdigung der Güte einer Kolbenmaschine, möglichst zu verallgemeinern und es nunmehr auch jenen weiten Kreisen näher zu rücken, welche in irgend einer Weise, sei es mit der Anfertigung oder mit der Benützung solcher Maschinen, zu thun haben.

Wenngleich sich an dem Hilfsmittel selbst, am Indicator, verhältnissmässig nicht viel verändert hat, so sind doch einige wichtige und einschneidende Neuerungen zu verzeichnen, welche im Folgenden des Näheren Behandlung finden.

Auch im Abschnitte, der über Diagramme handelt, war es nöthig, neuere Aufnahmen heranzuziehen, die gegenwärtig im Betriebe stehenden Anlagen entnommen wurden.

Eine wesentliche und gewiss erwünschte Erweiterung dieser zweiten Auflage, die, trotz vielfacher Abhaltung durch die Berufsthätigkeit, über Aufforderung der Verlagsfirma mit Vergnügen in den Mussestunden fertiggestellt wurde, bildet der Beitrag über Untersuchungen, aus neuester Zeit an Locomotiven. Diese Erweiterung dürfte willkommen sein, zumal über diese Specialität nur wenig und dies sehr verstreut in der Literatur zur Veröffentlichung gelangte.

Meinem Mitarbeiter, Herrn Ingenieur Carl Gölsdorf, der die Bearbeitung des letztgenannten Abschnittes in entgegenseitigster Weise übernahm, sowie jenen Herren Collegen, die mir in liebenswürdiger Bereitwilligkeit für diese Arbeit Diagramme und Mittheilungen zukommen liessen, unter Anderen insbesondere den Herren Leon und Georg Goebel, Ph. Mayer, O. H. Müller, E. Rotter und J. A. Schwarz, spreche ich für ihre fachlichen Beiträge, den Herren Verlegern für die entgegenkommende, keine Opfer scheuende Weise, in welcher sie Drucklegung, Illustration und Ausstattung dieser Veröffentlichung veranlassten, meinen verbindlichen Dank aus.

Wien, Januar 1895.

Der Verfasser.

Einleitung

(zur ersten Auflage 1880).

Wenn ich es unternehme, in dem Folgenden die ziemlich reiche und theilweise vorzügliche Literatur über Indicatoren durch diese Beigabe zu vermehren, so halte ich mich dem fachlichen Leser gegenüber verpflichtet, meine Gründe hierfür anzugeben.

Die Herren E. Kraft & Sohn in Wien ersuchten mich, das eingehende Studium der Indicatoren im Interesse ihrer Erzeugung durchzuführen, und ich leistete dieser Aufforderung um so bereitwilliger Folge, als häufig gerade in den Indicatoren nicht die wünschenswerthe Genauigkeit zu finden ist, und die abgenommenen Diagramme durchaus nicht immer ein Bild der in dem zu untersuchenden Cylinder herrschenden Drücke, sondern vielmehr das für die Analyse schwierige Bild dieser Untersuchung, beeinflusst von den sämtlichen Fehlern des Instrumentes, geben. Ich habe in den letzten Jahren an zahlreichen Systemen von Maschinen und Pumpen Diagramme mit Indicatoren verschiedenster Construction abgenommen und bin durch die dabei gemachten Erfahrungen zu einer eingehenden Prüfung der Indicatoren im Allgemeinen und der Indicatorfedern im Speciellen geleitet worden.

Hierdurch gewann ich die Ueberzeugung, dass, bei noch so exacter und sauberer Ausführung dieser Instrumente, in das Diagramm und, durch die Messung der Ordinaten, in das Resultat der Berechnung sich Fehler einschleichen, die wenigstens theilweise vermieden werden können.

Durch vielfaches Indiciren mit verschiedenen Indicatorsystemen, zuweilen unter sehr schwierigen Verhältnissen, lernen sich Vorzüge und Mängel der einzelnen Constructionen sehr genau

kennen. Das Resultat dieser Erfahrungen ist der im Nachfolgenden besprochene Indicator, wie er gegenwärtig von E. Kraft & Sohn ausgeführt wird.

Es mag auffallen und scheinbar einem Rückschritte gleichsehen, dass der hier in Rede stehende Indicator nichts von den in den letzten Jahren so häufig aufgetretenen Neuerungen, wie z. B. das Schreiben auf endlosen Papierstreifen oder vieler Diagramme übereinander mit regelmässiger Verschiebung u. dgl. m., aufweist; dies sind jedoch meistens überflüssige, in vielen Fällen sogar ganz verfehlt Zugaben, welche wenigstens die Handhabung des Instrumentes sehr compliciren, wenn sie nicht ein richtiges Resultat der Untersuchung ganz illusorisch machen. Für gewisse Untersuchungen, wie z. B. bei Maschinen von beschränkter und abgeschlossener Leistung (Fördermaschinen im Bergbau), besitzen continuirliche Diagramme auf sogenannten endlosen Papierstreifen unleugbare Vortheile zur Beurtheilung der Arbeitsvertheilung; selbst dann werden diese Vortheile theilweise wieder aufgehoben durch die damit verbundene Complication und Unhandlichkeit des Apparates und durch den Umstand, dass bei Bestimmung des Hubwechsels und vor Allem bei der zur Beurtheilung jederzeit erforderlichen Umzeichnung der Diagramme leicht Ungenauigkeiten Eingang finden, die unter Umständen die ganze Untersuchung werthlos machen. In der Regel handelt es sich um die Aufnahme der Diagramme von Maschinen, welche, wie Betriebsmaschinen oder Pumpen, innerhalb längerer Intervalle gleichmässig arbeiten; dann ist für deren Untersuchung ein möglichst genaues, einfaches und praktisches Instrument die Grundbedingung zur Erzielung brauchbarer und richtiger Resultate. Der Ingenieur, der sich viel mit Indicirungen beschäftigt, wird jederzeit ein möglichst einfaches Instrument, das eine leichte Handhabung zulässt und geschlossene Diagramme zeichnet, allen übrigen vorziehen.

Das Vorstehende mag die Beschreibung der Construction des Indicators begründen; wenn ich nun derselben auch eine Anleitung zur Benützung desselben folgen lasse, so geschieht das theilweise deshalb, weil es die Untersuchung wesentlich Vereinfachendes und für die Physiologie der Diagramme Wichtiges behandelt, was in der diesbezüglichen deutschen Literatur nicht

enthalten ist, theilweise aber auch, weil, nach meiner Meinung, der Werth von Indicator-Diagrammen noch viel zu wenig erkannt und gewürdigt wird. Jedes Streben, welches die Popularisirung des Indicators, die Verallgemeinerung des Verständnisses der geschriebenen Diagramme verfolgt, wird daher, neben dem ihm innewohnenden praktischen, auch jenen Werth besitzen, fachlich aufklärend und zum Fortschritte anregend zu wirken.

Ich übergebe diese Arbeit der Oeffentlichkeit in der Hoffnung, dass dieselbe den eben angedeuteten Gründen ihrer Entstehung entsprechen möge und ihr Scherflein beitrage, die ungemaine Bedeutung des Indicators und der Indicatorversuche für das gute Verständniss und die richtige Behandlung der Motoren und Pumpen in den weitesten Kreisen zu verbreiten. Jeder rationell gebarende Besitzer von Dampfmaschinen, Pumpen u. s. w. sollte, in seinem eigenen Interesse, seine Maschinen von Zeit zu Zeit durch die Aufnahme von Indicardiagrammen eingehend untersuchen. Er könnte häufig durch ganz unbedeutende Arbeit und Kosten ökonomischer bezüglich seines Dampfverbrauches arbeiten und die Leistung seiner Maschine beträchtlich steigern. Es würde dies in erfolgreicherer Weise geschehen, als es leider so häufig in irriger Auffassung des Wesentlichen durch Anwendung aller möglichen Patent-Constructionen, wie z. B. Roste und Regulatoren etc., oder durch gänzliche Reconstruction der Kesselanlagen thatsächlich der Fall ist. Natürlich genügt es dann nicht, nur Diagramme abzunehmen; dieselben müssen auch jedesmal gewissenhaft analysirt werden. Ich betone dies, denn häufig hatte ich Gelegenheit, ganze Sammlungen von Diagrammen zu sehen, öfters in musterhafter Ordnung in ein Buch eingetragen; sie blieben aber unstudirt und unverstanden; deshalb konnten auch ihre Lehren nicht berücksichtigt werden. So zeigt es sich zuweilen, dass sehr grobe Fehler den Maschinen jahrelang anhaften, sich deutlich im Diagramme ausdrücken, aber nicht beachtet werden.

Sehr häufig weisen auch abgenommene Diagramme eine Unvollständigkeit auf in der Angabe der Verhältnisse, welche auf dieselben Bezug nehmen, so dass sie auch für Jenen, der die Curven wohl zu interpretiren versteht, allen Werth verlieren.

Möge auch nach dieser Richtung die nachfolgende Arbeit sich nützlich erweisen.

Inhalt.

	Seite
Vorwort	V
Einleitung zur ersten Auflage, 1880.	IX
Der Indicator und sein Zubehör.	
Beschreibung des Indicators	3
Das Diagramm	3
Der Indicator	6
Ausführung der einzelnen Bestandtheile.	10
Kritische Besprechung der Construction.	18
Die Handhabung des Indicators	54
Die Hubreducirung	58
Indicirung sehr hoher Drücke.	66
Das Indicator-diagramm	71
Das Kolbendiagramm der Dampfmaschine mit einem Cylinder .	75
Das Kolbendiagramm der Dampfmaschine mit mehreren Cylindern	113
Allgemeine Bemerkungen über die einzelnen Linien des Indicator- diagrammes	116
Die Dampfeinströmung.	116
Die Expansion	128
Der Dampfaustritt und Gegendruck	154
Die Compression.	164
Anhang. Einfluss der Regulirung	169
Kolbendiagramme anderer Maschinen	175
Das Schieberkasten-, Rohrleitungs-, Schieber- und Ventil- diagramm	184
Bemerkungen zu den Diagrammen	187
Untersuchungen an Locomotiven	201
Tabelle über Dampfverbrauch	227

Der Indicator und sein Zubehör.

Der Indicator und sein Zubehör.

Beschreibung des Indicators.

Der Indicator ist ein Instrument, das dazu dient, den inneren Vorgang in dem Cylinder einer Dampfmaschine oder einer mit irgend einem anderen Agens als Wasserdampf betriebenen Maschine, einer Pumpe oder eines Gebläses auf das Genaueste kennen zu lernen, die verrichtete mechanische Arbeitsleistung zu ermitteln und eine Reihe sehr wichtiger Untersuchungen anzustellen mit Hilfe eines durch das Instrument auf einen Papierstreifen selbstthätig gezeichneten Linienzuges.

Es geschieht dies in der Weise, dass das an einer Kolben-
seite des Cylinders angeschraubte Instrument durch die zu unter-
suchende Maschine während ihres Betriebes selbstthätig eine
Doppelbewegung auszuführen gezwungen wird, deren eine Be-
wegung, im horizontalen Sinne, präcise der Stellung des Kolbens
der Maschine, also den Kolbenwegen entspricht, während die
andere Bewegung, im verticalen Sinne, die im Cylinder der zu
untersuchenden Maschine herrschenden Spannungen auf das Ver-
lässlichste in einem bekannten Massstabe wiederzugeben hat. Die
Bewegung in horizontaler Richtung wird auf eine sich hin- und
herdrehende cylindrische Trommel, dem Papiercylinder, jene in
verticaler Richtung auf einen Schreibstift übertragen.

Das Diagramm.

Der Linienzug, welchen der Schreibstift bei einem Doppel-
hub des Kolbens der zu untersuchenden Maschine auf den be-
wegten Papiercylinder verzeichnet, heisst Diagramm. Man spricht
von Kolbendiagrammen, Schieberdiagramm, Ventilerhebungsdi-
agramm etc., je nachdem die Bewegungen des einen oder des
anderen Organes das Diagramm beeinflussen.

Als Mass für die Längenausdehnung eines Kolbendiagrammes,
welches eine geschlossene Figur zeigt, dient der Kolbenweg, während

die verticalen Höhen des Diagrammes, die den verschiedenen Kolbenwegen zugehörigen Drücke, wie sie im Innern der zu untersuchenden Maschine bestehen, darstellen. Als das Mass dieser Drücke oder Spannungen dient der Druck von einem Kilogramm auf den Quadratcentimeter der Kolbenfläche, das ist eine Atmosphäre. Neuester Zeit schlug Bryan Donkin auch „Zeitdiagramme“ vor, bei welchen das Längenmass nicht der Kolbenweg, sondern die Zeiteinheit bildet.

Nachdem das Product aus Weg und Kraft mechanische Arbeit ergibt, so stellt die Grösse der Diagrammfläche die von der zu untersuchenden Maschine verrichtete Arbeit dar, die sofort dem Zahlenwerthe nach für den Quadratcentimeter der Kolbenfläche ermittelt werden kann, sobald der Massstab des Diagrammes in horizontaler und verticaler Richtung bekannt ist. Diese Arbeitsgrösse, multiplicirt mit dem Querschnitte des Kolbens in Quadratcentimetern, ergibt die während eines Kolbenhubes (halben Umdrehung des Schwungrades) von der Maschine verrichtete Arbeit. Hieraus kann also die Leistung der Maschine in Meterkilogrammen oder sogenannten indicirten Pferden, wenn die Umdrehungszahl oder Hubzahl bekannt ist, jederzeit ermittelt werden.

Es darf hierbei nicht übersehen werden, dass ein Diagramm ediglich die Vorgänge auf ein und derselben Kolbenseite während einer Umdrehung der Kurbel verzeichnet. Der Kolben einer Maschine ist aber jederzeit auf beiden Seiten verschiedenen und wechselnden Drücken ausgesetzt, deren Unterschied ihn in dem einen oder dem anderen Sinne, Arbeit verrichtend, bewegt. In der Regel wird nun angenommen und ist diese Annahme für Maschinen, die auf beiden Kolbenseiten vollkommen gleich arbeiten, gleichen Spannungs- und Steuerungsverhältnissen unterliegen, auch vollkommen zulässig, dass die Drücke und Gegendrücke auf beiden Kolbenseiten gleiche seien; es ist dies indess in der Praxis sehr häufig nicht der Fall, indem nicht nur die Eintrittsspannungen, Füllungen, Vorausstömungen, sondern insbesondere auch die Gegendrücke bei der Ausströmung, der Compressionsbeginn und die Höhe des Compressionendruckes, Beginn der Voreinströmung, aus mannigfachen Gründen, theils absichtlich herbeigeführt, theils unbewusst, auf beiden Kolbenseiten sehr verschiedene Werthe annehmen.

Für die Beurtheilung der genauen Leistung einer Maschine spielt dieser Umstand nicht eine wichtige Rolle, weil der Unterschied zwischen jener Arbeit, die das Diagramm aufweist, und jener Arbeit, die sich bei genauer Berücksichtigung der gleichzeitig auf den Kolben wirkenden Drücke ergibt, für eine volle Umdrehung der Maschine vollkommen ausgleichen.

Berücksichtigung muss indess dieser Unterschied erfahren, wenn es sich darum handelt, die Leistung jeder Kolbenseite für sich oder gar die Einflüsse der Dampfdrücke auf die Beschleunigung von Massen zu erkennen, oder wenn andere wissenschaftliche Momente in Frage treten. In diesem Falle ist jederzeit, bei den Diagrammen von beiden Kolbenseiten, womöglich gleicher Länge und ein und derselben Feder, um ein Umzeichnen, das immer mit Fehlerquellen verbunden ist, zu vermeiden, die Druckcurve des einen Diagrammes mit der Gegendrucklinie des anderen Diagrammes in Relation zu bringen. Sind den einzelnen Diagrammen, die gleichzeitig vor und hinter dem Kolben aufgenommen wurden, auffallende Abweichungen in der Ausströmung, der Compression und Voreinströmung ersichtlich, so ist es jederzeit angemessen, in der angedeuteten Weise eine genaue Untersuchung anzustellen. Zuweilen können Diagramme sehr ähnlich aussehen, die, in der berichteten Weise untersucht, grosse Unterschiede in der Leistung aufweisen.

Das Diagramm gestattet aber nicht nur die Leistung — die indicirte Leistung genannt wird zum Unterschiede von der effectiven Leistung, welche mittelst der Bremse gemessen wird und die zur Verfügung stehende Nutzarbeit darstellt — einer Maschine zu erheben, sondern es kann auch dazu dienen, auf das Genaueste die Einflüsse der Steuerung und rückschliessend diese selbst zu studiren, ebenso ist es möglich, Untersuchungen bezüglich der Dichte von Abschlussorganen, bezüglich der Güte der Condensationsanlage, bezüglich der Wirkung des Dampfmantels u. s. w. vorzunehmen. Eine wichtige Untersuchung, die indess von vielen Seiten mit Unrecht als unverlässlich verurtheilt wird, bildet die Ermittlung des Dampfverbrauches aus dem Diagramm. Die Gegner dieser Methode übersehen, dass es sich hierbei nicht um den effectiven Dampfverbrauch einer Maschinenanlage handeln kann, der nur durch eine eingehende Verdampfungsprobe in Verbindung mit

der Untersuchung der Maschine gewonnen werden kann, sondern dass diese Methode vielmehr mit aller Schärfe jene geringste Dampfmenge aufzufinden gestattet, welche aus dem Diagramme, also aus der geleisteten Arbeit, nachweisbar ist. Für alle diese Untersuchungen enthält das Diagramm alle Elemente und ertheilt über die verwickeltsten Vorgänge klare Auskunft.

Trotz der scheinbaren Einfachheit und Uebersichtlichkeit des einfachen Linienzuges, wie ihn ein Diagramm zeigt, lässt derselbe eine fachliche Vertiefung zu, welche dieses Studium zu einem der anregendsten des maschinenbaulichen Faches gestaltet.

Nebst jener Form von Diagrammen, die gewöhnlich Kolbendiagramme genannt werden, können indess, wie dies für die Untersuchung gewisser Maschinensteuerungen von Wichtigkeit, auch solche Figuren mittelst des Indicators genommen werden, deren Horizontale Kolbenwege darstellen, während die Verticalen nunmehr an Stelle von Spannungen, Schieber oder Ventilwege der Ein- und Auslassorgane der Maschine verzeichnen. Diese Art der Diagramme heissen Schieber- beziehungsweise Ventilerhebungsdiagramme.

Eine andere, zuweilen wichtige Art von Diagrammen sind Schieberkasten- und Rohrleitungs-Diagramme. In diesem Falle sind wie vorher die horizontalen Wege Kolbenwege und die verticalen jene Spannungen, die im Schieberkasten oder in der Rohrleitung bei den verschiedenen Kolbenstellungen auftreten.

Es lässt sich natürlich aus den beiden, durch Vorstehendes genügend gekennzeichneten Bewegungsrichtungen eine Reihe weiterer Diagrammartentypen ableiten, je nachdem die eine oder die andere Bewegungsrichtung von einem oder dem anderen bewegten oder Druck ausgesetzten Maschinentheile abgeleitet wird und im Diagramm als Combination zur Darstellung gelangt.

Der Indicator.

Der Indicator ist in seiner primitiven Gestaltung so alt als die Dampfmaschine von Watt, denn dieser geniale Erfinder und Begründer unseres modernen Dampfmaschinenwesens brachte nicht nur eine Reihe lange nach seiner Zeit wieder neu erfundener und als wichtig erkannter Einrichtungen, wie beispielsweise den Condensator und Dampfmantel, bei seinen Maschinen an, sondern

er studirte den Gang derselben mittelst einer Vorrichtung, welche, wengleich sehr unvollkommen und unausgebildet, alle Grundprincipien des heute vervollkommeneten Indicators in sich schloss.

Es ist wohl überflüssig und den Absichten dieser Studie ferne liegend, auf die historische Entwicklung des Indicators, beziehungsweise auf die Geschichte der Wissenschaft die Maschinen zu untersuchen, hier des Näheren einzugehen. Auch sollen die vielen aufgetauchten Varianten und Complicationen, die den einfachen Indicator niemals zu verdrängen vermögen werden, hier keinerlei Erörterung finden. Füglich können auch Vorrichtungen unbesprochen bleiben, die sinnreich ausgefunden wurden, aber, wenn überhaupt einen Werth, ihn nur in ganz beschränkten Fällen haben, wie beispielsweise die Einrichtung für endlose Papiere, oder nach jedem Hube verstellter Trommel und zahlreich andere.

Es soll im Folgenden vielmehr lediglich das ausgebildete Instrument der Gegenwart in Besprechung gezogen werden, wie es international zur Untersuchung der Maschinen dient und durch die Praxis Ausbildung erfuhr.

Bei der kritischen Besprechung der verschiedenen neueren Indicatoren werden diese im Allgemeinen erwähnt werden; hier soll indess im Speciellen der von der bestens bekannten und bewährten Firma E. Kraft und Sohn in Wien nach meinen ihr seinerzeit gemachten Angaben ausgeführte Indicator mit Geradeführung nach Thompson des Näheren behandelt werden.

Abbildung des Indicators. Die Abbildung am Kopfe dieses Abschnittes zeigt den Indicator sammt seinem Zubehör in Ansicht. In umstehender Zeichnung ist das Instrument sammt Verbindungsstutzen in einem Verticalschnitte und Grundriss dargestellt.

Allgemeine Beschreibung. Der Indicator besteht mit Bezug auf umstehende Zeichnung (Figur 2) aus einem Cylinder *a*, in welchem ein Kolben *b* spielt. Die Unterseite des Cylinders kann mittelst eines Fussstückes *C* und Stutzens *B* mit Absperrhahn, mit dem Cylinder der zu untersuchenden Maschine durch Verschraubung in Verbindung gesetzt werden.

Mit dem Indicator Kolben einerseits und dem Deckel *c* des Indicatorcylinders andererseits wird, je nach Bedarf, eine stärkere

Fig. 2.

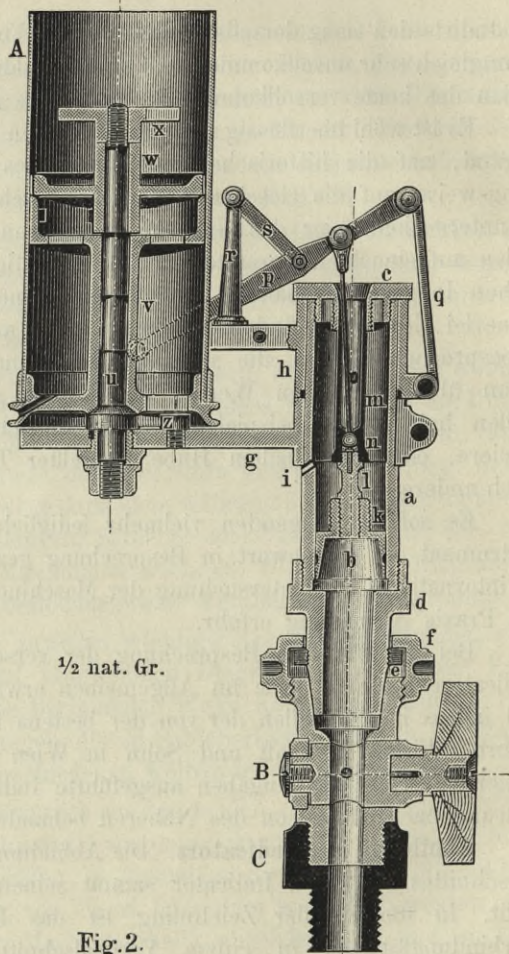
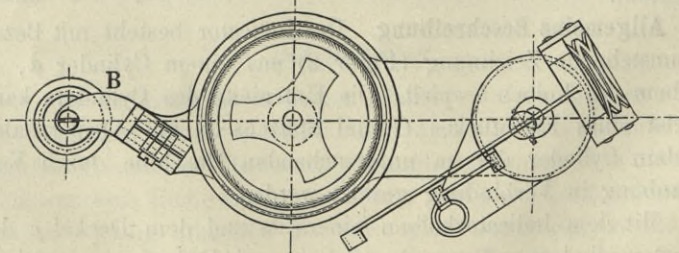


Fig. 2.



Schnitt und Grundriss des Indicators älterer Ausführung.

oder eine schwächere Spiralfeder, die Indicatorfeder, verschraubt. Diese Feder, die eine Reihe ganz bestimmter Bedingungen zu erfüllen hat, wird durch Drücke oder Züge, welche auf den Indicator Kolben wirken, so lange zusammengedrückt oder ausgedehnt, bis das Gleichgewicht zwischen wirksamem Druck und Federspannung erreicht ist. Es wird also jede Federlänge oder Stellung des Indicator Kolbens eine ganz bestimmte Kraftäusserung bedingen. Die Indicatorfeder wird immer auf jenem Druck beansprucht, wie er im Cylinder der zu untersuchenden Maschine besteht. Tritt im letzteren, wie dies bei Ansaugen (Condensation) der Fall ist, eine Luftverdünnung (Vacuum) ein, so wird der Druck auf die Feder negativ wirksam, das heisst, eine Ausdehnung derselben herbeiführen. Es ist dies ein Umstand, der auf die Construction des Instrumentes wesentlichen Einfluss nimmt. In der Zeichnung ist die absolut tiefste Stellung des Kolbens im Cylinder dargestellt. Der Indicator Kolben erhält mittelst des Röhrchens *m* im Deckel *c* des Instrumentes Führung und überträgt seine Bewegung durch eine leichte Stange *O* auf einen schwingenden Hebel *p*. Dieser Hebel bildet mit der Hülse *h*, Stütze *r*, der Schwinge *q* und *s* das Schreibzeug und die Geradeführung des Indicators; er trägt an seinem freien Ende einen Schreibstift, der auf einem auf Trommel *A* aufgezogenen Papierstreifen seine jeweilige, der Kolbenstellung entsprechende Höhenlage verzeichnet.

Mittelst einer festgestellten Klemmhülse trägt der Indicatorcylinder die Tragplatte *g*, in welcher eine Spindel *u* fest verschraubt ist. Auf dieser Spindel sitzt ein Stück *v*, welches in seinem oberen Theil als Federgehäuse, in seinem unteren Theil als Schnurrolle ausgebildet ist. Die kräftige Spiralfeder des Papiercylinders ist aussen in das Federgehäuse, innen in das um die Achse drehbare Deckelstück *w* eingehängt, das durch die Flügelmutter *x* sicher festgestellt werden kann. Die Schnurrolle des Papiercylinders enthält an ihrer Unterseite eine in der Zeichnung nicht sichtbare Schraube; in der Tragplatte *g* befindet sich eine ähnliche Schraube *z*.

Wird die Feder des Papiercylinders gespannt, so wird, dem Federzuge folgend, das Federgehäuse sich um die Spindel *u* so lange drehen, bis die eben genannten Schraubchen mit ihren Köpfen aneinander liegen; eine fortgesetzte Drehung wird die Feder

und dadurch auch Federgehäuse, Schnurrolle und Papiercylinder elastisch spannen. Durch eine an die Schnurrolle befestigte und um dieselbe geschlungene Schnur, der sogenannten Indicatorschnur, kann das Federgehäuse entgegengesetzt der Federwirkung so lange gedreht werden, bis die Köpfe der Schraubchen z von der anderen Seite aneinander anliegen. Das Federgehäuse kann daher in Folge dieser Hubbegrenzung auf der Spindel u einen Weg machen, der um etwas kleiner ist als eine volle Umdrehung.

Die Schnurrolle trägt einen cylindrischen, sorgfältig abgedrehten Ansatz, dessen Durchmesser genau mit dem äusseren Federgehäuse übereinstimmt. Der Papiercylinder A wird über Federgehäuse und Ansatz der Schnurrolle aufgesteckt, und mittelst eines am Ansätze der Schnurrolle angebrachten Mitnehmers, der in einen entsprechenden Ausschnitt des Papiercylinderrandes passt, gezwungen, an der Bewegung der Schnurrolle Theil zu nehmen.

Wird auf die Trommel A ein Papier glatt aufgezogen, indem es hinter die beiden, aus der Ansichtszeichnung ersichtlichen Leisten dieser Trommel eingefügt und am Leistenrande abgebogen wird, so kann der Schreibstift bei Bewegung der Trommel seine Höhenlagen ungehindert auf dem Papiere zur graphischen Darstellung bringen. Wenn die Indicatorschnur, wie dies später gezeigt wird, genau proportional dem Kolben der zu untersuchenden Maschine sich bewegt und gleichzeitig der Indicator Kolben den Drücken, welche in der Maschine herrschen, ausgesetzt wird, so verzeichnet der Schreibstift das Indicatordiagramm auf dem Papierstreifen.

Ausführung der einzelnen Bestandtheile.

Nach dieser allgemeinen Beschreibung des Indicators sind die Einzelheiten der Ausführung näher zu beleuchten.

Der Cylinder. Der Indicatorcylinder a besteht aus einem kräftig gehaltenen, einfachen, cylindrischen Rohre, das eine äusserst sorgfältig hergestellte Bohrung besitzt, deren Mass möglichst genau ermittelt sein muss, da dasselbe die Grösse der Einenkung der Indicatorfeder für die verschiedenen Spannungen bedingt und die Grundlage für den Massstab der Feder bildet.

Die Dimension dieser Bohrung beträgt gegenwärtig in der Regel 20 Millimeter bei gewöhnlicher Ausführung; es kommen indess, es wird dies später bei der Einrichtung für hohe Drücke bis über hundert Atmosphären näher erörtert werden, zuweilen auch kleinere Cylinderbohrungen zur Anwendung.

Neuere amerikanische Indicatoren zeigen gleichfalls, in der Absicht, den Indicator möglichst zu verkleinern und leicht zu gestalten, wesentlich kleinere Cylinderbohrung. Meiner Erfahrung nach entspricht das Mass von 20 Millimetern am besten allen Bedürfnissen der Herstellung und des praktischen Gebrauches für verlässliche Unternehmungen an gewöhnlichen Stabilmaschinen aller Art.

Das obere, etwas abgesetzte und erweiterte Ende des Indicatorcylinders ist röhrenförmig fortgesetzt und mit einem Deckel *c* verschraubt; das untere Ende ist gleichfalls mit einer Arbeitsleiste versehen und vollkommen dicht in das von Aussen umgreifende Uebergangsstück *d*, welches an seinem unteren Ende einen sorgfältig ausgeführten Conus trägt, der in den Stutzen *B* passt, verschraubt. Diese Einrichtung gestattet, diesem Theil einen möglichst grossen, lichten Durchgang zu geben. Mittelst eines versichert angebrachten Ringes *e* wird die Ueberwurfmutter *f*, die zur Verbindung des Indicatorcylinders mit dem Stutzen dient, lose an das Uebergangsstück geheftet.

Bezüglich des Cylinders *a* ist zu bemerken, dass es absichtlich vermieden wurde, denselben mit irgend welchen anderen Constructionstheilen aus einem Stücke auszuführen. Der einfache, mit keinem anderen Constructionstheil verwickelte Cylinder gestattet am sichersten eine präzise, exacte Herstellung und Bearbeitung; auch sind etwa auftretende Verziehungen und Verspannungen, die während der Bearbeitung oder nachträglich bei wechselnden Temperatureinflüssen auftreten können und die Genauigkeit der Resultate beeinflussen werden, durch die einfache Cylinderform sicher vermieden. Auch ermöglicht diese Anordnung erforderlichen Falles, in einfacher Weise den Cylinder genau zu überdrehen, auszuschmirgeln, zu poliren oder ohne erhebliche Kosten selbst durch einen ganz neuen zu ersetzen. Da die Dichte des Materiales dieses Cylinderstückes von hoher Wichtigkeit ist, einfache Cylinder aber viel eher dicht und homogen erzeugt werden als complicirtere

Formen, da im Falle eines fehlerhaften Gusses oder des Erkennens von porösen Stellen nach bereits vorgenommener Anarbeitung der Erzeuger bereitwilliger einen einfachen, selbst abgedrehten Cylinder, als einen verwickelteren Constructionstheil, an dem bereits viel Sorgfalt und Arbeit aufgewendet wurde, zu opfern sich entschliesst, so halte ich diese Anordnung für die richtige und praktische.

Auf dem Cylinder ist, auf einer schwachen Andrehung ruhend, mit einer Klemmhülse die Tragplatte *g* für den Papiercylinder aufgesteckt. Darüber befindet sich in ähnlicher Weise, aber drehbar, die Hülse *h* für das Schreibzeug und die Geradeführung.

An der Stelle, wo der eigentliche Arbeitscylinder, in welchem der Kolben spielt, sich erweitert, befinden sich einige kleine, gegen aussen abfallende Löcher *i*, welche den Zweck haben, über den Kolben den äusseren Luftdruck herzustellen und das etwa da angesammelte Condensationswasser ablaufen zu lassen.

Kolben und Kolbenstange. In dem eingeschliffenen Theil des eben beschriebenen Cylinders spielt ein sehr sorgfältig justirter, möglichst leicht gehaltener Metallkolben *b*, der mit thunlichst wenig Reibung sich im Cylinder bewegt. Es ist vielfachen Erfahrungen nach für eine genaue Untersuchung mittelst des Indicators viel eher zulässig, dass der Kolben des Instrumentes nicht absolut dicht im Cylinder spiele, als dass er mit Reibung in diesem arbeite.

Der Kolben ist lediglich nur eingeschliffen und mit einer oder zwei Ringnuten versehen, die jedoch niemals zur Eintragung von Dichtungsmaterial verwendet werden sollen.

Manche Constructeure legen die Höhlung des Kolbenkörpers in der Meinung nach oben, dass sich dann, wie dies bei hydraulischen Versuchen vorkommt, kein Luftkissen unter dem Kolben bilden könne. Diese Meinung ist indess irrig, denn die Beseitigung von Luft hat in anderer Weise zu erfolgen.

Die Möglichkeit, dass sich in dem Kolbenhohlraum Materien aufhalten, sowie grösseres Gewicht, muss vermieden werden.

Der röhrenförmige Ansatz *k* dieses Kolbens ist mit äusseren und inneren Gewinden versehen: in den letzteren ist eine kurze Kolbenstange *l* aus Stahl fix verschraubt, welche in dem röhrenförmigen Stücke *m* ihre Fortsetzung und in dem Deckel *c* vollkommen centrische Führung findet.

Die Kolbenstange trägt den kleinen kugelförmigen Stahlzapfen n , auf welchen sich mit einer Pfanne, innerhalb eines kegelförmigen Raumes vollkommen beweglich, aber ohne jedweden Spielraum, die Stahlstange o mit einem Knopfe aufsetzt. Diese letztere überträgt die dem Kolben auf irgend eine Weise ertheilte Bewegung mittelst ihres Kopfstückes auf den schwingenden Hebel p des Schreibzeuges.

Überwurfmutter. Zur Verbindung des Indicators mit seinem Stutzen dient die an ersterem angebrachte Ueberwurfmutter oder Verschraubungsmuffe f . Dieselbe ist mit einem groben Gewinde versehen und hat keine vorspringenden Handhaben, sondern ist mit vier Oeffnungen am Mantel versehen, in welche der Zahn eines Steckschlüssels oder eines Bogenschlüssels passt, um diese Mutter lösen oder anziehen zu können. Der Zwischenraum dieser Mutter f von der Ansatzfläche d des Uebergangstückes ist derart gewählt, wie dies bei Besprechung des Stutzens eingehend beschrieben wird, dass die Mutter während ihres Anschraubens nicht vom Indicator belastet wird, doch aber einen geringfügigen Eingriff mit dem Stutzengewinde bedingt, ehe die Conuse des Uebergangstückes und des Indicators aufeinander liegen.

Die Indicatorfeder. Der wichtigste Bestandtheil des Indicators ist die Feder; sie ist eine Spirale aus Rundstahl, mit rundem oder flach zugerichtetem Querschnitte hergestellt, deren Elasticitätsverhältnisse für jede Belastung vollkommen bekannt sind. An ihren Enden trägt dieselbe je ein Metallstück aufgelöthet, deren eines in den Ansatz k des kleinen Dampfkolbens, das andere in den Gewindeansatz des Deckels c verschraubt wird. Diese Feder kann jederzeit leicht durch eine andere ausgewechselt werden. Durch diese Verbindung wird jeder unter dem Kolben auftretende Druck oder Zug die Feder so lange zusammendrücken oder ausdehnen, bis die Elasticität derselben diesem das Gleichgewicht hält. Die jedem Drucke entsprechende Kolbenstellung wird durch die Einrichtung der Kolbenfänge und Geradeführung genau in vierfacher Vergrößerung auf den Bleistift des Schreibzeuges übertragen, so dass dessen verticale Wege proportional den herrschenden Drücken werden. Die mittlere Ordinate, welche hierbei der Druckzunahme um 1 Kilogramm pro 1 □ Cent. auf die Fläche des Indicatorkolbens entspricht, gibt sodann den mittleren Massstab

der Feder an. Wichtig ist es, dass die Masse der Feder und ihrer Metallansätze möglichst gering sei. Das Nähere über die Bedingungen, welche die Indicatorfeder im Instrumente zu erfüllen hat, findet sich später bei den speciellen Bedingungen der Federn behandelt.

Der Indicatorstutzen hat den Zweck, einestheils den Indicator auf den zu untersuchenden Cylinder in beliebiger Stellung zu befestigen, so dass das Schreibzeug nach gewünschter Richtung zu stehen kommt, andernteils aber, mittelst des daran angebrachten Hahnes, die beliebige Verbindung oder Trennung der Räume des Indicator- und des zu untersuchenden Cylinders bewirken zu können.

Für die Untersuchung von Maschinen, welche nicht leicht abgestellt werden können, gestattet die Anwendung mehrerer Stutzen, welche zuvor, am besten bleibend, dem Cylinder verschraubt werden, grosse Vortheile und Zeitersparnisse.

Der konische Ansatz des Indicators wird durch die Verschraubung in die entsprechende Oeffnung des Stutzens gut dichtend eingedrückt. Das Gewinde ist möglichst grob geschnitten, damit schon mit wenigen Umdrehungen die Verbindung erreicht werden kann. Der Indicator wird mit seinem Conus in den Conus des Stutzens gehoben und sitzt nach kurzer Drehung der Ueberwurfmutter bereits in diesem sicher gehalten, worauf die Mutter entsprechend fest angezogen wird, mittelst ihres Randes auf den Ring *e* drückend. Soll der Indicator vom Stutzen abgenommen werden, so wird mittelst des Bogenschlüssels die Mutter ein wenig gelüftet, sodann durch einen Schwung ganz frei zurückgedreht, bis sie mit ihrem Rande an den Absatz des Fussstückes *d* anliegt. In dieser Stellung sitzt der Indicator noch fest im Stutzen und die Mutter noch ein wenig im Gewinde. Das geringste weitere Aufdrehen der Mutter hebt nun den Indicator aus dem Conus des Stutzens und unmittelbar darauf verlässt die Mutter das Gewinde des Stutzens. Diese Einrichtung besitzen diese Indicatoren seit ihrer ersten Ausführung, nur wurde dieselbe, weil in der ersten Auflage dieser Schrift darauf nicht speciell hingewiesen wurde, von Solchen, die dieses Instrument nur ihrer Auffassung nach, nicht aber aus dem praktischen Gebrauche kannten, nicht verstanden, indem die wohl-erwogene Distanzierung der Mutter von dem Ansatz übersehen

erscheint. Nur dadurch ist es erklärlich, dass die dem Ingenieur, der vielfach zu indiciren hat, höchst unbequeme Differentialverschraubung, bei der jedesmal die bereits stark beanspruchte Aufmerksamkeit auch auf die Stellung der Mutter zu lenken ist, von mancher Seite als zweckentsprechender beschaut und bei Indicatoren noch ausgeführt wird. Bei dieser Gelegenheit mag es gesagt sein, dass dem Maschineningenieur und als solchem auch dem Schreiber dieser Studie es durchaus nicht um die Vertretung einer Construction gegenüber anderen zu thun ist, sondern lediglich darum, mit der einfachsten Handhabung und einer möglich vollkommenen Indicatorconstruction thunlichst verlässliche Diagramme zu gewinnen.

Der Wechsel im Stutzen ist konisch eingeschliffen und besitzt neben dem Hauptwege, der in der Breite der Bohrung denselben durchsetzt, noch eine kleinere, zu diesem rechtwinklige Oeffnung, die bei geschlossenem Hahne die Verbindung des Indicatorcylinders mit dem Freien herstellt, also den Indicatorkolben unter den Druck der Atmosphäre stellt. Diese Einrichtung dient dazu, um eine richtige Lage der in keiner Weise beanspruchten, also weder gedrückten noch gezogenen Feder des Indicators auf das Papier zu zeichnen. Diese horizontale Linie heisst die Atmosphärenlinie und ist ihre richtige Lage von hoher Wichtigkeit, weil sie die Basis bildet, auf welche jede Höhenlage des Diagrammes zu beziehen ist.

Der Hahngriff des Stutzens ist aus Holz hergestellt, seine Stellung entspricht dem Hauptwege; er ist mit einem Ansatz federnd in den Hahnkörper eingeklemmt und umfasst einen Mitnehmerstift, der im Hahne befestigt ist. Diese Einrichtung muss derart ausgeführt sein, dass der aufgesteckte Griff auch abgezogen werden kann. Auf diese Art hält der Griff an seinem Platze, selbst bei heftigen Erschütterungen, vollkommen fest, kann aber doch leicht, falls dies nöthig ist, herausgezogen werden.

Der untere Theil des Stutzens ist mit $\frac{3}{4}$ zölligem (Whitworth-) Gewinde versehen. Er wurde aus dem Grunde aus Stahl hergestellt, damit bei dieser Dimension die Canalweite möglichst gross sein könne, da das gewöhnlich aus Metall hergestellte Gewindestück bei grosser Canalbohrung leicht dem Abreissen ausgesetzt ist, wodurch Instrument und Experimentator gefährdet werden. Mit diesem Normalgewinde (19 Mm.) sollten alle Dampf- und

hydraulischen Cylinder, von der Fabrik aus, an geeigneter Stelle versehen sein, damit überall und ohne Zeitverlust die Indicatorversuche abgeführt werden können. Man sollte meinen, dass die theilgenommenen Kreise über die Grösse dieses Gewindes im Laufe der Jahre so reichliche Erfahrung gesammelt hätten, dass zur Zeit sich sozusagen ein Normalgewinde ausgebildet hätte. Dies ist indess nicht so. Von halb- bis fünfviertelzoll begegnet man allen Abstufungen. Es geschieht dies theils aus theoretischen Erwägungen — zu diesen wäre beispielsweise die Entschliessung des Oesterreichischen Ingenieur- und Architektenvereines zu rechnen, welche zölliges Gewinde über Antrag eines Professors empfiehlt — und theils aus praktischen Gründen. Letztere verfolgen entweder den Zweck, und der ist vom Standpunkte des vielfach indicirenden Ingenieurs sehr berechtigt, ein möglich exactes und handliches, räumlich wenig umfangreiches, leicht transportables Instrument zu erhalten oder aber — leider kommt dies nicht gar zu selten vor, und diese Praxis wird von einigen Maschinenfabriken geübt — um die Untersuchung mittelst des Indicators normaler Dimensionirung möglichst zu erschweren. Nach reichen Erfahrungen in dieser Richtung entspricht unter allen normalen Verhältnissen die dem hier beschriebenen Indicator gegebene Gewindedimensionirung am besten, vorausgesetzt der richtigen Anbringung des Indicators.

Die Verschiedenheit der Bohrungen in den Cylindern der zu untersuchenden Maschinen zwingt den Ingenieur, der allorts Indicatoraufnahmen auszuführen hat, einen ganzen Satz von Uebergangsgewindestücken mitzuführen. Um diese möglichst leicht zu halten, liess ich mir dieselben für meine Zwecke ähnlich wie die Schraube des Fussstückes *c* des Indicatorstutzens aus Stahl für die üblichsten Gewinde anfertigen.

Schreibzeug und Geradeführung. Die Verbindung des Kopfes der Stange *o* mit dem lamellenförmigen Hebel *p* erfolgt durch einen kleinen, schwach konischen Stahlstift, welcher durch Reibung in dem charnierartigen Kopfe der Stange hält, leicht ausgelöst werden kann und dem Hebel *p* freie Drehung gestattet. Der Hebel wird an einem Ende von einer Schwinge *q* getragen, die ihre Stütze mit breitem Charniere an der Hülse *h* findet, welche auf den Indicatorcylinder aufgesteckt und ohne Spiel drehbar ist.

Auf einem Ansätze derselben Hülse ist der Ständer r befestigt; derselbe ist mittelst eines Gegenlenkers s als Geradeführungsstück mit dem Hebel p drehbar verbunden. Die Hülse h ruht auf der fest an den Indicatorcylinder angeklebten Hülse des Papiercylinders solide auf und ist behufs Sicherung des Schreibzeuges während des Gebrauches in ihrer Drehung durch einen an letzterer Hülse vorgesehenen Anschlag derart in ihrer Bewegung begrenzt, dass der Hebel p des Schreibzeuges nicht den Papiercylinder selbst berühren, sondern nur der Bleistift zur Anlage gelangen kann. Eine in den Ansatz der Hülse einzusteckende kleine Handhabe dient zur Drehung der ganzen Vorrichtung, zum Zwecke, den Schreibstift der Geradeführung dem Papiercylinder nähern oder entfernen zu können.

Das Hebelwerk der Geradeführung und des Schreibzeuges ist derart dimensionirt, dass bei der Bewegung des Kolbens im Cylinder das freie Ende der Lamelle, das den Bleistift trägt, praktisch vollkommen gerade geführt wird, und dass dem Weg des Indicatorkolbens vollkommen proportionale Wege des Bleistiftes entsprechen.

Der Papiercylinder. Es ist von Wesenheit, dass die Achse u des Papiercylinders vollkommen genau mit der Achse des Indicatorkolbens parallel liegt, dass der Cylinder selbst genau rund, möglichst leicht, doch widerstandsfähig sei und leicht aufgesteckt und abgenommen werden könne.

Gewöhnlich genügt das einfache cylindrische Rohr als Papiercylinder, wie dies in der vorstehenden Zeichnung veranschaulicht wurde; bei hohen Geschwindigkeiten des bewegten Papiercylinders ist es nicht mehr leicht möglich, das Abheben und Aufstecken während des Ganges vorzunehmen. Zu diesem Zwecke hat man zahlreiche Abhebervarianten zur Ausführung und in Vorschlag gebracht, von welchen später einzelne Beispiele zur Besprechung gelangen.

Die Schnurführung. In der Schnurrolle des Papiercylinders läuft, wie bereits erwähnt, eine an derselben durch Durchstecken und Knüpfung befestigte Schnur, welche durch die kleine, in der Tragplatte g mit ihrer Lagerung eingesteckte, nach allen Richtungen drehbare Rolle B , genau wie bei dem Stanek'schen Reductionsapparate, universelle Führung erhält, so dass die Schnur nach jeder beliebigen Richtung im Raume geleitet zu werden vermag.

Kritische Besprechung

der Construction dieses Indicators und Vergleich desselben mit Indicatoren anderer Construction.

Zur Zeit des Erscheinens der ersten Auflage dieser Studie waren sozusagen zwei verschiedene Indicatortypen in Verwendung, welche mit mehr oder weniger Glück und Verständniss zahlreiche Nachahmungen fanden. Der am weitesten verbreitete Typus war Richards' Dampf-Indicator, der zuerst von Elliott Brothers in London in vorzüglicher Weise, mit gründlichem Verständniss des Wesentlichen, ausgeführt wurde. Auch E. Kraft & Sohn, Schaeffer & Budenberg und Andere erzeugten Richards'sche Indicatoren. Damals wurde soeben für die Geradeführung die Construction Thompson's bekannt, welche, mit Ausnahme des Cylinders und der allgemeinen äusseren Form, als wesentliche Verbesserung und Vereinfachung gegenüber dem Richards'schen Indicator angesehen werden musste und die auch zur Zeit sich nach jeder Richtung bewährt.

Kurz nach dem Erscheinen der ersten Auflage dieser Schrift wurde durch P. H. Rosenkranz, Mitglied der Firma Dreyer, Rosenkranz & Droop, eine constructive Variante dieser Firma bekannt. Neuerer Zeit hat schliesslich bei uns auch der Indicator amerikanischer Provenienz, der Indicator von Grosby Eingang gefunden.

Das principiell Wichtigste der Construction von und nach Thompson ist eine sehr einfache, stabile und leichte Geradeführung des Zeichenstiftes und die praktische Einrichtung des Papiercylinders.

Der Richards'sche Indicator, vorher in Europa der einzig gebräuchliche, erhielt von einzelnen Erzeugern Zuthaten, welche mehr der Neuerungssucht als dem Bedürfnisse entsprechen, und die den Beweis liefern, dass selbst in den berufenen Kreisen der Schwerpunkt der constructiven Durchführung häufig missverstanden wird.

Ebenso ergeht es gegenwärtig der Thompson'schen Anordnung, welche aus Neuerungssucht, Patentrücksichten und Gründen der Reclame in manchen Varianten zu Tage tritt.

Inbesondere wurde in dieser Richtung auch viel geleistet — gewiss nicht im guten Sinne — durch Patentconstructionen aller Art, die jedoch nicht im Stande sein werden, dem Maschineningenieur den einfachen Indicator zu ersetzen. So sei beispielsweise nur erwähnt des Schreibens von Diagrammen vertical oder geneigt übereinander, oder von Differenzdiagrammen oder fortlaufenden oder mehr oder weniger complicirten Vorrichtungen zum Anhalten des Papiercylinders und dergleichen mehr.

Zur besseren Verdeutlichung des Folgenden sind nebenstehend die zur Zeit in Betracht kommenden Indicatorconstructionen bildlich nach den Originalquellen veranschaulicht.

Fig. 3 zeigt den Indicator von Rosenkranz*).

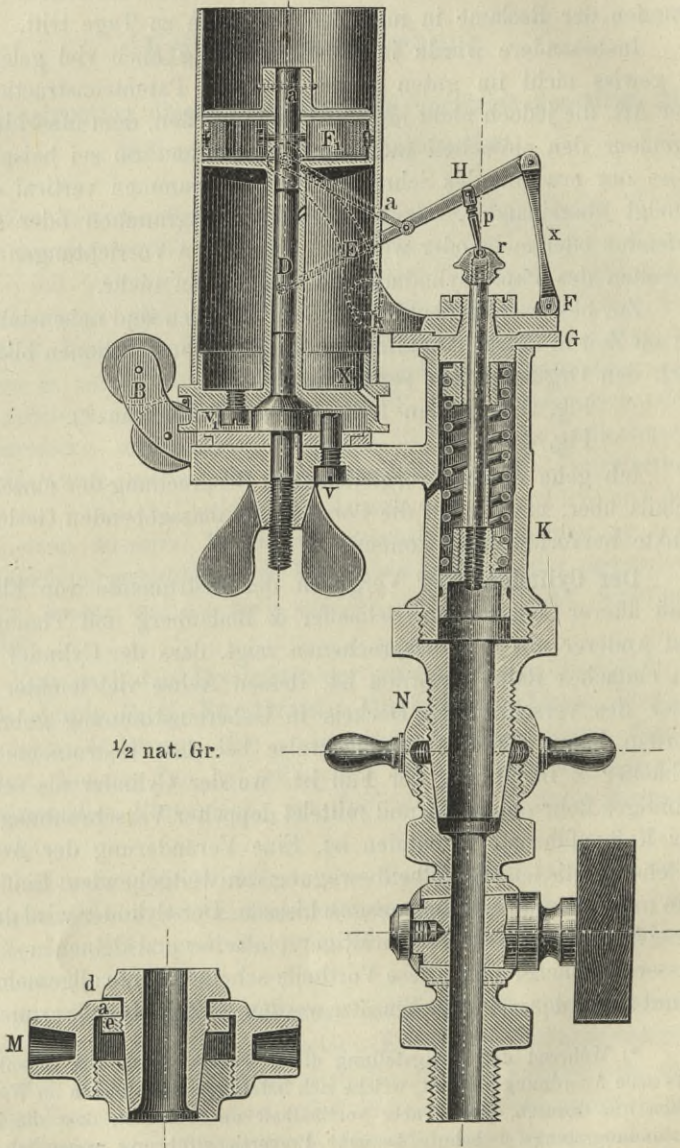
Fig. 4 „ „ „ „ Grossby.

Ich gehe nun zur vergleichenden Besprechung der einzelnen Details über, um die für die Construction massgebenden Gesichtspunkte hervorheben zu können.

Der Cylinder. Der Vergleich der Instrumente von Elliott, kraft älterer Construction, Schaeffer & Budenberg und Thompson und Anderer mit dem besprochenen zeigt, dass der Cylinder hier ein einfaches Rohr geworden ist, dessen Achse viel leichter mit jener des verschraubten Deckels in Uebereinstimmung gebracht werden kann, als dies beispielsweise bei dem Instrumente von Schaeffer & Budenberg der Fall ist, wo der Cylinder als selbstständiges Rohr eingesetzt und mittelst doppelter Verschraubung mit der Kolbenführung verbunden ist. Eine Veränderung der Achse, welche auf die leichte Kolbenbewegung von weitgehendem Einflusse sein muss, ist nun gänzlich ausgeschlossen. Der Cylinder wird durch diese Anordnung wesentlich kräftiger, einfacher und kleiner in seinen äusseren Dimensionen. Diese Vortheile scheinen heute allgemein erkannt zu werden, denn die Einsätze werden zur Zeit überall vermieden.

*) Während der Fertigstellung dieser Auflage wurde von Rosenkranz eine neue Anordnung bekannt, welche sich indess von der früheren im Wesentlichen nur dadurch, gewiss aber vortheilhaft unterscheidet, dass die kurze Verbindungsstange p behufs besserer Proportionalführung wesentlich verlängert wurde und auf neue Erkenntnisse Rücksicht genommen scheint.

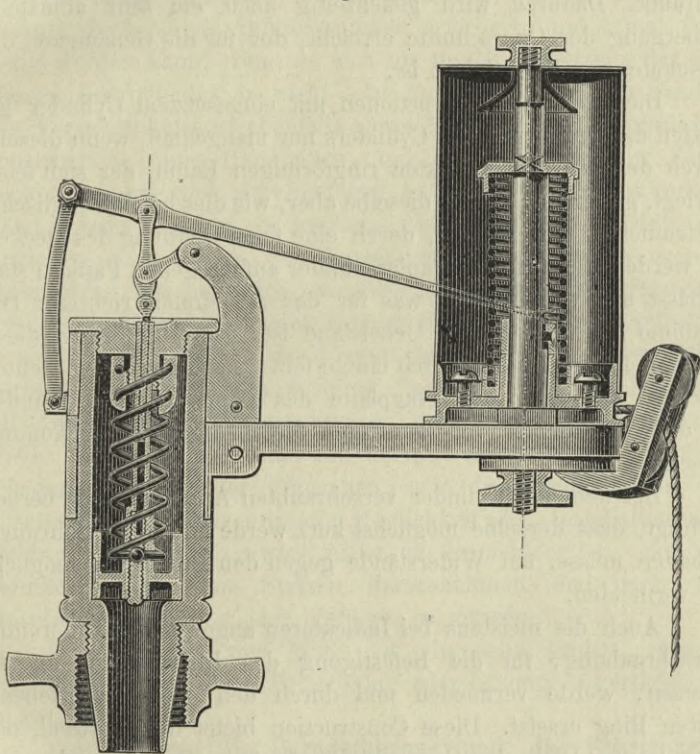
Fig. 3.



Schnitt des Indicators nach Rosenkranz älterer Ausführung.

Rosenkranz geht in dieser Richtung noch weiter, nach meiner bereits ausgesprochenen Meinung zu weit, indem er, vom Standpunkte des Erzeugers gewiss gerechtfertigt, den Cylinder mit der Tragplatte aus einem Stücke herstellt. Es ist dies zweifellos eine Vereinfachung, die indess die Schattenseite hat, dass das sehr

Fig. 4.



Schnitt des Indicators nach Grossby neuerer Ausführung.

verschiedenen Temperaturen* ausgesetzte Cylinderrohr durch den angegossenen Ansatz gewissen Materialspannungen ausgesetzt ist, die sich jeder Beurtheilung entrücken, aber ein Verziehen des Cylinders hervorrufen können. Auch ist die sorgfältige Bearbeitung etwas erschwert. Die Erfahrung wird zu entscheiden haben, ob diese sonst solide Construction sich praktisch bewährt.

Häufig wird es nöthig, den Cylinder sorgfältig zu reinigen, deshalb ist es sehr wünschenswerth, leicht dazu gelangen zu können. Bei den älteren Instrumenten ist dies nur sehr mangelhaft möglich, besser bei dem Thompson-Indicator. Bei dem vorliegenden Instrumente ist, theils aus diesem Grunde, theils um dasselbe möglichst zu verkürzen, das Ansatzstück von Aussen an den Cylinder geschraubt. Dadurch wird gleichzeitig auch ein sehr allmäliger Uebergang der Querschnitte erreicht, der für die Genauigkeit der Resultate von Wichtigkeit ist.

Die früheren Constructionen mit eingesetztem Cylinder gestatten die Drainirung des Cylinders nur mangelhaft, wenn dieselbe durch den sehr beschränkten ringförmigen Raum, der sich leicht verlegt, geschieht; erfolgt dieselbe aber, wie dies bei den englischen Instrumenten der Fall ist, durch eine feine Oeffnung des Deckels, so werden die auf dem Papiercylinder aufgezogenen Papiere stark genässt und verunreinigt, was für das Abnehmen richtiger Diagramme ein wesentlicher Uebelstand ist. Die Drainirung dieses Instrumentes geschieht durch einige feine, nach abwärts gerichtete Löcher, die unter der Tragplatte des Papiercylinders münden, so dass das Papier vor derartigen Beschädigungen vollkommen geschützt ist.

Bei dem am Cylinder verschraubten Ansatz wurde berücksichtigt, dass derselbe möglichst kurz werde und weite Bohrungen erhalten müsse, um Widerstände gegen den Durchgang möglichst zu vermeiden.

Auch die meistens bei Indicatoren angewendete Differentialverschraubung, für die Befestigung des Instrumentes an den Stützen, wurde vermieden und durch den oben beschriebenen festen Ring ersetzt. Diese Construction bietet den Vortheil, dass man immer leicht den Conus in dem Stützen einsetzen und sodann durch einige Drehungen der Verschraubung die Verbindung herstellen kann. Bei dem Lösen der Verbindungsschraube hebt dieselbe den Indicator aus dem Stützen in einfacherer Weise, als dies durch die Differentialschraube erreicht wird, weil erstere nur im letzten Augenblicke des Lösens, letztere während der ganzen Dauer des Umdrehens der Schraube belastet ist.

Nach dem Gesagten ist es klar, dass die von Rosenkranz als angebliche Verbesserung bezeichnete, nebenstehend, Fig. 3, nach

seiner Angabe wiedergegebene Nachahmung der beschriebenen Verschraubung eine wesentliche Verschlechterung darstellt. Der Indicator kommt da erst im letzten Augenblicke zum Aufsitzen, muss die ganze Zeit gehalten werden, was unbequem und besonders beim Entfernen des heissen Instrumentes sehr lästig ist.

Die Differentialschraube erfordert eine bestimmte Stellung auf dem feinen Gewinde, ein Umstand, der, wenn auch nicht grosse, doch einige Aufmerksamkeit erfordert, und zumal dann lästig werden kann, wenn es sich um rasche Versetzung des sehr heissen Instrumentes an nicht sehr zugänglichen Stellen handelt. Die Verschraubung ist ebenfalls abweichend von der gewöhnlichen Construction, ohne Handhaben, nur mit Ansätzen, in denen Löcher gebohrt sind, durchgeführt, mittelst welcher, erst von der Hand, dann mit dem Schrauben- oder Bogenschlüssel, das Anziehen oder Lösen der Verbindung vorgenommen werden kann, ohne dass man sich, wie dies gewiss jeder Experimentator erfahren hat, zumal bei metallischen Griffansätzen oder selbst bei vernieteten Holzgriffen, die Finger durch Hitze verletze. Diese Form der Muffe hat den weiteren Vortheil, dass der Indicator, mit Ausnahme des Papiercylinders, keine weiter vorspringenden Theile besitzt, so dass man ihn überall, selbst neben scharf abgebogenen Ecken oder Flanschen, wie dies häufig nöthig ist, aufsetzen kann, ohne erst die Möglichkeit der Installation ausprobiren, oder was gewiss nicht zu empfehlen ist, gar den Hahnkörper aus dem Stutzen herausnehmen und nach dem Einschrauben darin wieder einfügen zu müssen.

Das Gewinde der Muffe ist ein sehr grobes, um in wenigen Drehungen die Befestigung oder Lösung bewerkstelligen zu können.

Der Kolben, die Geradeführung und das Schreibzeug.
Der Kolben und die sämmtlichen zum Schreibzeuge gehörigen Theile des neuen Instrumentes sind möglichst leicht, doch entsprechend kräftig gehalten. Der Maximalweg des Kolbens wurde mit 20 Mm. festgestellt, so dass, bei der Uebersetzung des Schreibzeugs und der Geradeführung auf dem vierfachen Weg, der Bleistift höchstens 80 Mm. Verticalweg auf dem Papiercylinder schreibt. Die übrigen Indicatoren haben für die gleiche Uebersetzung nur circa 60—70 Mm., Rosenkranz 75 Mm., Crossby sogar nur 50 Mm.

gerade geführten Schreibweg; dadurch ist natürlich auch die absolute Diagrammhöhe, d. h. das Intervall von der Vacuumlinie bis zum Druckmaximum, auf dieses Mass beschränkt.

Nachdem die eingehenden Untersuchungen über die verschiedenen Geradeführungen, d. h. über die Construction von Richards, Thompson u. A. das Resultat lieferten, dass dieselben an ihren Grenzen die grössten Abweichungen ergeben, so war es angezeigt, diese Grenzen weit hinauszurücken, um Diagramme mit möglichst grossem Kräfte-massstab richtig schreiben zu können.

Obwohl neuerer Zeit, besonders bei amerikanischen Instrumenten, vielfach nur sehr kleine Diagramme geschrieben werden und diese Praxis theilweise auch auf unserem Continente Nachahmung findet, so muss doch darauf hingewiesen werden, dass eine richtige Beurtheilung sehr kleiner Diagramme wesentlich schwieriger ist und die störenden Einflüsse des Instrumentes selbst sich nicht unerheblich vergrössern. Auch heute erscheint deshalb die hier gegebene normale Grösse der Diagramme sich am besten zu empfehlen.

Für das gegenwärtig in Rede stehende Instrument wurde die principielle Anordnung der Thompson'schen Geradeführung, mit durch zahlreiche Studien in zehnfacher Grösse als entsprechend befundenen veränderten Elementen, gewählt; dieselbe besitzt den Vortheil, dass sie, bei grosser Stabilität, sehr leicht und einfach ist und jeden todten Gang ausschliesst. Auch sind alle kurzen Constructionsglieder vermieden, welche während der Bewegung die Kraft in sehr wechselnden Winkeln zu übertragen haben, und deren geringstes Spiel wesentliche Fehler zur Folge hat.

Im Anschluss und in Ergänzung der ersten Auflage dieses Buches habe ich in der „Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architektenvereines“, Heft V, 1883, eine Untersuchung der Indicatoren und der Indicatorfeder veröffentlicht. Diese Arbeit, das Resultat sehr langwieriger Versuche und Messungen, bezog sich auf die Untersuchung der Geradeführung und Federn, und behandelte bezüglich der Geradeführung Indicatoren nach Richards, wie sie Elliott, Kraft, Schaeffer und Budenberg ausführten, und nach Thompson, wo sie Bukeye und Rosenkranz herstellen.

Es wurde der geometrische Zusammenhang der gebräuchlichsten Geradeführungen praktisch in zehnfacher Vergrößerung von 5 zu 5 Mm. Schreibweges sorgfältigst untersucht und für aequidistante Kolbenwege die horizontalen und die verticalen Abweichungen (Fehler) der von dem Schreibstifte verzeichneten, von den theoretischen Punkten ermittelt. Diese Ermittlung der Fehler führte auf praktischem Wege zu jener Neudimensionirung der Elemente und Masse der Geradeführung, wie sie sodann von der Firma Kraft & Sohn zur Ausführung gelangte und wie sie seither sich bewährt hat. Eine der damals untersuchten Geradeführungen, deren Erzeuger die Justirung für überflüssig bezeichneten und später auch noch verwarfen, nehmen erst allerjüngster Zeit auf die seinerzeit gemachte Bemerkung Bedacht, dass eine unter gewöhnlichen Umständen theoretisch richtig functionirende Geradeführung mit Bezug auf die Proportionalführung bei Indicatoren nicht zweckmässig ist, ja sogar zu Fehlern führen muss. Der Indicator Kolben würde bei der damals beanstandeten Geradeführung nur dann genau proportional dem Schreibstifte sich bewegen, wenn die Kolbenstange nicht durch eine so ganz besonders kurze, schwingende Stange mit dem Schreibhebel in Verbindung gebracht wäre, sondern entsprechende Länge besässe. Den Erzeugern empfahl ich damals die Wiederholung der von mir durchgeführten empirischen Untersuchungen im vergrösserten Massstabe und dabei zu berücksichtigen, dass die Lage des Schreibhebels, bei der Thompson'schen Anordnung, zu der ja die fragliche Geradeführung auch zählt, einmal durch den Gegenlenker und dann durch die Länge der kurzen Stange vollkommen bestimmt wird. Bis zur Bekanntgabe meiner obgenannten Studie über Indicatorgeradeführungen bestand allgemein die Uebung, sowohl die Feder als auch die Geradeführung theoretisch vollkommen richtig aufzufassen, also bei der Messung im Diagramme eine strenge Proportionalität zwischen den Wegen des Kolbens und des Schreibstiftes vorauszusetzen, eine Uebung, die nach meinen gewonnenen Erfahrungen zuerst Kraft 1880 und viel später andere Indicatoren-Erzeuger als mangelhaft verliessen.

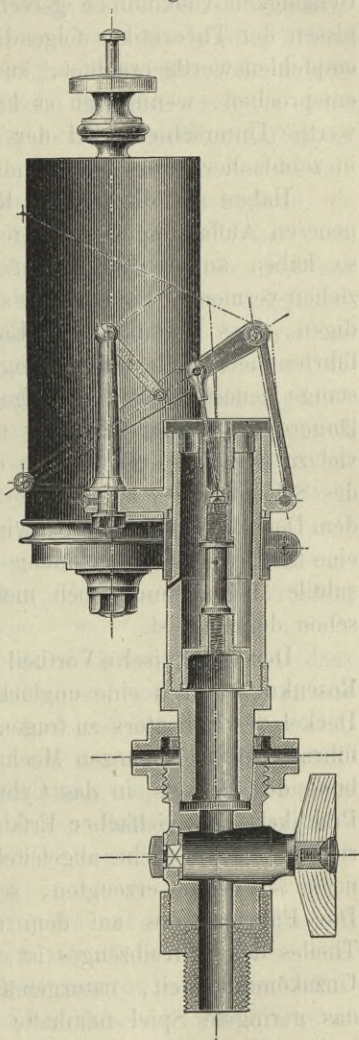
Neuerer Zeit, gegen Ende der Achtziger und Anfang der Neunziger Jahre, haben sich die Theoretiker in dankenswerther Weise der Untersuchung der Indicatorgeradeführung zugewendet und als deren Resultat lässt sich das Folgende anführen.

Für den theoretisch richtigen Zusammenhang der Geradeführung in ihrer Doppelaufgabe, den Zeichenstift gerade zu führen und dies in proportionalem Masse mit der Einsenkung der Indicatorfeder zu thun, ergaben die Arbeiten von Burmester, Slaby u. A., dass eine absolute Geradeführung bei Indicatoren nur durch Einführung solcher Elemente, als Coulissen etc., möglich sei, welche die Praxis kaum mit Erfolg bei diesen Instrumenten je verwerthen können wird. Es ist dies aber auch umsoweniger nöthig, weil glücklicherweise die horizontalen Abweichungen bei den meisten Indicatorsystemen nur sehr geringe sind und überdies einen wesentlichen Einfluss auf die Genauigkeit des Resultates durchaus nicht nehmen. Es spielt also für die richtige Geradeführung, selbst bei sehr strenger Auffassung, keine Rolle, die irgend einen nennenswerthen Einfluss zu nehmen im Stande wäre, ob der Hebel q (Fig. 2) um einen festen Drehpunkt und das Hebelende B der Lamelle p im flachen Kreisbogen schwingt, statt in einer horizontalen Bahn. Ebenso spielt es keine Rolle, ob der Gegenlenker s in der Mitte des Hebels p angreift und dessen halbe Länge besitzt, oder aber, ob dieser Gegenlenker s , aus Gründen der soliden, gedrängteren und gesicherten Construction, ohne unnöthig vorragende Theile, kürzer gehalten wird und dementsprechend an einem anderen Punkte als in Hebelmitte angreift. Die daraus resultirenden theoretischen Abweichungen der absoluten Geraden von der sich ergebenden Schreiblinie sind ebenso geringfügig, dass sie innerhalb der Strichstärke der Diagrammlinie und der möglichen Ausführungsgenauigkeit fallen, praktisch also ganz vernachlässigbar erscheinen; vorausgesetzt, dass die Ausführung der Drehungs- und Schwingungspunkte eine vorzügliche und jedweder todter Gang in denselben vermieden ist. Die Wirkung eines todten Ganges in den Gelenken kann unter Umständen eine sehr erhebliche und dann jederzeit das Resultat empfindlich störend beeinflussende sein. Es ist daher eine wichtige Aufgabe der Detailconstruction, solche todte Gänge auch bei angestrenzterem Gebrauche des Instrumentes nach Thunlichkeit auszuschliessen.

Als Grundbedingung für die richtige Proportionalbewegung des Indicatorkolbens mit dem Zeichenstifte stellt die neuere Theorie den Grundsatz auf, dass eine solche Proportionalität theo-

retisch dann erreicht wird, wenn bei Geradföhrungsanordnungen, wie sie hier in Rede stehen, der Zeichenstift des Schreibhebels p , der Drehpunkt n der Kolbenstange und der festgelagerte Drehungspunkt der Schwinge q in einer geraden Verbindungslinie liegen und die bewegliche Kolbenstange o und Schwinge q parallel liegen (Fig. 2). Es ist dies eine unschwer einzuhaltende Bestimmung, die den einzigen Nachtheil besitzt, dass die bewegliche Kolbenstange o etwas kürzer als die Schwinge q werden müsste. Nachdem der feste Drehungspunkt dieser Schwinge nicht leicht tiefer gelegt werden kann, behufs Verlängerung der Schwinge q , so müsste die Kolbenstange o etwas verkürzt werden oder der Schreibhebel mit seinem Auge für das Blei tiefer gestellt werden. Die nebenstehende Abbildung (Fig. 5) zeigt diese Anwendung der Geradföhrung. Rein praktische Erwägung für die Ausführung und Erhaltung des Instrumentes warnen, in dieser Richtung über das Ziel zu schießen. Es wurde aber, ich möchte sagen, durch Compromiss der Praxis mit der Theorie eine Dimensionirung gewählt, welche den subtilsten Anforderungen gerecht zu werden vermag. Eingehende graphische Untersuchungen bestätigen, dass bei der seinerzeit gewählten Gerade-

Fig. 5.



Schnitt des Indicators neuerer Ausführung.

führung die Differenzen in horizontalem Sinne (Geradeführung) und in verticalem Sinne (Proportionalität) allen Ansprüchen der Genauigkeit vollkommen gerecht werden. Den neueren Erkenntnissen der Theoretiker folgend, wird nun, soweit dies die Praxis empfehlenswerth erachtet, auch diesem neuen Gesichtspunkte entsprochen, wenngleich es kaum möglich ist, irgend nennenswerthe Unterschiede bei der graphischen Constructionsmethode in zehnfacher Grösse aufzufinden.

Haben auf die hier in Rede stehenden Constructionen die neueren Auffassungen sozusagen keinen Einfluss nehmen können, so haben andere Indicatoren daraus einen grossen Nutzen zu ziehen vermocht. Es muss beispielsweise im hohen Grade befriedigen, dass Rosenkranz in Entsprechung der vorstehend angeführten theoretischen Bedingungen seine kurze Kolbenverbindungsstange neuester Zeit ganz aufgegeben hat und sie durch eine viel längere — meiner Meinung nach für praktische Zwecke noch viel zu kurze — Kolbenstange ersetzt hat. Bei seiner Anwendung des Schreibzeuges ist es aber füglich nicht gut möglich, die auf dem Deckel angebrachte Schwinge noch weiter zu verlängern, was eine längere Kolbenverbindung gestatten würde, weil dadurch der subtile Mechanismus noch mehr exponirt würde, als dies jetzt schon der Fall ist.

Der theoretische Vortheil eines reinen Kreislenkers wird bei Rosenkranz durch eine unglücklich lange Stütze erkauft, die der Deckel des Indicators zu tragen hat. Die Genauigkeit der Geradeführung und des ganzen Mechanismus hängt von der Verschraubung des Deckels in das Cylinderstück ab; es ist doch jedem Praktiker aus vielfacher Erfahrung bekannt, dass genaue und richtige Lagen nicht abgeleitet werden sollten von, wenn auch noch so genau erzeugten, scharfgängigen Schraubengewinden. Die Führung des auf dem angeschraubten Deckel drehbaren Theiles des Schreibzeuges ist, abgesehen von der angedeuteten Unzukömmlichkeit, naturgemäss eine sehr niedrige; es wird das geringste Spiel namhafte Abweichungen zur Folge haben; insbesondere ist der die Führung übernehmende Deckeltheil wegen seines einspringenden Querschnittes leichter Verunreinigungen ausgesetzt, die nicht so ganz ohne Weiteres zu entfernen sind.

Die relativ lange, ausgedrehte Hülse des hier beschriebenen Indicators bietet eine sehr gute und verlässliche Führung, wie ich dies aus Instrumenten, die seit mehr als 13 Jahren in unausgesetztem Gebrauche standen, aus eigener Anschauung erfuhr, bei welchen sich bei halbwegs fachlicher Behandlung des Instrumentes nicht der geringste schädliche Spielraum zeigte. Auch habe ich den Eindruck, dass eine lange Hülse, geführt auf einem festen Theil, dem Indicatorcylinder selbst, unverhältnissmässig sicherer führen wird, als eine überaus kurze Führungsplatte, die auf dem angeschraubten Deckel des Indicators als Basis ruht. Schraubengewinde, zumal bei Präcisionsinstrumenten und aus Metall, in erheblichen Dimensionen des Durchmessers ausgeführt, geben meiner Erfahrung nach niemals eine sichere und verlässliche Führungsbasis ab. Auch gestattet die beschriebene Construction, die zartesten und empfindlichsten Indicatortheile möglichst geschützt in die Nähe des Indicatorcylinders zu verlegen, wodurch weitausragende Theile und eine sonst 'nöthig werdende Verlängerung des ganzen Instrumentes entfällt.

Es sind dies Erwägungen, die ich lediglich zum Zwecke anführe, den Constructeur zu bewegen, seine Aufmerksamkeit verschärft auf diese Momente zu richten, damit seine Construction eine möglichst vollkommene werde.

Mir ist es als Maschineningenieur darum zu thun, dass uns, wo immer wir zu indiciren haben und welche Instrumente immer zur Verwendung gelangen, auch möglichst vollkommene Instrumente zur Verfügung stehen, auf deren Angaben absolut zu vertrauen ist, die in ihrer Handhabung bequem sind und in ihrer dauernden Inanspruchnahme keine allmählig schärfer hervortretenden Mängel aufweisen. Alle Bestrebungen in dieser Richtung heisse ich willkommen.

Bei allen neueren Instrumenten wird mit Recht ein grosses Gewicht darauf gelegt, die äusserst schädlichen Einflüsse der bewegten todten Masse auf ein Minimum zu reduciren. Die Drehpunkte oder Charniere der Richards'schen Geradföhrung haben nahezu alle grosse Wege zu machen; alle bewegten Theile sind doppelt vorhanden und sitzen ausserhalb der Ebene des schweren, unhandlichen, viel Raum einnehmenden und häufig die Montirung des Apparates erschwerenden, schwanenhalsför-

migen Trägers der Führung. Bei der Thompson'schen Geradeführung und deren Derivaten sind, mit Ausnahme eines einzigen Hebels, sämtliche Achsen und Lagerungen centrisch; bei den hier besprochenen Instrumenten sind breite Auflagerungen vorgesehen, um einer raschen Abnützung vorzubeugen.

Dadurch, dass bei dem Richards'schen Indicator der Druck des Zeichenstiftes gegen das Papier auf leichte Zwischenstücke, die in langen Hebeln hängen und sehr wenig widerstandsfähig sind, übertragen wird, verbiegen sich diese Theile schon bei schwachem Drucke, wodurch Reibungen, Abnützungen und Verklemmungen in den für die Genauigkeit empfindlichsten Organen des Indicators erzeugt werden. Wer Gelegenheit gehabt hat, viel mit der Richards'schen Geradeführung, zumal bei schnellem Gange, zu arbeiten, der wird auch die Unempfindlichkeit derselben und das rasche Schlotterigwerden ihrer Charniere wahrgenommen haben. Besonders mangelhaft functioniren die ganz kurzen, äusserst subtilen Theile, welche die Verbindung der Kolbenstange und des Horizontalhebels besorgen. Dieselben sind unter Umständen starken Drücken, bei sehr beträchtlicher Schiefstellung, ausgesetzt. Diesen letzteren Uebelstand hat Rosenkranz, wie erwähnt, bei seinem neuesten Instrumente theilweise beseitigt; die Construction von Grossby zeigt gleichfalls ein äusserst kurzes Element in seiner Geradeführung, und dies gibt in Verbindung mit der ganz enormen Uebersetzung auf den Schreibstift zu Ungenauigkeiten und Fehlern Anlass.

Bei der Thompson'schen Führung verbiegt sich allerdings, durch das Andrücken des Schreibstiftes, auch der Haupthebel, aber dieses Durchbiegen ist erwünscht, es wird sogar, durch möglichste Schwächung der Lamelle beim Schreibstifte, absichtlich befördert, weil es ein leichtes, sicheres Schreiben zulässt und keinen wie immer gearteten nachtheiligen Einfluss auf die Geradeführung selbst nimmt. Anders ist dies beim Richards'schen Doppelhebel, der sich durch jeden Druck windschief stellen wird und dadurch leicht fehlerhafte Angaben verzeichnet*).

*) E. Kraft & Sohn haben dies früher dadurch zu umgehen gesucht, dass der Schreibstift durch eine Feder gegen das Papier gedrückt wird. Aehnlich sind die Constructionen Elliott's, Schaeffer & Budenberg's und Anderer. Dadurch kann jedoch das Uebel nur verringert, nicht aber behoben werden.

Ein weiteres, sehr wesentliches Detail bildet der Schreibstift. Ursprünglich schrieb man mit gewöhnlichem Bleistifte, auf gewöhnlichem Papiere, dann ging man über auf Metallstifte und schrieb auf chemisch präparirtem Papiere, was heute noch sehr stark in Verwendung steht. Man findet dies überall angepriesen und besonders hervorgehoben, dass die Abnützung dieser Stifte eine sehr geringe und dass das Papier sehr glatt sei. Ich kann füglich die zahlreichen Versuche und Varianten in dieser Richtung übergehen; es genügt, dies angedeutet zu haben und hervorzuheben, dass sich nach zahlreichen, mit allen möglichen Schreibstiften und Papieren vorgenommenen Versuchen, die ich zu diesem Zwecke machte, der gewöhnliche, in Holz gefasste Bleistift härtester Nummer — als sehr entsprechend erweist sich Faber H H H H H H — auf dünnem, sehr glattem, aber nicht präparirtem Papiere in jeder Beziehung am besten bewährt hat. Diese Bleistifte, fein gespitzt, zeichnen äusserst reine, feine Linien, nützen sich sehr wenig ab, reissen niemals das Papier auf, sind sehr leicht und stehen Jedermann überall zur Verfügung; ihre Befestigung, durch ein einfaches Eindrehen in die scharfen Schraubengänge des Hebelendes, ist eine äusserst solide und die Wiederherstellung der Spitze nach erfolgter Abnützung sehr einfach. Sie erfordern kein präparirtes, sondern gewöhnliches, gut geleimtes Papier, das selbst Nässe verträgt und wesentlich leichter und billiger ist, als das präparirte. Minder günstig verhalten sich die Metallstifte; sind sie weich, so nützen sie sich rasch ab und verbiegen sich leicht; sind sie hart, so halten sie wohl lange die Schärfe, sind aber unbequem zu schleifen, reissen leicht das Papier auf, in welchem sie mehr kratzen als schreiben. Alle Metallstifte sind unbequem festzustellen und schreiben meistens dicke Linien; zumal wenn sie etwas verbogen sind, werden die wachsenden und abnehmenden Drücke ganz verschieden verzeichnet, da Metallstifte sich leicht in ihrem Futter verdrehen. Ausserdem ist die Befestigung derselben in einer Hülse etwas plump und legt ziemliche Massen an den Punkt der grössten Geschwindigkeit. Ihre Reibung, auf präparirtem Papiere, in feuchter Wärme, ist meistens auch ziemlich gross.

Dies Alles wird durch Anwendung harter Graphitstifte, deren Auswechslung auch eine äusserst einfache ist, vermieden.

Das Lösen der Verbindung, zwischen Kolbenstange und Schreibzeug, welches sehr häufig erfolgen muss, kann nicht einfacher geschehen, als durch den schwach an einer Seidenschnur hängenden konischen Stift, der durch den Kopf der Kolbenstange gepresst wird und ebenso leicht, durch einen kleinen Druck, herausspringt, wenn die Verbindung gelöst werden soll. Sehr umständlich ist diese Lösung bei dem Indicator von Schaeffer & Budenberg, bei welchen man ein, sehr häufig auch mehrere, sehr kleine, feine Schraubchen mit einem Schraubenzieher angreifen muss, dabei Gefahr läuft, dieselben zu verlieren oder den sehr schwachen Hebel des Schreibzeugs zu verbiegen. Die Anwendung jeder Gewalt, wie sie etwa im Gebrauche eines Schraubenschlüssels liegt, soll bei diesen subtilen, der Verletzung leicht ausgesetzten Theilen der Geradeführung und der Schreibzeuge grundsätzlich vermieden werden.

Die Indicatorfedern. Eine ganz besondere Aufmerksamkeit musste auf Indicatorfedern verwendet werden, da von deren Genauigkeit überhaupt die Möglichkeit abhängt, ein brauchbares Resultat zu erzielen. Ich habe im Jahre 1879 circa fünfzig Federn der verschiedensten Erzeuger gründlich im kalten und warmen Zustande, theils in ihren Indicatoren, theils unabhängig von denselben, geprüft und daraus die Ueberzeugung gewonnen, dass der übliche Vorgang, alle Federn in feststehende, constant getheilte Massstäbe zu zwingen, wenigstens für genaue Untersuchungen, vollkommen unzulässig sei. Häufig habe ich seither Gelegenheit gehabt, derartige Versuche zu wiederholen und habe in dieser Richtung meine Anschauung nicht geändert.

In der im Jahre 1883 von mir in der „Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines“ veröffentlichten Studie habe ich die Bedingungen aufgestellt, welche eine gute Indicatorfeder zu erfüllen hat. Auszugsweise sei hierüber das Folgende mitgetheilt.

Die Federn, welche in den Indicatoren verwendet werden, müssen eine Reihe von Bedingungen erfüllen, die zum Theile an die Feder selbst, zum Theile an deren Combination mit dem Schreibzeuge des Instrumentes geknüpft sind. Bedingungen, welche die Herstellung der Feder wesentlich erschweren.

Durch die Untersuchung der Federn, welche den Instrumenten renommirter Firmen beigegeben sind, gewinnt man die Ueberzeugung, dass in der Herstellungsweise und in den anzustrebenden Zielen sehr verschiedene Anschauungen herrschen.

Der praktische Ingenieur kommt selten in die Lage, die Federn eines Instrumentes sorgfältig auszuprobiren. Es ist dies sehr umständlich und erfordert eine Reihe von Hilfsapparaten, über welche der Einzelne nicht immer verfügt. In der Regel verlässt sich der Ingenieur daher auf die dem Instrumente beigegebenen Masstäbe. Es ist somit die Aufgabe des Mechanikers, diese Masstäbe möglichst correct anzufertigen.

Die mit dem Indicator genommenen Diagramme besitzen nur dann einen reellen und wirklich auch sehr hohen Werth, wenn dieselben thatsächlich das wahre Bild der Vorgänge in der zu untersuchenden Maschine entrollen und nicht, wie dies leider bei einer grossen Zahl der bestehenden Instrumente der Fall ist, durch die Mangelhaftigkeit der Construction und durch eine fehlerhafte Ausführung den Ingenieur mitunter zu weittragenden Fehlschlüssen führen.

Der Indicator soll dazu dienen, die schärfsten und empfindlichsten Untersuchungen an den Maschinen durchzuführen. Leider scheint derselbe aber in vielen Fällen verurtheilt zu sein, seine Rolle mit der Maschine, die er prüfen soll, zu wechseln. Die Fehler und Mängel des Instrumentes müssen häufig erst an wohl ausprobirten Maschinen aufgehellt werden, um, auch nur mit einem gewissen Grade der Genauigkeit, aus den Resultaten Schlüsse ziehen zu können.

Ist neuerer Zeit auch seitens der ernstern Erzeuger eine grosse Sorgfalt auf die Herstellung der Indicatorfedern verwendet worden, so begegnet man doch nicht selten recht schlechten Exemplaren, reiner Marktwaare, deren Aufkommen und Verbreitung aus allen Kräften entgegen zu treten ist.

Elliott Brothers geben die Federn in 10 Nummern an. Die Feder Nr. 1 ergibt $\frac{1}{8}$ Zoll engl. Einsenkung für 1 Pfund auf den Quadratzoll engl. Mass, die Feder Nr. 10 $\frac{1}{56}$ Zoll Federung.

Elliott hob besonders hervor, dass die meisten Masstäbe Vielfache von der Grundzahl 8 sind, die ja auch bei seiner Geradeführung eine Rolle zu spielen scheint, und dass, bei dem

Fehlen des eigentlichen Federmasstabes, jederzeit mit dem gewöhnlichen Zollmasse die Diagrammordinate gemessen werden kann. Es werden bei allen Federn constante Masstäbe vorausgesetzt. In der Broschüre, welche Elliott Brothers den Instrumenten beigaben, heisst es wohl, dass die Federn mit einem ausserordentlich empfindlichen Apparat geprüft werden, welcher eigens zu diesem Zwecke construirt wurde. Auch die Temperatur, heisst es, sei dadurch berücksichtigt, dass die Prüfung der Federn bei einer Temperatur von 212° F. erfolge.

Ich kenne weder den Apparat der Herren Elliott, noch die Art und Weise, in welcher die nöthigen Correctionen vorgenommen werden, doch hatte ich häufig Gelegenheit, Federn ihrer Construction zu untersuchen. Ich fand dabei, dass die obige Tabelle und die angebliche Correction der Temperatur in vielen Fällen bei sonst vorzüglicher Construction schlecht übereinstimmen.

Andere, die für deutsche Erzeugnisse Gebrauchsanweisungen schrieben, behandelten die Federn in einer sehr oberflächlichen und nebensächlichen Weise.

Man erfuhr da nur von ihrem Bestehen überhaupt, und höchstens noch, dass sie in zweierlei Stärken angefertigt werden. Das Messen der Diagramm-Ordinaten habe nach einem Masstabe zu erfolgen, der abgebildet erscheint. Aus diesem Masstabe, der sich in überflüssiger Weise an den Leisten des Papiercylinders wiederholte, war zu ersehen, dass die positiven Drücke in rheinischen Pfunden pro Quadratzoll, und die Vacuas, vermuthlich zur Vereinfachung, mittelst Quecksilbersäule in Zollen gemessen wurden.

Von H. Rosenkranz sind seit Jahren und auch letzterer Zeit für sein eigenes Interesse mehrere Publicationen erschienen, welche wohl das Streben erkennen lassen, die Indicatoren gut zu erzeugen, jedoch werden auch darin die Federn nur als Nebensache behandelt.

Neuester Zeit werden die Federn aller continentalen Erzeuger nach Atmosphären-Mass bezeichnet und Masstäbe constanter Theilung dem Instrumente beigegeben.

Die Federn des Thompson'schen Instrumentes, wie sie die Bukeye engine Co. in Salem herstellt, sowie die neueren amerikanischen Federn anderer Provenienz, sind einfach mit einer Zahl versehen, zum Beispiel „40“. Das bedeutet, dass die Diagramm-

höhe von ein Zoll englisch dem Drucke von 40 Pfunden pro Quadrat Zoll entspricht.

Diese Bezeichnung ist einfacher, als die englische, bei welcher zwei Grenzzahlenwerthe angewendet werden, für Vacuum und Druck.

Der Mechaniker E. Kraft & Sohn bezeichnet die Federn in der Weise, dass er nur die Grenzbelastung angibt, also beispielsweise — 1 + 5 für eine Feder setzt, welche vom absoluten Vacuum bis zu 5 Atmosphären-Ueberdruck, also in ihrer Totalfederung 6 Atmosphären schreiben kann. Der Masstab der Feder ist dann durch die Voraussetzung einer maximalen Diagrammhöhe von Mm. bei den Grenzbelastungen, eine Annahme, welche die complete Ausnützung der Feder und der Gradführung zulässt, vollkommen bestimmt. Die als Beispiel angezogene Feder von 6 Atmosphären hätte demnach pro Atmosphäre eine Federung von $\frac{80}{6} = 13.33$ Mm.

Die Federn weisen demnach alle constant getheilte Massstäbe auf. Darin kann unter Umständen, wie bereits erwähnt, ein grosser Fehler liegen.

Meine Absicht war und ist es durchaus nicht, wie dies von manchen Schriftstellern über Indicatoren angenommen worden zu sein scheint, Federn mit nicht constanter Einsenkung und nicht constant gehaltenen Masstäben zu empfehlen. Meine Erfahrungen haben mich aber gelehrt, dass der constante Masstab nur in Ausnahmefällen für die gebrauchte Feder auch das richtige Mass bildet. Mein Wunsch geht also lediglich dahin, dass einerseits die Feder- und Indicatorconstruction immer weiter fortschreite um die volle Constanz der Masstabtheilung zu erreichen und dass andererseits der indicirende Ingenieur die Grösse der Abweichung kenne, um von Fall zu Fall, nach seinem Bedarfe mit jener Genauigkeit zu arbeiten, deren er benöthigt.

Ungenauigkeiten können durch manigfache Bedingungen entstanden sein und ist es nöthig, für jedes einzelne Instrument und für jede Feder die Grösse der Fehler aufzusuchen, um damit erforderlichen Falles rechnen zu können.

Die Feder, welche von dem Mechaniker in möglichst vollkommener Weise fertiggestellt werden sollen, werden um so ge-

nauer sein, je einfacher ihre Erzeugung ist. Die individuellen Fehler müssen eben auch individuell berücksichtigt werden.

Es handelt sich somit in erster Linie darum, möglichst gute Federn in einfacher Weise herzustellen. Gut, bedeutet hier nebst der Erfüllung der allgemeinen Bedingungen, welche an Federn gestellt werden, die thunlichste Proportionalität zwischen Belastung und Einsenkung herbeizuführen. Die Feder wird nach dieser Auffassung um so besser sein, je genauer ihre Einsenkungen mit einem constant getheilten Masstabe gemessen werden können.

Indicatorfedern sind entweder für das Messen des Vacuums und des Ueberdruckes oder ausschliesslich für das Messen des Ueberdruckes bestimmt.

Im ersten Falle wird die Feder auf Zug und Druck, im zweiten Falle nur auf Druck beansprucht.

Da es wünschenswerth ist, mit jeder Feder möglichst die Geradföhrung auszunützen, das heisst möglichst gross die Atmosphären zu schreiben, so sind durch das Instrument, durch die Geradföhrung und die Grenzbelastung, zwei Längsdimensionen festgestellt. Diese sind die Längen bei der absolut möglichen Maximal- und bei der Minimalbelastung.

Die Differenz dieser Längen muss den ganzen Kolbenweg des Indicators, bei den hier in Erörterung gezogenen Instrumenten 20 Mm. betragen, da das Uebersetzungsverhältniss von Kolben auf Zeichenstift mit 1 : 4 festgestellt ist.

a) Federn für Vacuum und Druck.

Mit Rücksicht auf die Construction des Indicators habe ich die Länge der durch absolutes Vacuum ausgedehnten Feder, sammt den beiden, je mit 9 Mm. dimensionirten Verschraubungen, bei den gegenwärtig von Kraft gefertigten Instrumenten — für diese allein soll im Nachfolgenden die Studie durchgeführt werden — mit 62 Mm. festgestellt.

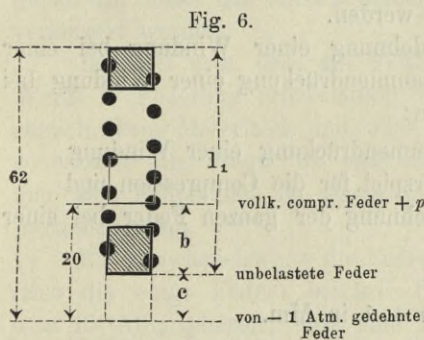
Die Feder, wie sie Grossby herstellt, hat sehr beachtenswerthe Eigenschaften. Es kann bei gleicher Feder, deren Länge um 9 Mm. kürzer werden und diese Länge auch am Instrumente

gewonnen werden. Die bewegte Masse bei der Grossby-Feder ist auch eine wesentlich geringere, als bei der Anwendung doppelter Verschraubungsstücke.

Angenommen, eine Feder wäre auf p Atmosphären-Ueberdruck zu comprimiren und auf eine Atmosphäre *) auszudehnen, handelte es sich also, nach der oben gegebenen Bezeichnungswiese, um eine Feder $-1 + p$, so müsste ihre Länge im spannungslosen Zustande um den Betrag

$$c = \frac{20}{p + 1} \text{ Mm.}$$

kürzer sein als die Maximallänge von 62 Mm.



Für die Compression unter p Atmosphären verbleibt sodann das Feder-spiel:

$$b = 20 - c = cp \text{ Mm.},$$

so, dass jederzeit die Bedingung eingehalten wird:

$$b + c = 20 \text{ Mm.}$$

Die durch das Schreibzeug bedingte Federlänge der unbelasteten Feder ist daher:

$$l_1 = 42 + b \text{ Mm.}$$

Für irgend einen Federstahl liesse sich, bei bekannter Federung, die Feder jederzeit auf diese Länge l_1 bringen. Dies würde nahezu für jede Feder eine andere Windungshöhe bedingen.

Aus Rücksicht einer einfachen Erzeugung ist es aber sehr wünschenswerth, dass die Ganghöhe der unbelasteten Feder immer ein und dieselbe bleibe, und dass die nothwendige Variation lediglich in die Anzahl der Windungen gelegt werde.

Die Ganghöhe soll, für alle Federn, 6 Mm. betragen; hievon sind mindestens 4 Mm. ausschliesslich für positive Belastungen reservirt.

*) 1·0333 Kilogr. pro Cm².

Bezeichnet nd die Anzahl der wirksamen Windungen, so ist demnach die Länge der ganzen Feder sammt den beiden Ansätzen für die Verschraubung:

$$l = 6n + 18 \text{ Mm.},$$

wobei jeder Ansatz 9 Mm. misst.

Es handelt sich nun darum, die Werthe von l , die ausschliesslich von der Eigenschaft der Feder abhängen, möglichst mit jenen von l_1 , welche durch das Schreibzeug bedingt werden, in Uebereinstimmung zu bringen, oder doch wenigstens so zu wählen, dass sie kleiner als l_1 werden. Es kann dann jederzeit die Correction der Länge, wie sie das Schreibzeug fordert, durch entsprechende Verlängerung des Verschraubungsstückes um den Betrag $l_1 - l$ vorgenommen werden.

Bezeichnet λ die Ausdehnung einer Windung bei einer Atmosphäre, und ε die Zusammendrückung einer Windung bei p Atmosphären, so muss sein:

$\varepsilon = p\lambda$ in Mm. die Zusammendrückung einer Windung,

$b = n\varepsilon$ „ „ das Federspiel für die Compression und

$c = n\lambda$ „ „ die Ausdehnung der ganzen Feder bei einer Atmosphäre.

Die Summe:

$$\mu = \varepsilon + \lambda \text{ in Mm.}$$

bezeichnet die absolute Totalfederung einer Windung bei der ganzen Belastung von $p + 1$ Atmosphären.

Es sei beispielsweise eine Feder für — 1 + 10 zu dimensioniren. Es ist da:

Der Maximaldruck:

$$p = 10 \text{ Atmosphären.}$$

Die Ausdehnung der Feder bei einer Atmosphäre:

$$c = \frac{20}{p + 1} = 1.81 \text{ Mm.},$$

Die Zusammendrückung der Feder bei p Atmosphären:

$$b = pc = 18.18 \text{ Mm.}$$

Die vom Schreibzeuge geforderte Federlänge:

$$l_2 = 42 + b = 60.18 \text{ Mm.}$$

Soll diese Feder 7 Windungen enthalten, so wird:

$$n = 7.$$

Die Ausdehnung einer Federwindung bei einer Atmosphäre:

$$\lambda = \frac{c}{n} = 0.259 \text{ Mm.}$$

Die Zusammendrückung der Feder bei p Atmosphären:

$$\varepsilon = p\lambda = 2.857 \text{ Mm.}$$

Die absolute Totalfederung einer Windung bei $p + 1$ Atmosphären:

$$\mu = \varepsilon + \lambda = 2.857 \text{ Mm.}$$

Die Länge der unbelasteten Feder:

$$l = 6n + 18 = 60 \text{ Mm.}$$

Damit also diese Feder nach jeder Richtung vollkommen genau ist, muss der Ansatz derselben um $l_1 - l = 0.18 \text{ Mm.}$ verlängert werden.

Beachtet man, dass alle Federn, welche ein und denselben Werth λ (Federung pro Windung und Atmosphäre) besitzen, bezüglich ihres Materiales und aller Eigenschaften identisch sind, so entsteht die Frage, ob und mit welcher Anzahl Windungen man eine Feder auch für irgend eine andere Atmosphärenengrenze herstellen kann.

Es soll beispielsweise die Feder, bei welcher $\lambda = 0.259 \text{ Mm.}$ (also die obige Feder) beträgt, für die Maximalbelastung von $p = 15$ Atmosphären, also eine Feder — $1 + 15$ hergestellt werden. Es ist nun:

Die Zusammendrückung einer Windung bei 15 Atmosphären:

$$\varepsilon = p\lambda = 3.895 \text{ Mm.}$$

Die absolute Totalfederung einer Windung bei 16 Atmosphären:

$$\mu = \varepsilon + \lambda = 4.15 \text{ Mm.}$$

Hieraus berechnet sich dann:

Die Ausdehnung der Feder bei einer Atmosphäre:

$$c = \frac{20}{16} = 1.25 \text{ Mm.}$$

Die Zusammendrückung der Feder bei 15 Atmosphären:

$$b = pc = 18.75 \text{ Mm.}$$

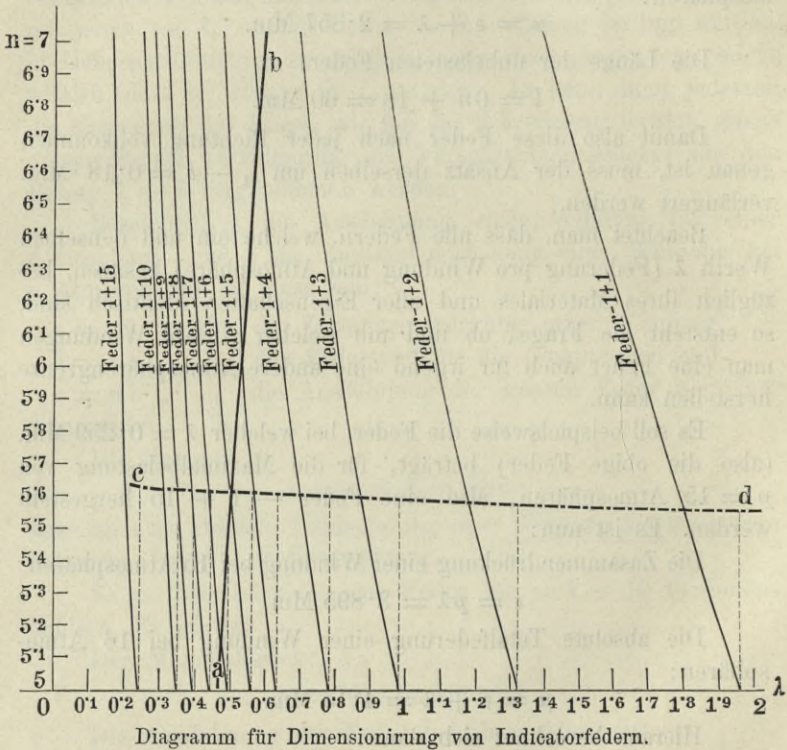
und die Anzahl der wirksamen Windungen:

$$n = \frac{b}{\varepsilon} = 4.81.$$

Damit die vorliegende Feder die 16 Atmosphären in richtiger Weise schreibe, müsste sie demnach 4·81 Windungen erhalten. Es betrüge dann:

- $l_1 = 60\cdot75$ Mm. die vom Schreibzeuge bedingte Federlänge,
- $l = 46\cdot86$ Mm. die aus der Construction der Feder resul-

Fig. 7.



tirende Länge unter Voraussetzung eines jederseitigen Ansatzes von 9 Mm.

Die Ansätze der Feder wären daher im Ganzen um 13·89 Mm. zu verlängern.

Dieses Beispiel diene zur Illustration des Gesagten; für die praktische Ausführung würden sich so bedeutende Ansätze nicht empfehlen.

Trägt man in einem Coordinatensystem, wie dies in dem vorstehenden Diagramm (Fig. 7) gemacht wurde, als Abscisse die Einsenkungen der Feder pro Windung und Atmosphäre, die Werthe λ und als Ordinate die Anzahl der freien Windungen n ein, und construirt für die einzelnen Atmosphäregrenzen $-1 + p$ nach der Formel:

$$e = \lambda n = \frac{20}{p + 1}$$

für irgend einen Werth von n den zugehörigen Werth von λ , so ergibt sich ein System von Curven, welches ein klares Bild des Zusammenhanges dieser Grössen bietet.

In dem Diagramm wurden die Curven zwischen 5 und 7 Windungen als praktische Grenze für Indicatorfedern und für die specifischen Einsenkungen von $\lambda = 0$ bis $\lambda = 2$ Mm. verzeichnet.

Man ersieht aus diesem Diagramm in deutlicher Weise, welche Feder für einen bestimmten Werth λ erzeugt werden kann.

Eine Feder, deren Einsenkung $\lambda = 0.36$ Mm. beträgt, erhält beispielsweise als Feder für Vacuum und

10	Atm.:	— 1 +	10	verwendet,	5	Windungen
9	"	— 1 +	9	"	5.5	"
8	"	— 1 +	8	"	6.1	"
7	"	— 1 +	7	"	6.8	"

Die entsprechenden Werthe l_1 , welche für ein und dieselbe Atmosphäregrenze constant, also unabhängig von der Anzahl der Windungen sind, wurden aus den Fusspunkten der Curven als Ordinaten gezogen. Ihre Endpunkte sind durch die Linie cd verbunden.

Die Feder soll folgende, dem Schreibzeuge zu entsprechende Länge besitzen:

— 1 + 10	$l_1 = 60.18$	Mm.
— 1 + 9	$l_1 = 60.00$	"
— 1 + 8	$l_1 = 59.77$	"
— 1 + 7	$l_1 = 59.50$	"

Nach der Bedingung $l = 6n + 18$, wie die Federlänge thatsächlich ausfällt, hat auf deren Grösse nur die Anzahl der Windungen Einfluss.

In das Diagramm wurden die Werthe l , zwischen $n = 5$ und $n = 7$ Windungen in der Art eingetragen, dass die hori-

zontale Länge zwischen der Ordinatenachse und der eingetragenen Linie ab den Werth l repräsentirt.

Diese graphische Zusammenstellung bietet für die Erzeugung der Federn eine grosse Uebersichtlichkeit und vereinfacht dem Mechaniker den klaren Einblick in die immerhin etwas complicirten Beziehungen.

Die hier angegebene Methode ist natürlich in ganz analoger Weise für die Crosby-Feder oder jede beliebige andere Feder anzuwenden.

Der Federstahl wird gewickelt, gehärtet und auf seine spezifische Einsenkung λ geprüft. Sobald λ bekannt ist, kann aus dem Diagramm entnommen werden, welche Federn daraus zweckmässig erzeugt werden können, welche Länge dieselben zufolge der Bedingungen des Schreibzeuges haben sollen, welche Anzahl von Windungen ihnen zu geben ist für eine bestimmte Atmosphärengrenze, und schliesslich, wie gross ihre effective Länge sein wird.

Die Differenz der Längen $l_2 - l = \Delta$ gibt den Betrag, um welchen die Verschraubungsstücke der Feder zu verlängern sind, behufs Ausnützung der Geradeführung.

Diese Verlängerung wird zweckmässig nur an einer Seite angebracht und bei der Zusammenstellung dem Deckel des Indicators zugewendet; es bleibt dann die vergrösserte Masse ohne schädlichen Einfluss auf die Richtigkeit des Diagramms.

b) Federn, welche nur für Ueberdruck bestimmt sind.

Für diese Federn gilt bezüglich der Federlänge, der Ganghöhe ihrer Windungen und der Differenz der theoretischen und effectiven Länge ganz das Gleiche wie bei den für Vacuum bestimmten Federn.

Die Atmosphärenlinie liegt bei allen diesen Federn in der gleichen Höhe, und zwar in der tiefsten Lage der ausgenützten Geradeführung. Nach der Bedingung des Schreibzeuges werden demnach alle Federlängen gleich gross; sie betragen 62 Mm.

Die Zusammenpressung der Feder bei einer Atmosphäre wird:

$$c = \frac{20}{p} \text{ Mm.}$$

Weiters die totale Zusammendrückung der Feder bei p Atmosphären:

$$b = 20 \text{ Mm.},$$

die spezifische Einsenkung:

$$\lambda = \frac{c}{n} \text{ Mm.}$$

Die Einsenkung pro Windung und p Atmosphären:

$$\varepsilon = \frac{20}{n} \text{ Mm.}$$

Ist beispielsweise $p = 11$ Atmosphären, so wird

$$c = 1.818 \text{ Mm.}$$

Hat die Feder $n = 7$ Windungen und beträgt die spezifische Einsenkung $\lambda = 0.259$ Mm., die Einsenkung pro Windung bei p Atmosphären $\varepsilon = 2.857$ Mm., so wird die Länge der unbelasteten Feder $l = 60$ Mm., während das Schreibzeug die Länge $l_1 = 62$ Mm. erfordert.

Die Verlängerung mittelst Ansatzes muss daher betragen:

$$A = 2 \text{ Mm.}$$

Für diese Gruppe von Federn kann in ganz gleicher Weise, wie dies vorher für die andere Gruppe geschah, ein Diagramm gebildet werden, welches alle Constructionsbedingungen enthält.

Auf diese Weise können die Federn für Indicatoren mit ziemlicher Leichtigkeit und grosser Genauigkeit hergestellt werden.

Dabei wird eine möglichst constante Einsenkung, resp. die Proportionalität der Einsenkung und der Belastung angestrebt.

Vorher gab man sich alle erdenkliche Mühe, um die theils in der Feder, theils in dem Instrumente liegenden Unregelmässigkeiten derart auszugleichen, dass der Masstab für die Ordinatenmessung im Diagramm ein constanter werden könne. Dieses Bemühen konnte natürlich nur in Ausnahmefällen zu einem günstigen Resultate führen.

Zweckmässiger und viel richtiger ist es, in der angedeuteten Weise vorzugehen.

Erst muss die Indicatorfeder möglichst richtig hergestellt, und dann, ohne die Feder langen Proceduren zu unterziehen, wie dies bisher geschieht, um sie in vorgeschriebene Masstäbe mit constanter Theilung zu zwingen, deren individueller Masstab aufgesucht werden.

Es spricht freilich von grossem Selbstvertrauen, wenn ein Schriftsteller, gelegentlich der Prüfung der Indicatoren, sagt:

„Ich glaube aber mit Recht behaupten zu dürfen, dass, wenn das in gewissem Grade auch nöthig erscheint“ (die Instrumente zu prüfen), „eine so übergrosse Vorsicht bei dem Richards'schen Indicator wegfallen kann und stütze mich dabei auf folgende Gründe: Was zunächst eine Garantie für ein solches Instrument bietet, ist das Renommé der Firma, von der solches bezogen wurde. Bezieht man dasselbe direct von bekannten Firmen aus England, z. B. Elliott Brothers, London, oder hier von Schaeffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg, so bürgt schon die Zuverlässigkeit einer solchen Firma für die Güte des Instruments. Anderseits wird bei dergleichen Prüfungen, Auseinanderschrauben etc. sehr oft eher etwas verdorben als gebessert. Was z. B. die Prüfung der Theilung anbetrifft und die Grösse der Kolbenreibung, so kann da, wo diese Theilung nach einem richtigen Manometer mittelst Pumpe vorgenommen wird, kaum ein Fehler vorkommen, und die Scala ist schon mit Berücksichtigung der Reibung hergestellt.“

Neuerer Zeit äussert sich über diese Frage ein anderer Autor und Fabrikant von Indicatoren: „Viele Ingenieure sind der Ansicht, dass jede Indicatorfeder individualisirt werden müsse, und bin ich auch lange der Ansicht gewesen, dass die empirische Eintheilung der Indicatormasstäbe die richtige sei. Heute denke ich darüber anders und kann behaupten, dass die gleichmässige Theilung mindestens ebenso gute Ergebnisse liefert als die empirische.“

Meiner Meinung nach soll jeder fachlich gebildete Ingenieur, der es ja in erster Linie mit dem Indicator zu thun hat, sein Instrument und dessen Fehler gründlich kennen, um die nöthigen Correcturen vornehmen zu können, wenigstens sicher dann, wenn die Genauigkeit seiner Arbeit dies erfordert.

Mit einer unrichtigen Wage lässt sich freilich wägen, aber nur Jener, der das Mass der Ungenauigkeit kennt, kann allein das richtige Gewicht ermitteln. Und auf richtige Messung kommt es vor Allem bei dem Indicator an.

Es erweist sich zweckmässig, der Feder eine grössere Anzahl von Windungen zu geben; es kann dann stärker dimensionirter

Federstahl verwendet werden, auch gleichen sich die in jeder Feder vorkommenden Ungleichförmigkeiten und die Einfüsse der Federspannung in den Federfassungen besser aus.

Jede Windung für sich macht einen kleineren Weg, weil sich der erforderliche Totalweg eben auf eine grössere Anzahl derselben vertheilt.

Es ist wohl wahr, dass die neue Feder etwas länger ist, als die vorher gewöhnlich gebrauchte, aber sie ist aus einem stärkeren Stahl gewunden wie jene, was wesentlich besser und solider ist; ihre Masse erreicht kaum jene der viel kürzeren, ziemlich plump gefassten Feder der älteren deutschen Construction. Neuerer Zeit scheint man auch in Deutschland der Herstellung von Indicatorfedern die verdiente Aufmerksamkeit nicht mehr vorzuenthalten.

Die Unregelmässigkeiten, welche jeder Feder individuell zufallen, fanden in dem Vorstehenden noch keine Berücksichtigung. Soweit wären diese Federn bezüglich ihrer Elasticität, nicht bezüglich ihrer Richtigkeit als Indicatorfedern, auf demselben Standpunkt, als dies alle gewöhnlichen Indicatorfedern sind.

Es handelt sich nun noch um die letzte Correctur. Die Gebrauchsanweisungen für englische und deutsche Instrumente führen an, dass die Federn, ehe ihre Scala bestimmt wird, kalt und warm ausprobiert und justirt werden. Trotzdem haben die sämmtlichen, bisher erzeugten Federn Masstäbe mit vollkommen constanter Theilung. Wenn dies in Verbindung mit der Genauigkeit sein könnte, so wäre es wohl sehr bequem; leider ist dies aber nicht möglich. So sind die englischen und amerikanischen Federn, erstere aus Rundstahl, letztere aus Flachstahl hergestellt, nach der Einsenkung der Feder, welche der Belastung von einem Pfunde pro QuadratzoH, in Bruchtheilen eines Zolles, entspricht, numerirt; sie werden auch mit einem derartig gefertigten Massstabe gemessen.

Aehnlich geschieht dies bei den deutschen Federn. Man hat nur eine einzige Zahl für jede Feder zu merken und kann sodann jedweden Masstab entbehren.

Das ist sehr einfach, aber leider meistens auch sehr falsch wie ich Gelegenheit gehabt habe, mich zu überzeugen. Eine Feder lässt sich nicht in der Weise construiren, dass einmal ihre Grenz-

werthe dem Zusammenhange mit dem Instrumente entsprechen, das andere Mal aber jede Einsenkung genau direct proportional der Belastung ist. Jede Correctur, die für irgend ein Intervall ausgeführt wird, reagirt auf die sämmtlichen übrigen Verhältnisse der Feder und wird in der Regel mehr verderben, als sie heilt. Kein wissenschaftlich arbeitender Ingenieur wird an die Indicatorfeder Anforderungen stellen, von denen er voraussetzen muss, dass sie nicht vollkommen erfüllt werden können; er weiss, dass sämmtliche wissenschaftlichen Instrumente und Apparate erst individualisirt, mit der Kenntniss ihrer Fehlergrössen ihm wahre und verlässliche Dienste leisten können.

Es geht hieraus hervor, dass es ganz überflüssig ist, die Leisten des Papiereylinders mit einem Masstab zu versehen und die Federn derart zu reguliren, dass sie im kalten Zustande gleiche Länge haben. Es kann dies nur auf Kosten der Genauigkeit und der gerade geführten Höhe geschehen; die neuen Instrumente haben auch von dieser Einrichtung Umgang genommen.

Untersucht man eine Feder warm und dann wieder kalt, so erhält man für gleiche Drücke jedesmal andere, mehr oder weniger von einander abweichende Einsenkungen. Steigert man die Belastung gleichmässig, so schreibt doch der Stift des Schreibzeuges fast ausnahmslos verschieden distante Linien, andere bei wachsenden, andere bei abnehmenden Drücken; andere bei kalter, andere bei warmer Probe, und doch werden alle diese Drücke mit ein und demselben Masstabe mit constanter Theilung gemessen. Diese Verschiedenheit liegt nur theilweise an der Feder, theilweise auch, wie das vorher gezeigt wurde, an der Gerade-führung und an der Reibung der bewegten Theile. Selbstredend steigern sich diese Differenzen, wenn die Bewegungen des Zeichenstiftes mit grosser Geschwindigkeit erfolgen, wie dies in vielen Fällen bei der Untersuchung neuer Maschinen der Fall ist.

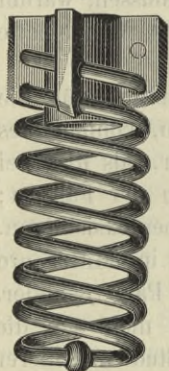
Warum soll eine unrichtige Methode festgehalten werden? Die Indicatorfedern sind nicht so zahlreich, dass sie nicht individualisirt werden könnten. Diese Individualisirung ist in der gründlichsten Weise bei den neuen Federn durchgeführt.

Alle in der oben angedeuteten Weise fertig gestellten Federn werden von der erzeugenden Firma in ihrem Instrumente einer eingehenden Probe unterzogen, und zwar wird dieselbe sowohl mit

kaltem als mit warmem Instrument einmal belastend, dann entlastend vorgenommen. Nach den sich hieraus ergebenden Resultaten wird der Masstab für jede einzelne Feder angefertigt und erhält die gleiche Bezeichnung und Numerirung wie die Feder. Ueber diese Versuche, welche von Zeit zu Zeit wiederholt werden sollen, wird ein genaues Journal geführt.

Dadurch, dass der Masstab direct nach den Aufschreibungen auf dem Papiercylinder ermittelt wird, finden auch die sämtlichen, bei der Ausführung unvermeidlichen kleinen Unregelmässigkeiten vollste Berücksichtigung. Die mit einem derartigen Masstabe dem Diagramm entnommenen Werthe können um Vieles genauer gemessen werden, als dies gewöhnlich geschieht, ohne dass es dem Ingenieur benommen ist, mit einem mittleren Werthe der Atmosphäre zu arbeiten.

Fig. 8.



Indicatorfeder
nach Grossby.

Einige interessante Neuerungen bietet der amerikanische Indicator von Grossby (Fig. 4), der seit Erscheinen der ersten Auflage bekannt geworden ist und wegen seines geringen Umfanges und der netten Ausführung Verbreitung fand. Auch bei diesem Instrumente ist die sehr sinnreich gebildete Feder (Fig. 8), bei der die bewegten Massen auf ein Minimum gebracht sind, nach constanter Federscala getheilt und entsprechend numerirt. Die Nummer der Feder bedeutet jenen Druck in Pfunden auf den Quadratzoll englischen Masses, der erforderlich ist, um den Schreibstift des Grossby-Indicators um einen Zoll vertical zu verschieben. Als grösste Maximalverschiebung, beziehungsweise grösster Weg des Schreibstiftes, wird von der erzeugenden Fabrik $1\frac{3}{4}$ Zoll englisch angegeben. Es kann somit die grösste Diagrammhöhe höchstens 44.45 Mm. betragen. Bezüglich ihrer Federn sagt die Firma: „Es ist nicht leicht, Federn zu erzeugen, welche genau den von ihnen verlangten Masstab besitzen, bei dem Temperaturgrade, dem sie ausgesetzt werden.“ Diese Federn, welche meines Wissens zur Zeit am Continente nicht erzeugt werden, haben einen unleugbaren Vortheil darin, dass sie die Spannungen von der Kolbenmitte, also vollkommen central, er-

halten. Jede Feder besteht aus einem einzigen Stahldraht, der aus seiner Mitte in paralleler Doppelwindung gerollt wird. Die Federenden werden an das übliche Ansatzstück befestigt und mit diesem am Deckel des Indicators verschraubt, während das andere Federende nur durch den Federdraht gebildet ist, der eine kleine, kugelförmige Wulst an dieser Stelle — in der Federachse — trägt. Durch diese Anwendung des Kugelgelenkes als Uebertragungs- und Verbindungsorgan mit dem Kolben bleibt dieser von allen etwa auftretenden Verspannungen und Verziehungen unberührt.

Ich habe absichtlich bei den Federn etwas länger verweilt, weil ich glaube, vollste Rechenschaft geben zu müssen, warum es im Interesse der Genauigkeit angezeigt ist, das Mangelhafte des Herkömmlichen zu kennzeichnen.

Jene, welche trotzdem einen constanten Masstab für die Indicatorfeder einem empirisch getheilten vorziehen, können dies sofort mit demselben Grade von Genauigkeit thun, als dies bei den gegenwärtig im Gebrauche stehenden Federn der Fall ist; es sind dann nur die theoretischen Masstäbe zu berücksichtigen. So z. B. entspricht dann der Feder — 1 + 7, im Mittel pro 1 Atmosphäre, die Ordinate von 10 Mm. auf dem Papiercylinder. Auch bei oberflächlicher Schätzung, wo es sich nicht um die möglichste Genauigkeit der Messung oder um Studien feinerer Natur handelt, kann man so vorgehen, nicht aber bei genauer, streng wissenschaftlicher Messung, wo man aus dem Verlauf der Ordinaten, wie beispielsweise bei Expansioncurven, weittragende Schlüsse ziehen soll.

Der Papiercylinder sammt dessen Zubehör hat auch eine Reihe constructiver Abänderungen erfahren, die sich aus dem praktischen Bedürfnisse entwickelt haben. Die Tragplatte sitzt nicht, wie vorher bei den englischen und deutschen Constructionen am unteren Theile des Indicatoreylinders, auch nicht, wie bei den amerikanischen Ausführungen nur durch Klemmschrauben in der Mitte des Cylinders befestigt, sondern ruht auf einer Andrehung in der halben Höhe des Cylinders. In der Tragplatte befindet sich direct die Führungsrolle für die Schnur. Die bei sämmtlichen anderen Constructionen früher nöthig erachtete Zwischenplatte wurde, als bei der angewendeten Stanek'schen Rolle überflüssig,

ganz vermieden. Diese Rolle gestattet räumlich unter allen Richtungen die Bewegung abzuleiten, da, durch die Drehung der Rollenebene, die Schnurleitung nicht alterirt wird.

So lange die Schnurführung durch zwei steife, in einer Ebene liegende Rollen besorgt wurde, konnte häufig nur durch die Verstellung der Rollen eine richtige Ableitung erreicht werden; das war nur durch die Zwischenplatte möglich. Bei der vorliegenden Construction ist dies nicht mehr nöthig. Diese Einrichtung ist nunmehr auf viele neuere Indicators übergegangen.

Das dem Thompson'schen Indicator entlehnte, äusserst praktische Detail der Federtrommel, mit sehr einfach spannbarer Feder, wurde auch hier beibehalten; es bietet gegenüber der älteren Construction wesentliche Vorzüge.

Mit einem Griffe ist man im Stande, die Federspannung, dem Bedürfnisse entsprechend in vollkommen verlässlicher Weise zu reguliren und, wie bereits in der Beschreibung hervorgehoben wurde, beim Nichtgebrauche gänzlich zu entlasten; Operationen, die bei den anderen Apparaten eine ganze Demontirung erfordern. Diese einfache Einrichtung der Federspannung hat sich selbst für sehr rasch gehende Maschinen, insbesondere auch für Locomotiven vorzüglich bewährt. Letzteres gilt auch von der Befestigung der Schnur, welche den Papiercylinder bewegt. Bei den älteren Instrumenten ist es ziemlich umständlich, ja für Ungeübte sogar sehr schwierig, die Schnur auszuwechseln, wenn sie, was nicht selten eintritt, gerissen ist. Hier ist dies äusserst einfach; es ist nur nöthig den Papiercylinder abzuheben und in dem durch die Rolle von aussen durch eine aufsteigende Oeffnung eingebrachten Schnurende einen Knoten zu machen, was sich ohne irgend welchen Zeitverlust ausführen lässt. Der eigentliche, abnehmbare Papiercylinder liegt nur, an zwei Stellen sorgfältig angepasst, an dem durch die Schnur bewegten Theile an — einmal an dem Ansatz der Schnurrolle, dann an dem Federgehäuse — wodurch derselbe eine sehr solide Führung erhält, und, was sehr wichtig ist, selbst bei hoher Geschwindigkeit der Rolle leicht von seinem Platze genommen und wieder aufgesteckt werden kann, ohne dass es nöthig ist, die Bewegung der Rolle zu unterbrechen. Bei den meisten früheren Indicators findet dieser Punkt nicht die gehörige Würdigung, wodurch in der

Regel bei den Versuchen viel Zeit verloren geht. Der an dem Rollenkranze angebrachte Mitnehmer ist an seinem oberen Ende derart verjüngt, dass er leicht in den entsprechenden Ausschnitt des Papiercylinders einfallen kann; ein geringer, auf den oberen Kranz des letzteren geäussertes Druck sichert dann die richtige Lage desselben.

Man hat, von dem Wunsche geleitet, die einmal richtig angeordnete Bewegung des Papiercylinders möglichst wenig zu stören, was das Abstellen des Papiercylinders 'nach jeder Diagrammaufnahme bedingen würde, zahlreiche Hilfsmittel eronnen, die es ermöglichen, ohne die Schnüre, die die Bewegung auf den Papiercylinder übertragen, auszuhängen, den Papiercylinder zur Ruhe zu bringen, so dass das beschriebene Blatt durch ein frisches ersetzt werden kann. Bei Indicatoren gewöhnlicher Anordnung erfordert es eine grosse Uebung, um den Papiercylinder während der Bewegung rasch abzuziehen und sodann wieder richtig aufzustecken. Es gelingt das selbst geübten Experimentatoren nur bei nicht allzu hohen Geschwindigkeiten. Meiner Erfahrung nach haben sich die mannigfachen, mehr oder minder complicirten Anordnungen nicht bewährt, wie beispielsweise die gleichwohl sinnreiche Anwendung einer zweiten Feder am Papiercylinder in Verbindung mit einem Schalt-Arretirwerke. Gut bewährten sich hingegen folgende beide Varianten.

Die einfachste und primitivste Anordnung lässt sich treffen, wenn die Uebertragung des Stabes auf den Papiercylinder mittelst eines schwingenden Hebels oder dergleichen erfolgt. Der Angriffspunkt für die Schnur des Papiercylinders wird auf dem Hebel verschoben, so dass er einmal in der gewünschten Entfernung vom Drehungspunkte des Hebels liegt, also dem Papiercylinder die nöthige Drehung ertheilt, und das andere Mal in den Drehungspunkt verlegt, so dass der Papiercylinder keinerlei Bewegung macht. Ein geeigneter Schnurzug ermöglicht, diese Ein- und Ausschaltung selbst auf Distanz vorzunehmen; es ist dies beim Indiciren von Locomotiven von Wichtigkeit. Ich verweise auf die diesbezüglichen Angaben dieser Studien im Abschnitte über Untersuchung von Locomotiven.

Eine andere sinnreiche und sehr einfache Einrichtung, die nebenstehend abgebildet erscheint, hat neuerer Zeit E. Kraft

& Sohn dem Papiercylinder gegeben, um denselben selbst bei den grössten Geschwindigkeiten abheben zu können (Fig. 9).

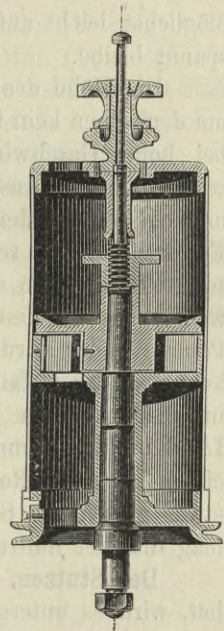
Die Spindel des Papiercylinders ist verlängert und dient dieser Ansatz dazu, um einmal dem in das obere Ende des Papiercylinders eingesetzten, möglichst leicht gehaltenen Kreuze mit langer Hülse Führung zu geben und anderseits einem kleinen Druckstäbchen als Stützpunkt zu dienen.

Das Kreuzstück des Papiercylinders trägt einen losen Knopf in der Weise, dass er, festgehalten, dem Papiercylinder unbehindert seine beliebige Drehung gestattet, doch sobald er gehoben wird, den ganzen Papiercylinder mitnimmt und von dem Mitnehmer befreit.

Das Heben geschieht in sehr einfacher Weise dadurch, dass man den Knopf zwischen Mittel- und Zeigefinger fasst und den Daumen auf den Knopf des Druckstäbchens aufsetzt. Sobald der Papiercylinder den Mitnehmer verlassen hat, so ist er leicht völlig abzuheben. Das Aufsetzen erfolgt in gleicher Haltung, indem die Hülse ober den Ansatz der Spindel gesetzt und sodann im Papiercylinder gesenkt wird. Bei einiger Uebung bereitet sodann das weitere Einbringen der Kerbe des Papiercylinders in den Mitnehmer keine erhebliche Schwierigkeit.

Trotz der Einfachheit dieser Anordnung ziehe ich es vor, wo es irgend angeht, ohne derartige Hilfsmittel zu arbeiten. Bei der erstgenannten Variante erscheint die Verlässlichkeit der Uebertragung gefährdet und können die Diagramme leicht in ihren Längen variiren, was besonders für das Planimetriren nicht angenehm ist; bei der zweiten Variante werden die Massen des Papiercylinders vermehrt und bleibt trotzdem das Aufstecken des Cylinders ganz der Geschicklichkeit des Experimentators überlassen. Das Abnehmen des Papiercylinders bietet aber keinerlei Schwierigkeit.

Fig. 9.



Papiercylinder für hohe Geschwindigkeiten.

Diese Ausführung fand neuerer Zeit, wie aus Fig. 4 zu ersehen ist, Nachahmung bei den Grossby-Indicatoren. Die Priorität kommt jedoch der Wiener Firma E. Kraft & Sohn zu.

Bei dem vorliegenden Indicator wurde Sorge getragen, dass die Leisten des Papiercylinders an und für sich möglichst geringe Breite und einen möglichst schmalen Spalt besitzen an der Kante um welche das Papier abgebogen wird, gut abgerundet und an ihrem oberen Ende etwas zugeschärft sind, damit das Papier möglichst leicht aufgezogen werden könne und vollkommen gespannt bleibe.

Die Höhe des Papiercylinders wurde möglichst verringert, um demselben kein überflüssiges todttes Gewicht zu geben, welches bei hoher Geschwindigkeit störende Massenbeschleunigung erzeugen würde. Aus demselben Grunde wurde das Federgehäuse und die Scheibe der Schnurrolle mit Durchbrechungen ausgeführt. Es erwies sich trotzdem zweckmässig, den Papiercylinder in seiner Blechstärke etwas kräftiger zu halten, als dies gewöhnlich, wenigstens bei den deutschen Instrumenten, der Fall ist. Der Papiercylinder wird fortwährend abgenommen, häufig weggelegt, kurz, ist der Gefahr unruhig, verbogen oder verletzt zu werden, in einem ziemlich hohen Grade ausgesetzt, wodurch in erster Linie die Diagramme in Mitleidenschaft gezogen werden. Bei einem stärkeren Rohre ist diese Gefahr wesentlich geringer; die etwas gesteigerte Spannung der Feder des Papiercylinders vermag die hier auftretende Massenwirkung völlig aufzuheben.

Der Stutzen. Jedem, der häufig mit dem Indicator zu thun hat, wird es untergekommen sein, dass er den Indicatorstutzen nicht an seine Stelle anbringen konnte ohne Demontirung des Wechsels. Es bedarf keiner Ausführung, dass dieser Vorgang sehr zeitraubend und nachtheilig für den Zustand der Dichtungsflächen ist. Um vor derartigen Unzukömmlichkeiten vollkommen bewahrt zu sein, wurde der Stutzen thunlichst klein gehalten und der Griff des Wechsels in möglichst einfacher Weise zum Abnehmen eingerichtet. Ein weiteres, kleines, doch für den Indicirenden wichtiges Detail bildet die Befestigung des Holzes auf den Griff; sie ist, im Gegensatze zur englischen Construction, derart durchgeführt, dass durchaus kein Metalltheil sich an der von der Hand berührten Fläche befindet, um das höchst unan-

genehme Verbrennen der Hände zu verhüten. Es ist überflüssig, die Unbequemlichkeit und Uncorrectheit eines einseitig sehr weit vorspringenden Griffes, der einseitige Drücke überträgt, welche die Dichtung gefährden, wie beispielsweise viele deutsche Indicatoren besitzen, näher zu beleuchten.

Um Druckdepressionen zu vermeiden, ist sowohl im Indicator als im Stutzen der Durchgang nirgends enger als 10 Mm. Damit bei dieser Canalweite auch die Schraube, mittelst welcher der Stutzen in den zu untersuchenden Cylinder befestigt wird, den möglichst kleinen Durchmesser von 19 Mm. ($\frac{3}{4}$ " engl.) erhalten könne, wurde dieselbe aus Festigkeitsrücksichten aus Stahl hergestellt. Diese Ausführung hat, gegenüber der gewöhnlichen aus Metall den Vortheil, dass die Möglichkeit, das Gewinde abzuwürgen und dadurch unter Umständen das Instrument und den Experimentator sehr zu gefährden, behoben ist.

Es mag aus dem Vorstehenden ersehen werden, dass bei der Construction des Indicators für alle seine Details die möglichste Handlichkeit bei vollkommenster Präcision das leitende Motiv war. Das Instrument muss rasch und leicht installirt und gehandhabt werden können; während des Versuches soll durchaus nicht die Aufmerksamkeit des Experimentators durch Nebenumstände gestört werden, denn dies geschieht immer nur auf Kosten des richtigen Resultates.

Die Handhabung des Indicators.

Im Folgenden soll für Jene, welche mit der Aufnahme von Indicatordiagrammen nicht oder nur wenig vertraut sind, die Handhabung des Instrumentes erläutert werden.

Obwohl keine mit Dämpfen, Gasen oder Wasser arbeitende Maschine ohne Bohrung für den Indicator ausgeführt werden sollte, so findet man selbst bei neueren Maschinen nicht regelmässig diese einfache Vorbereitung. Aus diesem Grunde wird den Indicatoren das dem Stutzengewinde entsprechende Bohrzeug beigegeben.

Anbringung des Stutzens. Bei grösseren Maschinen sollten die Stutzen stets bleibend angebracht sein; bei kleineren Maschinen, die ohne Betriebsstörung abgestellt werden können, genügt es, mit einfachen Kopfschrauben die Bohrung im Cylinder zu schliessen.

Zweckmässig ist die Verwendung zweier Stutzen, die gelegentlich eines Stillstandes an jeder Cylinderseite angebracht werden können.

Bezüglich des Platzes, wo die Stutzen anzubringen sind, genügt es hervorzuheben, dass auf möglichst leichte Hantirung des Instrumentes und ferner darauf zu sehen ist, dass der Indicator während des vollen Hubes den thatsächlich in dem Cylinder herrschenden Drücken ausgesetzt bleibe, also nicht etwa an einer Stelle angebracht wird, über welche der Kolben spielt. Der Indicator muss möglichst genau die Drücke in dem Cylinder wiedergeben; er darf daher auch nicht in der Nähe der Canäle oder an Stellen, wo eine Ansammlung von Condensationswasser stattfindet, angebracht werden.

Die Indicatorstutzen sollen so direct, als irgend thunlich, in den Cylinder geschraubt werden, so dass die Dampfcanäle möglichst kurz werden, um richtige Drücke im Indicator zu erhalten. Es ist dies ein wichtiger Umstand, dem häufig, selbst von Fachgenossen, nicht die richtige Würdigung zu Theil wird. Zuweilen begegnet man der Anschauung, Indicatoren müssen

stehend am Cylinder angebracht sein und geben nur in dieser Lage richtige Angaben; es ist dies ein ganz ungerechtfertigtes Vorurtheil, dem jede Begründung fehlt. Im Gegentheile wird sehr häufig durch Einführung von Kniestücken mit scharfen Uebergängen oder enger Bohrung eine verlässliche Angabe des Indicators illusorisch gemacht. Auch die Einrichtung mit einem Indicator mittelst entsprechend geführter Rohrleitung und unter Anwendung eines Dreiwegehahnes gleichzeitig beide Cylinderseiten zu indiciren, kann vom Standpunkte möglichst genaue und richtige Diagramme zu erzielen, nicht gut geheissen werden und zu mancher falschen Beurtheilung führen, zumal sich in der Regel die vollkommene Abdichtung des Hahnkörpers gegen die abgeschlossene Cylinderseite jeder Controle entzieht.

Der Stutzen soll so eingeschraubt werden, dass das aus der feinen Bohrung seines Wechsels ablaufende Wasser dem Experimentator keine Störung verursache; dies ist bei Anwendung von Unterlagringen aus Blei jederzeit leicht erreichbar.

Im Uebrigen mag der Stutzen jede beliebige Lage haben. Bei rasch laufenden Maschinen bietet die verticale Lage den Vortheil, dass die Bedienung des Papiercylinders sich sehr einfach gestaltet.

Das Aufsetzen des Indicators. Vorausgesetzt, die Stutzen seien in richtiger Weise an der zu untersuchenden Maschine angebracht, so wird durch Abblasen die correcte Montirung erprobt und sodann der Indicator aufgesetzt. Dies soll in einer solchen Stellung geschehen, dass der Schreibstift gut beobachtet werden kann.

Der Indicator wird in die flache linke Hand genommen und mit seinem Conus gegen den Stutzen gehalten; mit der rechten Hand genügt sodann von freier Hand oder mit dem Bogenschlüssel eine leichte Verdrehung der Ueberwurfmutter, um diese in Eingriff mit dem Gewinde des Stutzens zu bringen und sie mit diesem sicher zu verschrauben.

Die zum Ablaufe des Condensationswassers im Indicatorcylinder angebrachten Oeffnungen sollen nach rückwärts unter die Tragplatte ausblasen, damit der Experimentator durch das heisse Wasser nicht belästigt und das Papier nicht genässt werde.

Das Einsetzen, beziehungsweise Auswechseln der Indicatorfeder. Um die zu dem beabsichtigten Versuche geeignete Feder in das Instrument einzubringen, muss der Deckel losgeschraubt und sammt Geradeführung, Schreibzeug und Kolben von dem Indicator abgehoben werden; es geschieht dies einfach und leicht mit einer Hand. Bei bereits heissen Instrumenten lässt sich derart jederzeit, ohne erhebliche Wärmeempfindung in den Fingern zu verspüren, der Deckel an seinem geriffelten Rande lösen und direct mittelst eines Tuches der ganze Complex: Geradeführung, Deckel, Kolben und Feder, von dem Instrumente entfernen.

Dieser Vorgang hat den Vortheil, dass gewaltsame Angriffe, wie solche bei Anwendung eines Schlüssels für die Deckelösung leicht eintreten können, vermieden werden.

Wenige Augenblicke der Abkühlung genügen bei den geringen Massen dieser Theile, um an die Auswechslung der Feder zu schreiten. Die Verbindung der Kolbenstange und des Schreibhebels wird gelöst, indem der kleine, der Stütze angehängte Stift herausgezogen wird; sodann wird der Deckel von Feder und Kolben entfernt und erstere durch die zu dem Versuche benöthigte Feder ersetzt.

Bei der Wahl der Feder ist jederzeit der grösste auftretende Druck zu berücksichtigen. Ist dieser, wie beispielsweise bei Explosionsmotoren, bedeutenden Compressionen, Stössen u. dgl., dem Versucher vorher nicht bekannt, so ist es immer empfehlenswerth mit einer steiferen Feder erst zur Kenntniss des grössten Druckes zu gelangen.

Beim Einbringen einer neuen Feder wird gerade der umgekehrte Weg eingeschlagen, wie für die Entnahme beschrieben.

Es ist darauf zu achten, dass die Feder nicht an ihren Windungen, sondern an der Metallverschraubung angefasst und dass, bei dem Einbringen der neuen Feder, dieselbe vollkommen eingeschraubt werde. Ehe der Kolben wieder in den Cylinder eingebracht wird, ist es angezeigt, diesen wie seine Führungstange etwas einzufetten.

In der Regel empfiehlt es sich, für diese Einfettung reines, säurefreies Oel oder Vaseline zu verwenden. Bei Petroleum oder Benzin als motorisches Agens ist indess das Oel zu vermeiden und Schmierseife angezeigt.

Bei der Einsetzung des Kolbens muss darauf geachtet werden, dass der Deckel fest an den Cylinder geschraubt werde. Ist sodann ein fein gespitzter harter Bleistift in das scharfe Gewinde der Oese des Schreibehelms, jedoch ohne Anwendung eines Druckes, eingeschraubt und ist die Länge dieses Bleies entsprechend gewählt, so ist jetzt nur mehr für die Regulirung des Papiercylinders, für das Aufziehen des Papieres und die Bewegungsübertragung vom Kolben der Maschine auf den Papiercylinder zu sorgen.

Die Bedienung des Papiercylinders. Ertheilung der nöthigen Spannung an die Feder dieses Cylinders. Angenommen, die Feder des Papiercylinders liege vollkommen spannungslos in ihrem Gehäuse und es handle sich darum, ihr die für die correcte Rückbewegung des Papiercylinders nöthige Spannung zu geben, so hat man nichts Weiteres zu thun, als den Papiercylinder von seinem Sitze abzuheben, die Mutter zu lüften und den Deckel des Federgehäuses, entgegengesetzt der Bewegung eines Uhrzeigers, so lange zu drehen, bis der Zug an der Schnur die nach Erfahrung des Indicirenden für den beabsichtigten Versuch gewünschte Spannung erreicht; in dieser Stellung wird die Mutter kräftig niedergeschraubt, und so der Deckel auf die Spindel arretirt. Es ist dies eine Arretirung, die sich unter allen Verhältnissen bewährt hat und die, wie es mir angenehm ist zu constatiren, nunmehr auch von solcher Seite angewendet wird, welche erst die Vortheile dieser einfachen Anordnung für schnelllaufende Maschinen bezweifeln zu müssen glaubte. Ehe man den Papiercylinder wieder aufsetzt, gebe man eine leichte Einfettung, sowohl dem inneren Mantel des Cylinders und dem unteren Führungsansatz der Rolle des Papiercylinders, als auch dem Federgehäuse, damit der Papiercylinder wohl gut geführt, doch sehr leicht und möglichst reibungslos über das Federgehäuse gesteckt werden könne. Es ist dies besonders bei Versuchen an schnellgehenden Maschinen wichtig, um bei Abnahme des Cylinders, ohne seine Bewegung abzustellen, häufige Schnurbrüche zu vermeiden. Nach Abschluss der Versuche soll die Feder des Papiercylinders wieder vollkommen entlastet werden.

Das Aufspannen des Papieres auf den Cylinder. Die Indicatorpapiere, als deren zweckmässige Dimensionen ich 9·5 Cm.

Höhe und 17·5 Cm. Breite empfehle, müssen vollkommen glatt und anliegend den Cylinder umspannen.

Das Miniaturformat der Grossby-Indicatoren wird sich wohl kaum auf die Dauer für ernste Studienzwecke behaupten können.

Um das glatte Anliegen des Papierees in einfacher Weise zu erreichen, biege man einen circa 1 Cm. breiten Seitenrand ein, stecke das Papier mit dem Buge ganz wenig in die eine Leiste des Cylinders, lege dasselbe um diesen und bringe den abgebogenen zweiten Seitenrand durch die andere Leiste, so, dass die beiden Höhenränder aus dem schmalen Schlitze zwischen den Leisten vorstehen; hierauf erfasse man mit der einen Hand die beiden vollkommen gleich gehaltenen Ränder, mit der anderen flachen Hand das Papier am Cylinder, und ziehe dieses gleichmässig über den Cylinder, bis es vollkommen der unteren Verstärkungsleiste und faltenlos dem Cylinder anliegt. Man Sorge, dass die eine Papierbiegung scharf in der Leiste liege und biege nun den bisher noch glatten Rand ebenfalls scharf gegen die andere Leiste ab; dadurch erhält das Papier vollkommene Feststellung gegen Verdrehung. Die Verticalverschiebung verhindert die Reibung an dem Cylinder und in den Federleisten.

Die Uebertragung des Kolbenhubes auf den Indicator. Da der Weg, den der Kolben einer zu prüfenden Maschine macht, in der Regel ein wesentlich grösserer ist als die Länge des Diagrammes betragen kann, so muss der Hub in entsprechender Weise verkleinert werden. Es muss dies in vollkommen genauer Weise geschehen, so dass die relativen Wege des Zeichenstiftes auf dem Papier des Papiereylinders eines Indicators ein genaues Bild des Kolbenweges wiedergeben.

Nebst einfachen Uebertragungshebeln sind es vornehmlich die sogenannten Reductions- oder Hubverminderungsapparate, die diesen Zweck erfüllen.

Sie bestehen meistens aus zwei auf ein und derselben Achse angebrachten Rollen, deren grössere von irgend einem mit dem Kolben der Maschine identisch oder doch proportional bewegten Theile, mittelst einer darum gelegten Schnur, bewegt wird, während deren kleinere die Bewegung des Papiereylinders besorgt.

Selbstverständlich müssen die Durchmesser dieser beiden Rollen proportional dem Kolbenwege und der Diagrammlänge

sein. Für eine gegebene grosse Rolle, eine bestimmte Grenze der Diagrammlänge von beispielsweise 90—130 Mm. und einer maximalen Anzahl von Umdrehungen der Rolle, berechnete man unter Rücksichtnahme einer mittleren Schnurdicke eine Serie von kleinen Rollen, die zwischen bestimmten Hubgrenzen richtig reduciren und sich gegenseitig beliebig ersetzen lassen. Die Spindel wurde schraubenförmig hergestellt, um sowohl die auf- als auch die ablaufende Schnur stets in gleicher Ebene zu erhalten. An der grossen Rolle wurde eine lange, kräftige Spiralfeder angebracht, welche die darum liegende Schnur stets gespannt erhält.

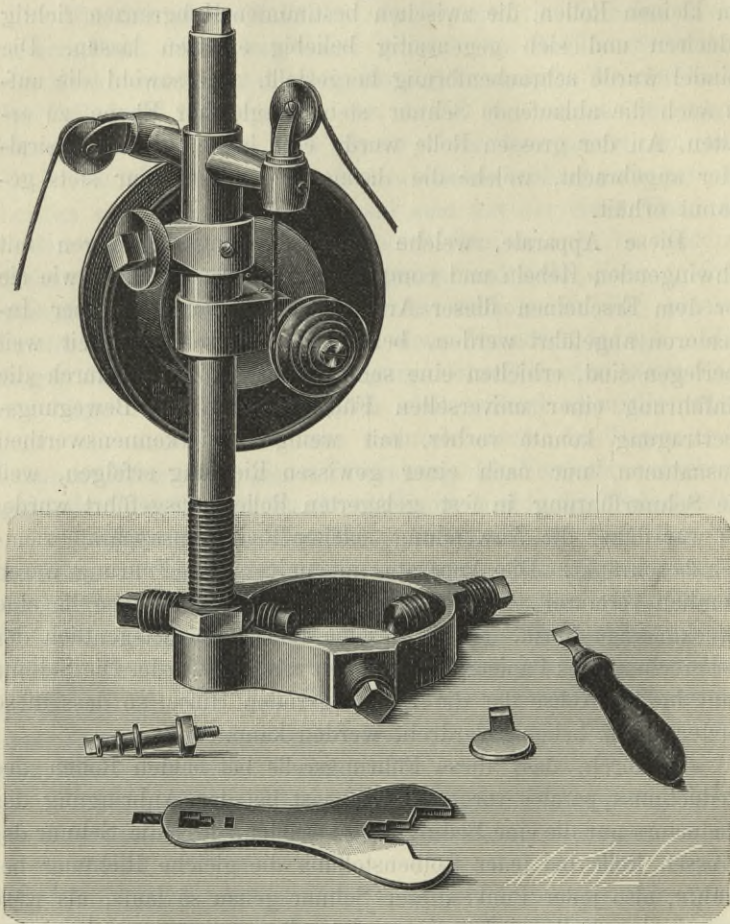
Diese Apparate, welche den Bewegungsableitungen mit schwingenden Hebeln und complicirten Differentialrollen, wie sie vor dem Erscheinen dieser Arbeit von Schriftstellern über Indicatoron angeführt werden, bei mässiger Geschwindigkeit weit überlegen sind, erhielten eine sehr praktische Zugabe durch die Einführung einer universellen Führungsrolle. Die Bewegungsübertragung konnte vorher, mit wenigen anerkannterthen Ausnahmen, nur nach einer gewissen Richtung erfolgen, weil die Schnurführung in fest gelagerten Rollen ausgeführt wurde. Es war daher die Anwendung solcher Reductionsapparate ziemlich beschränkt. Die Apparate mit universeller Führung waren ziemlich vereinzelt. Ingenieur Stanek gab der Führungsrolle eine zweckmässige Form. Es ist dieselbe Rolle, die gelegentlich der Besprechung des Papiercylinders oben erwähnt wurde. Die Schnur läuft in der Achse der die Rolle lagernden Hülse, so dass diese letztere ganz beliebig verdreht werden kann.

Dadurch, dass diese Führungsrolle bei beiden Rollen des Reductionsapparates vorgesehen ist, ist bei der Anbringung des Reductors nur die eine Bedingung zu erfüllen, dass die Schnur der grossen Rolle bei jeder Kolbenstellung die gleiche Richtung bewahre, also jeder Punkt dieser Schnur genau so laufe, als wäre er mit dem Kolben oder einem demselben proportional bewegten Theile starr verbunden. Dies ist die einzige, jederzeit leicht einzuhaltende Bedingung.

Ich habe an allen Arten von Maschinen und Pumpen, an Locomotiven und anderen Motoren jederzeit, ohne den geringsten Zeitverlust, eine correcte Bewegungsübertragung mit diesem

Apparate erzielt. Selbst bei hohen Geschwindigkeiten leistet dieser Reduktionsapparat sehr gute Dienste, nur ist es dann nöthig, in das Federgehäuse des Apparates eine stärkere Feder einzulegen,

Fig. 10.



Hubverminderungsapparat sammt Zubehör.

die wieder entsprechend stärkere Schnüre bedingt. Bei ausserordentlich hohen Geschwindigkeiten halte ich die Benützung einer einfachen, leichten, genügend steifen Hebelübertragung für empfehlenswerther.

Nachdem dieser Reductionsapparat im Laufe der letzten Jahre ziemlich bekannt geworden ist und zu seinem Verständnisse das Gesagte genügt, verzichte ich auf dessen eingehende Beschreibung und verweise auf vorstehende Abbildung (Fig. 10). E. Kraft & Sohn haben die Ausführung dieses Apparates übernommen.

Ich habe nach der Originalzeichnung Stanek's seinen Reductionsapparat nachgerechnet und fand, dass derselbe insoferne nicht vollkommen allen Bedingungen entspricht, als es nicht möglich ist, mit den angegebenen Rollendimensionen auf normale Diagrammlänge alle nöthigen Reductionen zu erreichen.

Um ein möglichst handliches Instrument zu erhalten, welches einen grossen Spielraum in der Hubreduction besitzt, habe ich für meinen Gebrauch die Rollen folgendermassen dimensionirt:

Die grosse Rolle erhielt 120 Mm. Durchmesser und die Diagrammgrenzen wurden festgesetzt mit $\lambda = 90$ Mm. und $\lambda_1 = 130$ Mm. Länge.

Bezeichnet S den Kolbenhub in Meter der zu untersuchenden Maschine, welcher auf $\lambda = 130$ Mm., S_1 desgleichen den Kolbenhub, der auf die Diagrammlänge $\lambda_1 = 90$ Mm. verringert werden soll, n die Anzahl der Drehungen (Windungen); D den wirksamen Durchmesser der grossen Rolle, d, d_1, d_2 etc. desgleichen für die kleinen Rollen, so besteht die Relation:

$$\frac{S_1}{S} = \frac{90}{130} = \frac{d}{d_1} = \frac{d_1}{d_2} \text{ und } Sd = 130 D; S_1 d = 90 D.$$

Daraus berechnet sich folgende Tabelle, welche alle Reductionen von 4 M. bis 0.3 M. Hub mit sieben kleinen Rollen ermöglicht:

Post	Durchmesser der kleinen Rolle d Mm.	Hub S M. für $\lambda = 130$ Mm.	Windungs- zahl n	Hub S_1 M. für $\lambda = 90$ Mm.
1	4.0	4.0	10.3	2.70
2	5.77	2.77	7.13	1.87
3	8.33	1.92	4.93	1.29
4	12.04	1.33	3.41	0.90
5	17.39	0.92	2.36	0.62
6	25.12	0.65	1.63	0.43
7	36.28	0.45	1.13	0.295

Es genügt in der Regel vollkommen, Hübe von 3·9 M. und 0·3 M. als äusserte Grenzen für diese Diagrammlängen festzusetzen, zumal, wenn dadurch der Apparat sehr handlich und leicht werden kann.

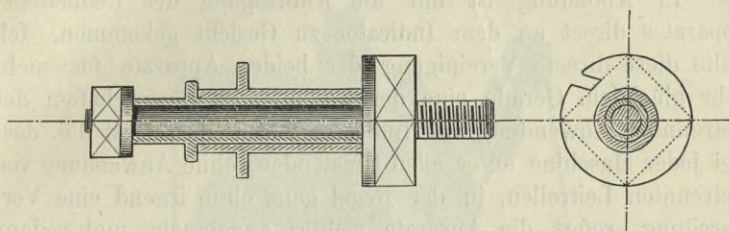
Selbstredend muss bei der Wahl der Reductionsrolle die Dicke der Schnur in Berücksichtigung gezogen werden; es sind aber auch, praktisch gesprochen, die angegebenen Grenzwerte, die keinen Bezug auf die Schnurdicke nehmen, nur Anhaltspunkte für den Experimentator, und thut er jederzeit gut, etwas kleinere Diagrammlängen anzustreben.

Es gelingt nicht immer, für das Einhängen der Schnur der grossen Rolle einen passenden Angriffspunkt, wie beispielsweise einen Keil oder eine Schraube am Kreuzkopfe der Maschine, zu finden. Dann kann mit Vortheil ein zweitheiliger oder ein mittelst eines Charniers zu öffnender Ring durch Stellschrauben an die Kolben- oder Pumpenstange festgestellt werden. In diesen Ring wird die Schnur direct oder an eine in denselben geschraubte Stange mittelst eines Hakens eingehängt.

Für den Ingenieur ist es angenehm, zumal, wenn er an den verschiedensten Orten Indicirungen vorzunehmen hat, wenn das todtte Gewicht der Apparate thunlichst verringert wird. Ich habe daher an Stelle der bei Stanek angegebenen und heute noch üblichen einzelnen kleinen Einzelrollen, bei meinen Instrumenten im Jahre 1880 die ganzen Rollsätze aus praktischen Gründen auf deren nur zwei vermindert und, wie dies aus den umstehenden Skizzen (Fig. 11 und 12) zu ersehen ist, die Verminderung der Durchmesser nur durch ganz leichte Ringe erreicht, die blos auf ihre Grundrolle gesteckt werden und mittelst eines Schraubchens vor dem Herabfallen geschützt sind, so dass alle Ringe eines Satzes auf der zugehörigen Grundrolle aufgesteckt werden können und jeder kleinere den grösseren Ring führt. Dass die Ringe lose sind, ist gegenstandslos. Das Schnurende wird in einen Ausschnitt der fixen Grundrollenscheibe eingelegt. Durch diese Anordnung wurde es möglich die losen, leicht dem Verluste ausgesetzten Theile auf ein Minimum zu beschränken und Indicator und Reductor mit allem Zubehör in ein ganz kleines, relativ leichtes Kistchen unterzubringen.

Es kann nicht verwundern, dass, wie in allen Zweigen der Industrie, auch einzelne Indicator-Fabrikanten zahlreiche Patent-constructionen zur Anempfehlung brachten und bringen.

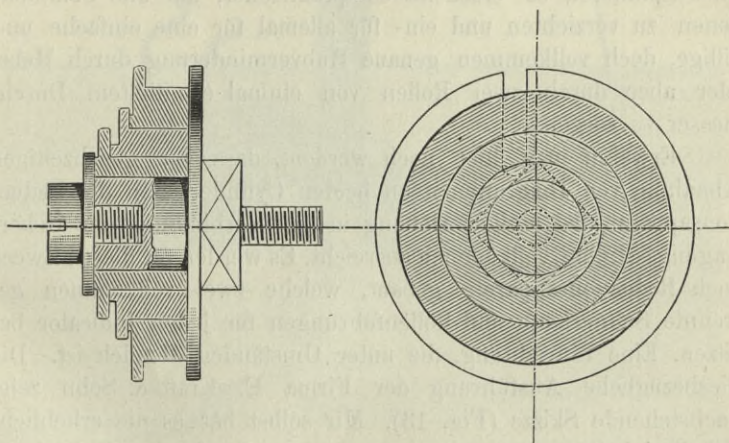
Fig. 11.



Rollensatz zur Hubverminderung von grossen Kolbenhüben.

Es liegt gewiss nicht in der Absicht dieser ganz objectiven Studie gegen die Berechtigung dieses Vorgehens im Allgemeinen etwas einzuwenden, wenn es sich thatsächlich um Verbesserungen

Fig. 12.



Rollensatz zur Hubverminderung kleiner und mittlerer Kolbenhübe.

ernster Art handelt; zuweilen ist leider wohl nur das Streben zu erkennen, durch kleine Veränderungen oder Combination bekannter Dinge eine bisher noch nicht oder aber anders angewendete Zusammenstellung unter der Flagge des geistigen Eigenthumes in die Oeffentlichkeit zu setzen. Der praktische Ingenieur

wird sich leicht ein richtiges Urtheil über solche Patent-Constructions schaffen, auch erscheint er berufen seinen Bekanntenkreisen bei etwaigem Zweifel mit Rath an die Hand zu gehen, wie es seiner Erfahrung entspricht.

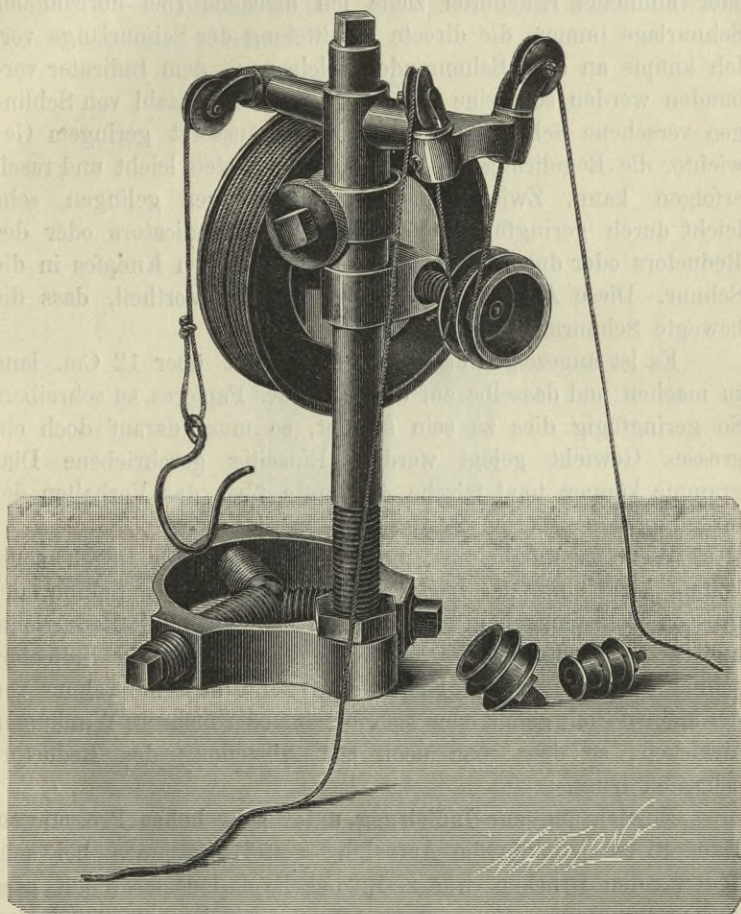
In Abbildung ist mir die Anbringung des Reductionsapparates direct an dem Indicator zu Gesicht gekommen. Ich halte diese directe Vereinigung der beiden Apparate für nicht sehr glücklich. Gerade eine der wesentlichen Eigenschaften der getrennten Anwendung von Indicator und Reductor ist die, dass bei jeder Maschine unter allen Umständen, ohne Anwendung von getrennten Leitrollen, in der Regel ganz ohne irgend eine Vorbereitung, sofort die Apparate richtig angebracht und sodann indicirt werden kann. Durch die Combination der beiden Apparate wird diese gute Eigenschaft ganz eingeschränkt und gehen in der Regel demnach auch die Vortheile dieser Apparate verloren. Handelt es sich um die Anbringung bei einer einzigen bestimmten Maschine, wie beispielsweise für die Betriebsmaschine einer Spinnerei, so erscheint es praktischer, auf alle Combinationen zu verzichten und ein- für allemal für eine einfache und billige, doch vollkommen genaue Hubverminderung durch Hebel oder aber durch zwei Rollen von einmal ermitteltem Durchmesser zu sorgen.

Erwähnt mag hier noch werden, dass zur gleichzeitigen Abnahme von Diagrammen an beiden Cylinderseiten der Reductionsapparat, bei einiger Uebung in der Verbindung der Uebertragungsschnüre, vollkommen ausreicht. Es werden für diesen Zweck auch Reductionsapparate gebaut, welche zwei vollkommen getrennte Schnurläufe und Rollenführungen für jeden Indicator besitzen. Eine Einrichtung, die unter Umständen dienlich ist. Die diesbezügliche Ausführung der Firma E. Kraft & Sohn zeigt nachstehende Skizze (Fig. 13), Mir selbst hat es nie erhebliche Schwierigkeit bereitet, mit einem einzigen Laufe ohne Verziehung der Schnur zwei Indicatoren richtig zu bedienen.

Schnüre und Verbindung derselben. Es ist von grosser Wichtigkeit, dass die zur Bewegungsübertragung verwendeten Schnüre von besonders guter Qualität seien. Die kräftige, um die grosse Rolle des Reductionsapparates geschlungene Schnur gehört zu dem Apparate; sie wird nur im Falle eines Bruches durch

eine neue ersetzt. Die schwächere Schnur, welche um die kleine Reductionsrolle zu legen und mit der eigentlichen Indicatorschnur, die wieder zu diesem Instrument gehört, zu verbinden

Fig. 13.



Hubverminderungs-Apparat für zwei Indicatoren.

ist, hat nahezu bei jeder Indicirung eine andere Länge zu erhalten, sie muss daher sehr häufig ersetzt werden. Alle Schnüre müssen vor ihrer Verwendung derart gestreckt werden, dass sie während der Versuche durchaus keine Verlängerung erfahren.

Geflochtene, nicht gedrehte Schnüre empfehlen sich besonders; gedrehte Schnüre verdrehen sich bei wechselnden Zugkräften.

Bei Anwendung der bekannten kleinen Platte mit drei oder vier Löchern zur Verkürzung und zur Verlängerung der Schnur oder ähnlicher Hilfsmittel ziehe ich meistens (bei horizontaler Schnurlage immer) die directe Ermittlung der Schnurlänge vor. Ich knüpfe an dem Schnurende, welches mit dem Indicator verbunden werden soll, eine mit einer grösseren Anzahl von Schlingen versehene Schnur an, so dass, bei äusserst geringem Gewichte, die Regulirung der Diagrammlänge stets leicht und rasch erfolgen kann. Zwischenliegende Regulirungen gelingen sehr leicht durch geringfügige Verdrehung des Indicators oder des Reductors oder durch Anbringen eines einfachen Knöpfes in die Schnur. Diese Art des Vorgehens hat den Vortheil, dass die bewegte Schnurmasse ungemein klein ist.

Es ist angezeigt, das Diagramm nicht über 12 Cm. lang zu machen und dasselbe auf die Mitte des Papieres zu schreiben. So geringfügig dies zu sein scheint, so muss darauf doch ein grosses Gewicht gelegt werden. Einseitig geschriebene Diagramme können total falsche Auskünfte über das Verhalten der Maschine geben. (Fig. 27.)

Wenn es möglich ist, und das ist es in der Regel, sollte behufs Abstellung der Indicatorbewegung nur die Schnur der grossen Rolle ausgehängt werden, so dass auch der Reductionsapparat ausser Function gelangt. Die Aushängung der Indicatorschnur (der kleinen Rolle) birgt die Gefahr, dass die Schnur von der kleinen Rolle abfällt oder sich um eine oder mehrere Windungen abwickelt, so dass man doch zur Abstellung des Reductors schreiten muss.

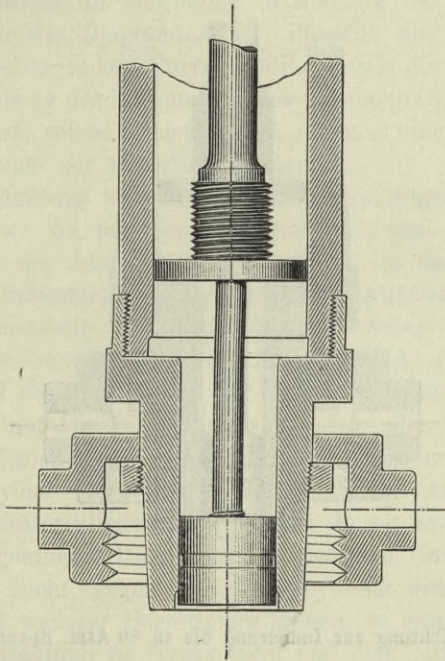
Einrichtung zur Indicirung unter sehr hohen Pressungen. Handelt es sich um die Aufnahme von Diagrammen bei sehr bedeutenden Drücken, wie z. B. bei Explosionsmaschinen oder Bergwerkspumpen, Pressen etc., so reicht die stärkste Feder, welche als Grenzbelastung 15 Atmosphären zulässt, nicht mehr in dem gewöhnlichen Indicator aus.

Um dennoch Drücke bis nahezu 100 Atmosphären mit einer gewöhnlichen Indicatorfeder mittelst des beschriebenen Indicators untersuchen zu können, versieht Kraft, über Anregung Professor

Riedler's, das Fusstück des Indicators mit einem entsprechenden, einfach eingesteckten Einsatz, in welchem ein kleinerer Kolben spielt, oder benützt direct die Bohrung des Fusstückes als Indicatoreylinder.

Die gewöhnliche Kolbenstange wird dann durch eine entsprechend längere ersetzt.

Fig. 14.



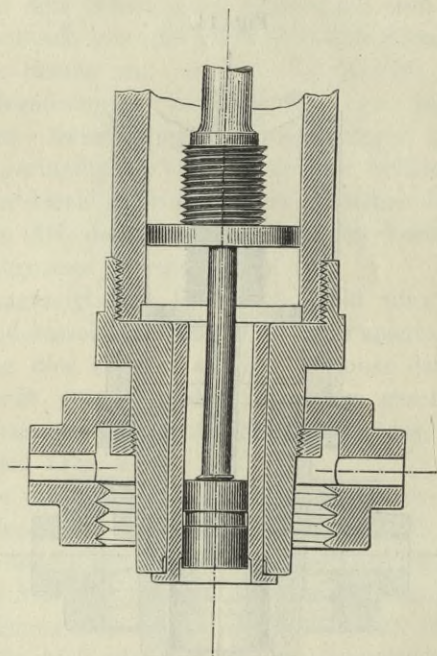
Einrichtung zur Indicirung bis zu 41 Atm. Spannung.

Die Einrichtung meines Instrumentes in dieser Richtung veranschaulichen nebenhin gehende Abbildungen Fig. 14 und 15. Es besitzt das Fusstück des Indicators 12·6 Mm. und das vordere Einsatzrohr, welches in das Fusstück passt, 8·2 Mm. Bohrung. Der Druck auf die Feder wird, um eine und dieselbe Federbeanspruchung, also Federeinsenkung, herbeizuführen, wenn er einmal auf die Indicatorkolbenfläche und ein anderes Mal auf den Kolben des Fusstückes, beziehungsweise auf jenen des kleineren

Einsatzes wirkt, umgekehrt proportional den Kolbenflächen oder den Quadraten des Kolbendurchmessers werden müssen.

Meine Instrumente gestatten beispielsweise folgende zulässige Grenzdrücke in Atmosphären auf die drei verschiedenen Kolben:

Fig. 15.



Einrichtung zur Indicirung bis zu 89 Atm. Spannung.

	Fig. 14.	Fig. 15.
Indicator Kolben	1. Kolben	Einsatzkolben
20 Mm.	12·6 Mm. Durchm.	8·17 Mm. Durchm.
Feder I — 1—2 Atm.	5·54 Atm.	11·95 Atm.
„ II — 1—4 „	13·05 „	29·86 „
„ III — 1—8 „	22·16 „	47·78 „
„ IV — 1-15 „	41·25 „	89·60 „

Es können also Drücke bis nahezu 90 Atmosphären gemessen werden. Für höhere Spannungen müsste ein noch kleinerer Einsatz gewählt werden.

Die Abnahme des Diagrammes. Ist der Indicator in richtiger Weise angebracht und die sehr wichtige Uebertragung und Reduction des Kolbenhubes auf die Bewegung des Papiercylinders correct durchgeführt, so kann nun, nachdem das Instrument sorgfältig geölt, etwas eingelaufen, auf normale Temperatur gekommen ist und etwaiges Condensationswasser abgeleitet wurde, ein Diagramm abgenommen werden.

Wie wichtig die sorgfältige Behandlung des Indicators vor der Abnahme des Diagrammes ist, illustriert ein folgendes Diagramm in seiner linken Curve, welche durch die zackige, harte Linie die Reibung des Indickorkolbens in seinem Cylinder deutlich erkennen lässt; solche Linien dürfen niemals einer Beurtheilung des Diagrammes zur Grundlage dienen.

Das Diagramm wird nun folgenderweise abgenommen: Vorerst muss der Wechsel derart gestellt sein, dass der Indicatorcylinder mit der Atmosphäre communicirt, so dass unter dem Kolben des Indicators nur der Druck der Atmosphäre herrscht. Diese Kolbenstellung wird durch das Schreibzeug in Form einer geraden Linie verzeichnet; diese Linie wird Atmosphärlinie genannt, und bildet, wie dies im Folgenden erläutert wird, die Basis für alle mit dem Diagramme vorzunehmenden Berechnungen.

Hierauf wird der Wechsel so gestellt, dass er den zu untersuchenden Cylinder, erst mit dem Freien, zum Abblasen, dann mit dem Indicatorcylinder verbindet; in dieser letzteren Stellung wird das eigentliche Diagramm abgenommen, indem man das Schreibzeug leicht gegen den Papiercylinder drückt. Soll das Diagramm zu weiterer Berechnung dienen, so empfiehlt es sich, nur einen Doppelhub zu verzeichnen, und dies, um gute Mittelwerthe zu erhalten, einigemale zu wiederholen; handelt es sich hingegen um specielle Untersuchungen, wie Anlauf, Abstellung, plötzliche Leistungsänderungen, Regulirungen etc., dann schreibe man eine Serie von Diagrammen auf dasselbe Blatt.

Bei einiger Uebung wird man meistens leicht im Stande sein, das Auswechseln des Papieres ohne Abstellung der Bewegung des Indicators vorzunehmen, und dies selbst bei ziemlich hoher Geschwindigkeit.

Bequemer und empfehlenswerther, auch die Instrumente schonender, ist das jedesmalige Abstellen des Indicators, so

dass der Papiereylinder vollkommen zur Ruhe kommt. Es muss dann darauf Rücksicht genommen werden, dass die Indicator-schnur nicht völlig ihre Spannung verliere.

Für die Untersuchung mit dem Indicator empfiehlt es sich jederzeit, eine grössere Anzahl von Diagrammen, womöglich unter allen möglichen Verhältnissen, abzunehmen, um für das nachträgliche Studium ein reiches, von Zufälligkeiten gesäubertes Material zu besitzen.

Die Diagramme müssen die wichtigsten Angaben, welche auf ihren Charakter von Einfluss sind und zur Berechnung be- nöthigt werden, enthalten.

Diese sind: Datum, Ort und Dimensionen der untersuchten Maschine, Masstab der verwendeten Indicatorfeder, der Quer- schnitte der Ein- und Ausströmungen, Zu- und Ableitungen und, bei Dampfmotoren, auch die wesentlichsten Anmerkungen über die Art der Maschine, ihrer Steuerung und Regulirung, sowie über Grösse des schädlichen Raumes etc.; die wirksamen und disponiblen Drücke, Füllungen, Tourenzahlen, eventuell das herrschende Vacuum.

Das Indicatordiagramm.

Das Indicator diagramm.

Gewöhnlich unterscheidet man, je nachdem die Bewegung des Papiercylinders, sei es von der Kolbenstange, sei es von einem damit proportional bewegten Theile der Maschine oder aber von der Schieberstange, abgeleitet wird, während der Indicator kolben unter demselben Drucke als der Kolben der Maschine steht, Kolben- und Schieberdiagramme.

Bei Ventildampfmaschinen oder Ventulpumpen kommt noch eine weitere Diagrammart in Betracht, bei welcher die Ventil-erhebungen mit dem Kolbenwege in Relation gesetzt werden.

Weiters begegnet man den sogenannten combinirten Diagrammen, die die Kolbenwege als Abscisse und die Schieberwege als Ordinaten angeben. Solche Diagramme dienen nur ganz speciellen Steuerungsstudien, sie erfordern aber meistens ziemlich umständliche Vorbereitungen zu ihrer Abnahme.

Unter Umständen ist es sehr instructiv, auch an der Rohrleitung, sei es nun jene einer Hauptdampfleitung bei Dampfmaschinen oder der Leitungen bei Pumpen- oder Gebläse-Anlagen, sowie auch an Schieber- oder Ventilkasten Diagramme abzunehmen, weil aus diesen Versuchen sehr wichtige Schlüsse für die richtige Dimensionirung der Querschnitte und der Volumen der gewählten Constructionen, mit Bezug auf bestehende Geschwindigkeitsverhältnisse, abgeleitet werden können.

Von englischer Seite wurden neuerlich Zeit-Diagramme (time base diagrams) angeregt, bei welchen die horizontalen Wege vollkommen proportional der Zeit sind. Solche Diagramme würden erhalten, wenn der Weg des Kurbelzapfens statt jener des Kreuzkopfes die Grundlage des Diagrammes bildete. Ich halte die Variante von Diagrammen für sehr interessant, aber nicht sehr wichtig, weil sie für die Leistungsberechnung erst umgezeichnet werden müssten und weil für das Studium in der Nähe der todten Maschinenpunkte — wofür sie besonders geeignet

sein sollen und empfohlen werden — einfachere und bequemere Mittel existiren; so lässt sich beispielsweise bei Compoundmaschinen der um 90 Grade an der Kurbel versetzte Hub des Niederdruckcylinders durch Bewegungsableitung vom Handdruckkolben mit den grösstmöglichen Wegen in seiner Todpunktlage indiciren etc.; auch bedingt die Entnahme solcher Diagramme umständliche und kostspielige Einrichtung und Vorbereitung.

Die weitaus grösste Wichtigkeit und allgemeinste Anwendung besitzen die Kolbendiagramme; sie geben über nahezu alle Verhältnisse in der Maschine vollkommen verlässliche Aufschlüsse. Die Schieber- und Ventilerhebungsdiagramme präcisiren die Functionirung der Steuerungsorgane; sie haben daher manchmal für die specielle Untersuchung der Schieberstellung und des Ventilspiels Werth behufs Regulirung der Steuerung.

Alle diese, sowie zahlreiche ähnliche Verwendungen gestalten den Indicator zu dem wichtigsten Instrumente für physiologische Untersuchungen der Dampf-, Wasserdruck-, Gas-, Luft-, Petroleum- etc. Motoren und Pumpen, die mit Kolben arbeiten. Die Aufgabe des Ingenieurs ist es, das aufgenommene Diagramm zu analysiren und aus dem Verlaufe der Linien desselben seine fachlichen Schlüsse zu ziehen.

Es ist leider eine traurige Thatsache, dass in sehr vielen Fällen, wo überhaupt Diagramme aufgenommen werden, was auch heute noch viel weniger geschieht, als es der Wichtigkeit der Sache entspricht, es bei der Abnahme derselben sein Bewenden hat; in Ausnahmefällen werden einige Diagramme einer Serie einer Berechnung der Leistung unterzogen, in sehr seltenen Fällen nur erfolgt eine eingehende fachliche, unter Umständen allerdings sehr schwierige Analyse der Diagramme.

In dem Nachfolgenden soll an Kolbendiagrammen, soweit es in den Rahmen dieser Schrift passt, die Behandlung und Berechnungsweise für Dampfmaschinen des Näheren beleuchtet werden.

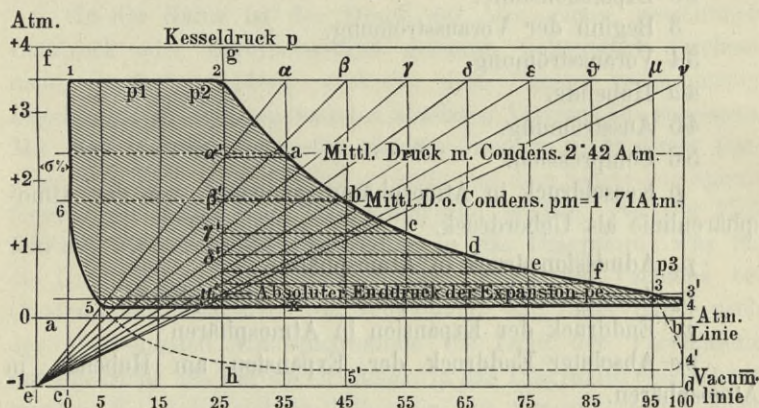
Sämmtliche hier folgenden Diagrammabbildungen mit Ausnahme der ersten schematischen Darstellung sind nach Originalaufnahmen hergestellt und wurden absichtlich auch Figuren sehr schlechter Diagramme zur Anschauung gebracht, nachdem gerade diese äusserst lehrreich sind und Anlass zu wichtigen Bemerkungen geben.

Das Kolbendiagramm der Dampfmaschine mit einem Cylinder.

Das Kolbendiagramm gibt die Drücke und deren Veränderung an, welche während eines Doppelhubes des Kolbens, auf der einen Kolbenseite auftreten.

Nachdem die Drücke und die Gegendrücke auf beiden Kolbenseiten unter normalen Verhältnissen ziemlich gleichwerthig sind, ist es meistens gestattet, die von dem Diagramme eingeschlossene Fläche direct proportional der auf den Kolben während

Fig. 16.



Schema eines Dampfdiagrammes.

eines Hubes übertragenen Arbeit anzunehmen und nicht erst, wie dies streng genommen geschehen müsste, die activen Drücke vor dem Kolben mit den gleichzeitig herrschenden passiven Drücken hinter dem Kolben zu combiniren, wie dies vorher bereits erwähnt wurde und hier in der Folge an einem Beispiele gezeigt werden soll.

Mit Bezug auf obenstehende schematische Skizze (Fig. 16) und auf die Beispiele einer gewöhnlichen Maschine mit Condensation (Fig. 17) und einer solchen Maschine ohne Condensation (Hochdruckmaschine Fig. 18) sollen nebenstehend die wesentlichen Momente des Diagrammes besprochen werden.

In Diagramm Fig. 16 bezeichnet;

ab Die Atmosphärenlinie und Diagrammlänge.

cd Die Vacuumlinie.

ef Die Linie des schädlichen Raumes.

ce Die Grösse des schädlichen Raumes.

fg Die Linie des Kesseldruckes.

c1 Hubbeginn.

61 Voreinströmung.

12 Füllung.

2 Beginn der Expansion.

23 Expansionslinie.

3 Beginn der Vorausströmung.

34 Vorausströmung.

4*d* Hubende.

45 Ausströmung.

56 Compression.

p Kesseldruck in Atmosphären gemessen, von der Atmosphärenlinie als Ueberdruck.

*p*₁ Admissionsdruck in Atmosphären.

*p*₂ Anfangsdruck der Expansion in Atmosphären.

*p*₃ Enddruck der Expansion in Atmosphären.

pe Absoluter Enddruck der Expansion am Hubende in Atmosphären.

pm Mittlerer wirksamer Druck in Atmosphären.

Das vollgezogene Diagramm gilt für eine Maschine ohne, das punktiert eingezeichnete Diagramm für eine Maschine mit Condensation.

Die von dem ersteren Diagramme eingeschlossene Fläche wurde schraffirt und stellt die während des Hubes geleistete Arbeit dar.

Der Indicator schreibt in dieser Figur nur die Atmosphärenlinie *ab* und das Diagramm den Linienzug 1, 2, 3 bis 6 selbstthätig, alle anderen Linien werden nachträglich eingezeichnet. Zu diesen einzelnen Linien und Punkten des Diagrammes ist das Folgende zu bemerken.

Allgemeine Bezeichnungen:

ab die Atmosphärenlinie. Dieselbe wird von dem Indicator geschrieben, wenn unter dem Kolben des Instrumentes der Druck der äusseren Atmosphäre lastet, also die Feder ohne Spannung ist; es wird dies durch die Stellung des Indicatorhahnes erreicht, welche den Indicatorcylinder mit der äusseren Atmosphäre in Verbindung setzt, während gleichzeitig die Verbindung mit dem Cylinder der zu prüfenden Maschine abgeschlossen ist.

Die Lage dieser Linie für eine bestimmte Feder ist für alle Veränderungen des Luftdruckes eine absolut festliegende.

In der Natur ist der Druck der Atmosphäre, gewöhnlich Luftdruck oder Barometerstand genannt, bekanntlich durchaus nicht constant, sondern wird von dem Punkte vollkommener Drucklosigkeit, dem sogenannten absoluten Vacuum aus gemessen. Mit dem Indicator kann das absolute Vacuum nicht direct festgestellt werden, seine Wirkung beruht auf dem Spiele von Spiralfedern, die unabhängig vom Luftdrucke wirken. Bei der Einführung der Atmosphärenspannung in das Diagramm, was für die Untersuchung der Expansionslinie, sowie des Vacuums bei Condensationsmaschinen von Wichtigkeit ist, muss daher nach der feststehenden Atmosphärenlinie die Lage der Vacuumlinie mit Rücksicht des Barometerstandes in das Diagramm eingetragen werden. Es ist die richtige Höhenlage der Atmosphärenlinie über der Vacuumlinie im Diagramm sehr wichtig, und hat man wohl darauf zu achten, dass sie erst nach guter Anwärmung des Indicators geschrieben werde, und etwa unter dem Indicatorkolben durch restlichen oder durch Undichtheit eingedrungenen Dampf entstandene Drücke ausgeschlossen werden. Ebenso muss dafür gesorgt werden, dass der Bleistift nur eine einzige reine Linie schreibe und nicht etwa beim Hubwechsel sich drehend, Linien in verschiedenener Höhenlage zeichne.

cd die Vacuumlinie. Diese Linie würde der Indicator schreiben, wenn unter dem Kolben absolutes Vacuum bestünde. Nur der Druck der Atmosphäre, welche über dem Kolben liegt, dehnt die Feder aus. Der Abstand dieser Linie von der Atmosphärenlinie, der sie vollkommen parallel verläuft, ist das Mass

des Druckes der Atmosphäre zur Zeit der Beobachtung. Nachdem der Barometerstand an verschiedenen Orten und zu verschiedenen Zeiten ein anderer ist, so wird auch bei ein und derselben Feder die Lage dieser „das theoretische oder absolute Vacuum“ darstellenden Linie sich ändern.*)

ef. Die Linie des schädlichen Raumes. Wird der schädliche Raum, das ist das Volumen sämtlicher mit Dampf erfüllter Räume, welche zwischen dem Kolben, in seinem todten Punkte, und den Abschlussorganen des Cylinders gelegen sind, auf den Durchmesser des untersuchten Cylinders reducirt, so ergibt sich im Längenmasstabe des Diagrammes, in der Entfernung σ von der Anfangslinie des Diagrammes c 1, die Linie des schädlichen Raumes *ef*. σ wird in Procenten des Hubes ausgedrückt und in diesem Verhältnisse eingezeichnet.

*) Für einen Barometerstand von 76 Centimeter Quecksilbersäule.

76 Cm.	=	28·075	Pariser Zoll
	=	29·058	preuss. „
	=	29·92	engl. „

beträgt der Druck der Atmosphäre:

in preuss. Quadratzoll und Pfunden	=	14·137,
„ engl. „ „ „	=	14·696,
„ Quadratcentim. und Kilogr.	=	1·033.

Aendert sich der Barometerstand, so ist, wenigstens für genaue Untersuchungen, die Correction des Vacuums nöthig.

Für das Mass des Vacuums gilt stets die effective Atmosphäre, während für den Ueberdruck die neue Atmosphäre, das ist ein Kilogramm auf den Quadratcentimeter, angenommen wird.

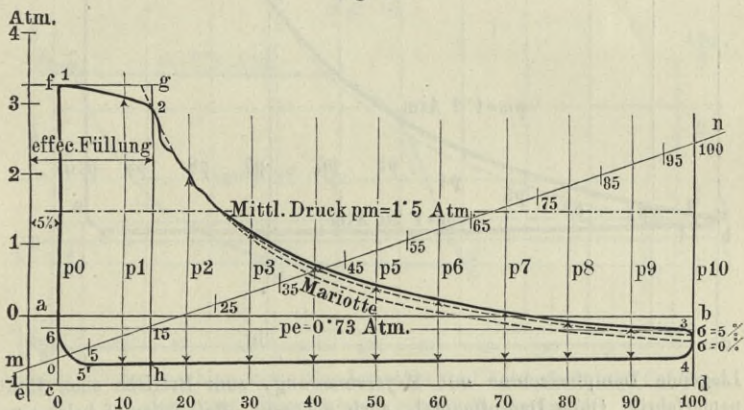
1 neue Atmosphäre	=	0·968	alte Atmosphären,
	=	14·223	engl. Pfunde pro Quadratzoll.
	=	13·68	preuss. „ „ „

Beispiel. Das Originaldiagramm Fig. 17 wurde bei einem Barometerstand von 74 Cm. abgenommen. Die Indicatorfeder ergab, bei der Belastung von einer neuen Atmosphäre, eine Einsenkung von 16 Mm. auf dem Papiere; dies entspricht $16 \cdot 1 \cdot 033 = 16 \cdot 53$ Mm. Ordinate für die effective Atmosphäre, bei 76 Cm. Barometerstand. Bei einem Barometerstand von 74 Cm. reducirt sich die Ordinate somit auf $16 \cdot 53 \frac{74}{76} = 16 \cdot 09$ Mm.

In nahezu allen praktischen Fällen werden die Differenzen ungemein klein und können meistens vernachlässigt werden, wenn man berücksichtigt, dass in der Regel der Barometerstand etwas geringer als 76 Cm. und die alte Atmosphäre stets grösser ist als die neue; es tritt da von selbst eine Compensation ein, wenn auch für das theoretische Vacuum die neue Atmosphäre zu Grunde gelegt wird.

c. e. Grösse des schädlichen Raumes. Besitzt die zu untersuchende Maschine einen Kolbendurchmesser d , einen Kolbenstangendurchmesser δ , einen Kolbenhub s , im beliebigen Masstabe gemessen, so beträgt die wirksame Kolbenfläche $f = \frac{\pi}{4} (d^2 - \delta^2)$ Quadrateinheiten und das Cylindervolumen $V = f s$ Cubikeinheiten. Würde der Gesamthalt des schädlichen Raumes einer Kolbenseite v Einheiten enthalten, so ist das Procentverhältniss des schädlichen Raumes zum Cylindervolumen ausgedrückt durch die Bezeichnung $\sigma\% = \frac{100 v}{V} = \frac{100 v}{f s}$. Für das Studium des Diagrammes,

Fig. 17.

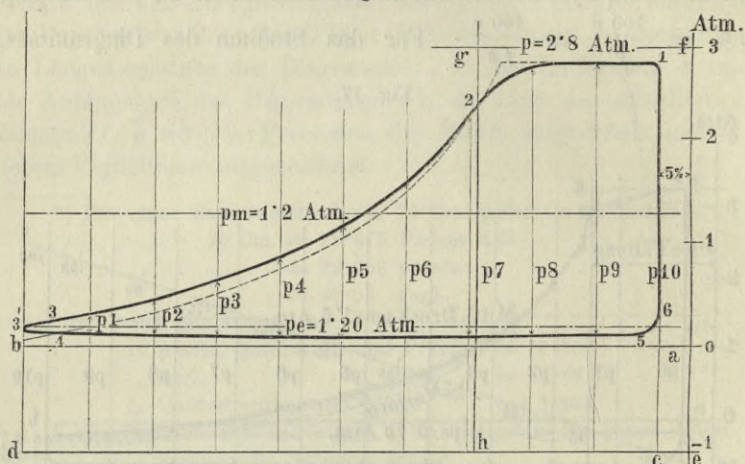


Zwilling's-Condensationsmaschine mit Corlisssteuerung zum Betriebe einer Spinnerei. Aufstellung liegend. Mantel und beide Cylinderdeckel mit Kessel-dampf geheizt. Dampfkolben und Schieber sind undicht.

Cylinderdurchmesser	$d = 0.749 \text{ M.}$
Kolbenhub	$s = 1.524 \text{ ,,}$
Normale Tourenzahl	$n = 38$
Kesseldruck	$p = 3.3 \text{ Atm.}$
Vacuum im Condensator (Quecksilbersäule)	$v = 0.735 \text{ M.}$
Mittlerer wirksamer Dampfdruck	$p_m = 1.50 \text{ Atm.}$
Absolute Endspannung der Expansion	$p_e = 0.73 \text{ ,,}$
Dampfmenge pro Stunde und Pferdekraft	$D = 7.9 \text{ Kg.}$
Desgl. bezüglich des schädlichen Raumes von 5 Procent corrigirt	$D_1 = 7.9 \text{ Kilo.}$
Grösse des schädlichen Raumes	$\sigma = 5 \text{ Proc.}$
Leistung in indirecten Pferdekraften	$N_i = 174.9.$

in welchem die Diagrammlänge ab den Kolbenhub s angibt, wird der schädliche Raum durch die Strecke ce dargestellt und in Procenten dieser Länge ausgedrückt. Es muss daher im Diagramme der schädliche Raum — die Strecke ce — der vom Masstabe unabhängigen Beziehung entsprechen $ce = \frac{v}{f} \frac{100}{l}$, worin l die Länge des Diagrammes bezeichnet. Für die Diagramm-

Fig. 18.



Liegende Dampfmaschine mit Meyersteuerung, zum Betriebe einer Buntpapierfabrik. Ohne Dampfmantel, doch verpackt. Retourdampf heizt einen Arbeitssaal.

$d = 0.316 \text{ M.}$	$p_m = 1.269 \text{ Atm.}$
$s = 0.630 \text{ „}$	$p_e = 1.203 \text{ „}$
$n = 60$	$D = 14.8 \text{ Kilo}$
$p = 2.8 \text{ Atm.}$	$D_1 = 14.8 \text{ „}$
$\sigma = 5 \text{ Proc.}$	$N_i = 16.43 \text{ Pferdekräfte.}$

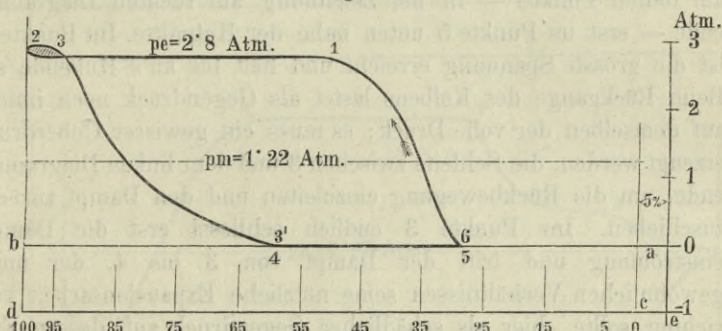
länge $ab = 100$ wird demnach ce direct die procentuale Grösse des schädlichen Raumes angeben.

fg die Linie des Kesseldruckes. Es empfiehlt sich in das Diagramm die Manometerablesung der Kesselspannung einzutragen. Diese Linie läuft parallel der Atmosphärenlinie und gibt, verglichen mit der Füllungslinie des Diagrammes 12, Auskunft über die Zuleitung und das Drosseln des Dampfes.

Die Linien für Vacuum, schädlichen Raum und Kesselspannung werden nicht vom Indicator geschrieben, sondern nach der Aufnahme des Diagrammes in dasselbe eingetragen; sie bilden mit der später angegebenen Mariotte'schen Linie Hilfslinien für das Studium des Diagrammes.

6. 1. die Dampfeinströmung. Diese Linie, ein Theil des Diagrammes, zeigt den Dampfeintritt in den Cylinder, von dem Augenblicke an, als die Steuerung vor dem todten Punkte *a* eröffnet, bis am todten Punkte des Kolbens der im Schieberkasten herrschende Dampfdruck erreicht wird.

Fig. 19.



Liegende Fördermaschine ohne Condensation und Dampfmantel. Coulissensteuerung. Kesselanlage circa 40 M. entfernt.

$d = 0.382$ M.	$p_m = 1.22$ Atm.
$s = 0.866$ "	$p_e = 2.8$ "
$N_f = 15$ Pferdekräfte.	$D = 34.2$ Kilo
	$D_1 = 34.5$ "

Diese Linie ist meistens nahezu vertical, da sie in der Regel am oder doch nur wenig vor dem todten Punkte liegt, wo der Kolben zum Stillstande übergeht und die Eröffnung der Abschlussorgane rasch auf genügende Weite erfolgt; sie liegt demnach auch meistens in der Anfangslinie des Diagrammes.

Die vorstehenden Fig. 16, 17 und 18 kann man als gute Diagramme bezeichnen. Ein Beispiel eines sehr schlechten Diagrammes zeigt das in Fig. 19 dargestellte, das einer Fördermaschine entnommen wurde und den Beweis liefert, wie ungläub-

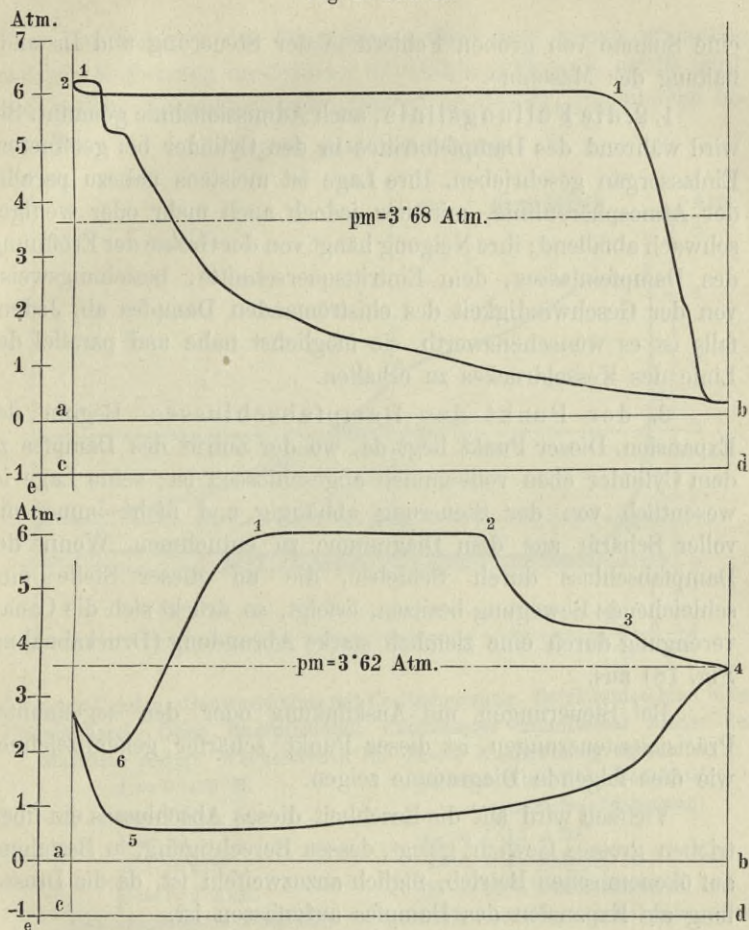
lich schlecht die Dampfvertheilung einer Maschine sein kann, welche seit Jahren anstandslos gut laufend erachtet wurde, weil dieselbe den Förderkorb bewegte und geduldig, wenn auch in unrationellster Weise ihre Arbeit verrichtete. Statt am todten Punkte findet die Dampfeinströmung erst bei ungefähr 35 Procent des Kolbenhubes statt, und wird der Cylinder ganz mit Dampf erfüllt, ohne dass indess dieser Dampf richtig angewendet würde. Die Steuerung functionirt ganz falsch und ist der Dampfverbrauch daher auch ein ganz abnorm hoher, bei verhältnissmässig sehr geringer Leistung.

Bei dieser Maschine beginnt die Dampfeinströmung statt am todten Punkte — in der Zeichnung am rechten Diagrammende — erst im Punkte 5 unten nahe der Hubmitte. Im Punkte 1 ist die grösste Spannung erreicht und hält bis an's Hubende an. Beim Rückgange des Kolbens lastet als Gegendruck noch immer auf demselben der volle Druck; es muss ein gewisser Ueberdruck erzeugt werden, die Schleife zwischen 3 und dem linken Diagrammende, um die Rückbewegung einzuleiten und den Dampf zurückzuschieben. Im Punkte 3 endlich schliesst erst die Dampfeinströmung und tritt der Dampf von 3 bis 4, der unter gewöhnlichen Verhältnissen seine nützliche Expansionsarbeit verrichten sollte, hier als schädlicher Gegendruck auf, dessen Einflüsse erst in 2' zum Abschlusse gelangen.

Aehnlich sind die Verhältnisse bei der Betriebsmaschine (Fig. 20 und 21). Die Einströmung beginnt weit hinter dem todten Punkte, langsam steigt der Druck auf bis zu seiner grössten Höhe, und bleibt in Fig. 20 am Hubende die Einströmung noch geöffnet, so dass beim beginnenden Rücklauf des Kolbens der Dampf, der den ganzen Cylinder mit voller Spannung erfüllt, wieder in den Schieberkasten zurückgeschoben werden muss, bis endlich die Ausströmung eröffnet wird, deren Querschnitt für diese Dampfmassen durchaus nicht geeignet ist, so dass erst am Hubende des Kolbenrücklaufes der geringste Dampfdruck eintritt.

Das gleichfalls äusserst schlechte Diagramm von der Gegenseite (Fig. 21), zeigt ähnliche Erscheinungen, nur ist wegen der kleineren Füllung etwas früher der freilich abnorm hoch liegende kleinste Ausströmungsdruck erreicht. Diese Diagramme zeigen

Fig. 20 und 21.



Präzisionsventilsteuerung, vom Regulator beeinflusst; liegende Anordnung, zum Betriebe einer Tischlerei.

$$d = 340 \text{ Mm.}$$

$$s = 600 \text{ "}$$

$$\delta_1 = 50 \text{ " Kolbensteuerung vorne}$$

$$\delta_2 = 45 \text{ " " hinten}$$

$$p = 6 \text{ Atm.}$$

$$n = 75$$

$$N_i = 62$$

in Fig. 20. $p_e = 6$ Atm.

$$p_m = 3.68 \text{ "}$$

$$D = 23.20 \text{ Kilogr.}$$

in Fig. 21. $p_e = 3.62$ Atm

$$p_m = 3.62 \text{ "}$$

$$D = 14.6 \text{ Kilogr.}$$

eine Summe von groben Fehlern in der Steuerung und Instandhaltung der Maschine.

1. 2. die Füllungslinie, auch Admissionslinie genannt. Sie wird während des Dampfeintrittes in den Cylinder bei geöffnetem Einlassorgan geschrieben. Ihre Lage ist meistens nahezu parallel der Atmosphärenlinie, mitunter jedoch auch mehr oder weniger schwach abfallend; ihre Neigung hängt von der Grösse der Eröffnung des Dampfeinlasses, dem Eintrittsquerschnitte, beziehungsweise von der Geschwindigkeit des einströmenden Dampfes ab. Jedenfalls ist es wünschenswerth, sie möglichst nahe und parallel der Linie des Kesseldruckes zu erhalten.

2. der Punkt des Dampfabschlusses. Beginn der Expansion. Dieser Punkt liegt da, wo der Zutritt des Dampfes zu dem Cylinder eben vollkommen abgeschlossen ist; seine Lage ist wesentlich von der Steuerung abhängig und nicht immer mit voller Schärfe aus dem Diagramme zu entnehmen. Wenn der Dampfabschluss durch Schieber, die an dieser Stelle eine schleichende Bewegung besitzen, erfolgt, so drückt sich die Canalverengung durch eine ziemlich starke Abrundung (Druckabnahme Fig. 18) aus.

Bei Steuerungen mit Ausklinkung oder den sogenannten Präcisionssteuerungen ist dieser Punkt schärfer gekennzeichnet, wie dies folgende Diagramme zeigen.

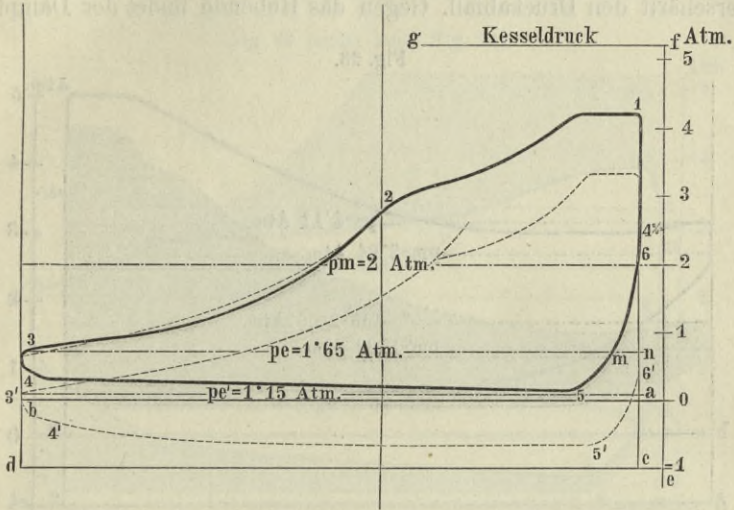
Vielfach wird auf die Raschheit dieses Abschlusses ein übertrieben grosses Gewicht gelegt, dessen Berechtigung, in Beziehung auf ökonomischen Betrieb, füglich anzuzweifeln ist, da die Drosselung als Expansion des Dampfes aufzufassen ist.

Da dieser Punkt einerseits die Menge des Dampfes für eine Cylinderfüllung bestimmt und gleichzeitig Ausgangspunkt für die Expansion ist, wird es nöthig, seine Lage in dem Diagramm genau zu fixiren.

Er soll stets an die Stelle gelegt werden, wo sich der Wendepunkt im Diagramme zeigt. Wird der Dampf bei seiner Einströmung gedrosselt, so fällt diese Linie mehr oder weniger stark ab, wie in den Diagrammen Fig. 22, 23 und 24. Ihre Neigung dient daher als Masstab für die Drosselung des eintretenden Dampfes.

Der Punkt 2 des Diagrammes lässt also genau erkennen, welcher Kolbenweg im Cylinder mit frischem Dampfe erfüllt wird, und welche Spannung dieser Dampf in diesem Augenblicke be-

Fig. 22 (siehe auch Fig. 24).



Liegende Condensationsmaschine mit Corlissteuerung. Betriebsmaschine einer Eisendreherei. Ohne Dampfmantel. Condensator unmittelbar hinter der Maschine placirt. Wechselventil für directe Ausströmung vorhanden.

$d = 0.435$ M.
 $s = 0.843$ „
 $n = 50$
 $v = 0.670$ „
 $p = 5.2$ Atm.

$p_m = 2$ Atm. für Condensation
 (punktirtes Diagramm)
 $p_e = 1.15$ Atm.
 $D = 9.47$ Kilogr.
 $N_i = 52.8$ Pferdekrafte.

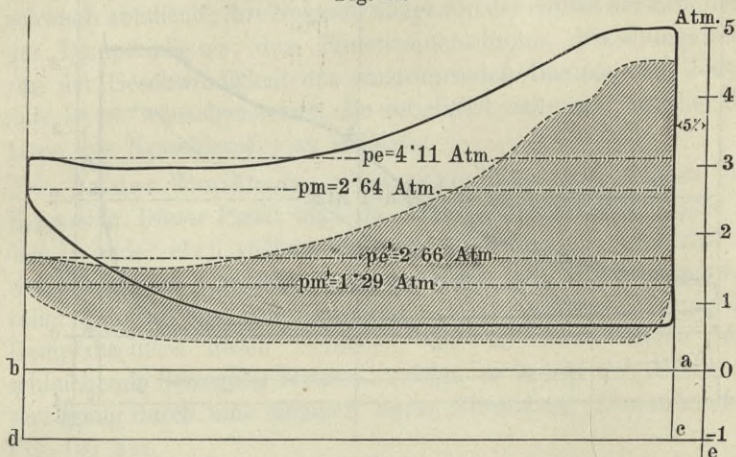
Das ausgezogene Diagramm wurde nach Abstellung der Condensation genommen; für dieses gilt:

$p_m = 2.05$ Atm.
 $p_e = 1.65$ „
 $D = 12.2$ Kilogr.
 $D_1 = 11.8$ „
 $q = 4$ Proc.

sitzt. Dieser Weg wird in Procenten des ganzen Kolbenhubes ausgedrückt und als „Füllung“ bezeichnet. Es beträgt also beispielsweise in Fig. 22 die „Füllung“ 40 Procente, weil der Punkt 2 des Diagrammes, vom Anfang des Diagrammes rechts

gemessen, 0·4 der Diagrammlänge entfernt liegt. Diagramm Fig. 23 zeigt die Füllung während des ganzen Kolbenhubes. Der Dampf tritt mit 5 Atmosphären in den Cylinder, fällt aber durch Drosselung rasch ab. Die Beschleunigung des Kolbens in Hubmitte verschärft den Druckabfall. Gegen das Hubende findet der Dampf

Fig. 23.



Liegende Maschine für ein Schienenwalzwerk. Ohne Condensation. Walzt ein 250 Kilogramm schweres Stahlstück.

$$d = 0\cdot632 \text{ M.}$$

$$s = 1\cdot264 \text{ „}$$

$$n = 52$$

$$N_i = 236 \text{ Pferdekräfte}$$

$$p_m = 2\cdot64 \text{ Atm.}$$

$$p_e = 4\cdot11 \text{ „}$$

$$D = 22\cdot5 \text{ Kilogr.}$$

$$D_1 = 23 \text{ „}$$

Für das punktirte Diagramm gilt:

$$p_m = 1\cdot29 \text{ Atm.}$$

$$p_e = 2\cdot66 \text{ „}$$

$$D = 30 \text{ Kilogr.}$$

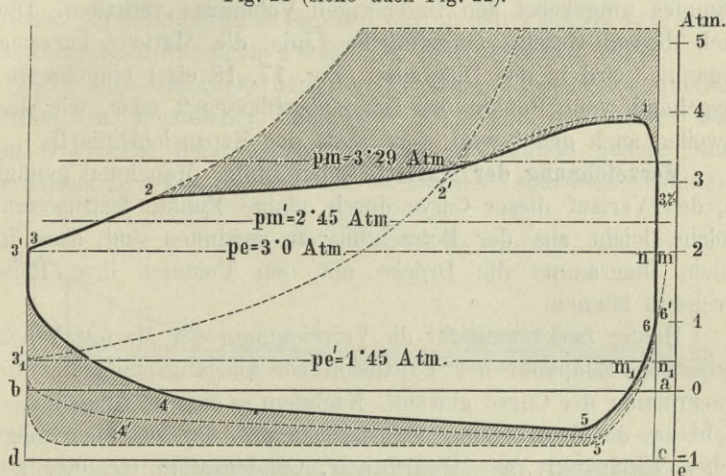
$$N_i = 115 \text{ Pferdekräfte.}$$

bei der verringerten Kolbengeschwindigkeit wieder Zeit, sich durch Nachströmen in seinem Drucke zu erholen.

Bei der Berechnung des Füllungsvolumens eines Dampfzylinders, also des Kolbenhubes bis zum Diagrammpunkte 2 mit Zuschlag des schädlichen Raumes, hat man wohl auf die Grösse des Druckes in diesem Punkte zu achten. Um jene Füllung zu ermitteln, die dem vollen Admissionsdrucke entspricht, ist das

Füllungsvolumen umgekehrt proportional dem Verhältnisse der Dampfdrücke am Hubbeginne und im Punkte 2 zu verringern. So beträgt in Fig. 24 für das punktirte Diagramm die absolute Füllung 34·5 Procent im Punkte 2', aber es besteht dort nur der Druck von 2·8 Atmosphären Ueberdruck, während einer

Fig. 24 (siehe auch Fig. 22).



Selbe Maschine wie Fig. 22. Maximalfüllung bei abgestelltem Regulator.

$n = 46$	$D = 14.8$ Kilogr.
$p_m = 3.29$ Atm.	$D_1 = 15.2$ "
$p_e = 3.00$ "	$N_i = 84.5$ Pferdekräfte.

Für das punktirte Vergleichsdiagramm gilt:

$p_m = 2.45$ Atm.
$p_e = 1.45$ "
$D = 9.51$ Kilogr.
Correction entfällt.
$N_i = 61.9$ Pferdekräfte.

Admissionsspannung von 5·2 Atmosphären eine äquivalente Füllung von nur 24 Procent entspräche. Aehnlich ist es für das ausgezogene Diagramm mit 80 Procent Füllung. Es gibt die ober der Füllungslinie schraffierte Fläche, und das ist nicht zu übersehen, wohl den Diagrammverlust an, um welchen die Maschine weniger leistet, als sie leisten könnte, aber der Dampfverbrauch ist für das Diagramm, welches durch die schraffierte Fläche in

der Füllungsperiode dargestellt ist, auch ein wesentlich höherer als für das Diagramm, wie es erhoben wurde.

2. 3. die Expansionslinie. Diese zeigt das Verhalten des Dampfdruckes nach erfolgtem Abschlusse der Dampfeintrömung. Der Beurtheilung derselben wird das Mariotte'sche Gesetz zu Grunde gelegt, nach welchem sich die Pressungen des Dampfes umgekehrt den zugehörigen Voluminas verhalten. Die nach diesem Gesetze eingetragene Linie, die Mariotte kurzweg genannt, wird in das Diagramm (Fig. 17, 18 etc.) eingetragen, ausgehend vom Punkte des Dampfabschlusses 2 oder, wie das zuweilen auch geübt wird, vom Ende der Expansionslinie 3.

Verzeichnung der Mariotte'schen Linie. Manchmal genügt es, den Verlauf dieser Curve durch einige Punkte festzusetzen, welche leicht aus der Betrachtung zu gewinnen sind, dass in einem Diagramme die Drücke mit den Volumen ihre Rolle wechseln können.

Häufig findet man für die Verzeichnung der Mariotte'schen Linie den Endpunkt der Expansion als Ausgangspunkt für die Construction der Curve gewählt. Nachdem es sich im Allgemeinen nicht um die Beurtheilung des Endzustandes, der von allen möglichen Einflüssen, wie Undichtheit, Condensation etc. etc. abhängt, sondern um den theoretischen Verlauf der Expansionslinie handelt, wenn eben diese Störungen nicht stattfänden, so wurde in allen Fällen als Ausgangspunkt der Hilfslinie der Beginn der Expansion gewählt. Ist hingegen der Endzustand dem Studium zu unterziehen, so ergibt die durch den Endpunkt der Expansion gelegte theoretische Expansionslinie jene ideelle, meist wesentlich grössere Füllung an, welche diesem Verhältnisse Rechnung trägt

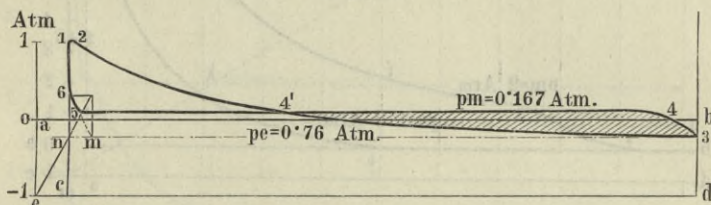
Im Hinblicke darauf, dass die Horizontalabstände in einem Diagramm unter Berücksichtigung des schädlichen Raumes, also von dieser Linie an gemessen, dem mit Dampf erfüllten Cylinder volumen proportional sind, und das Mariotte'sche Gesetz die umgekehrte Proportionalität der Volumen und der zugehörigen absoluten Drücke ausspricht, kann jederzeit die genaue Linie auf die folgende Weise verzeichnet werden:

Wird die Linie des absoluten Vacuums *cd*, Diagramm Fig. 16, sowie jene des reducirten schädlichen Raumes *ef* in das Diagramm

eingetragen und ist e ihr Schnittpunkt, zieht man weiters eine horizontale Linie durch den obersten Punkt der Expansionslinie 2, so hat man nur mehr durch diesen Punkt eine Verticale gh zu legen. Die Strahlen $e\alpha$, $e\beta$, $e\gamma$ etc. schneiden diese Verticale in den Punkten α_1 , β_1 , γ_1 etc., die Horizontale 2γ in den Punkten α , β , γ etc. Wird aus α_1 , β_1 , γ_1 etc. das entsprechende Parallelogramm vervollständigt, so ergeben sich in den Punkten a , b , c etc. die theoretisch richtigen Punkte der Mariotte'schen Linie.

In dem Beispiele der Fig. 17 wurde dieser Construction einmal ein schädlicher Raum von 5 Procent, das andere Mal von 0 Procent des Cylindervolumens zu Grunde gelegt; und ist daraus zu erkennen, dass mit wachsendem schädlichem Raume

Fig. 25.



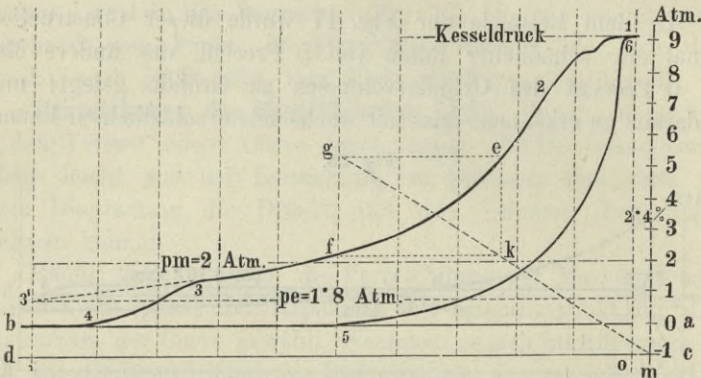
Hochdruckcylinder einer Woolf'schen Maschine mit Corlissteuerung.

$d = 0.316$ M.	$S = 1.264$ M.
$D = 0.711$ "	$p_m = 0.167$ Atm.
$s = 1.106$ "	$p_e = 0.764$ "

sich die Mariotte'sche Linie verflache. Die Richtigkeit der angegebenen Construction erhellt sofort, wenn β_2 den Fusspunkt der Verticalen $b\beta$ auf der Vacuumlinie bezeichnet, aus der Relation $\frac{p}{p_2} = \frac{s_2}{s}$, weil $\beta\beta_2 = p$, $b\beta_2 = p_2$, $e\beta_2 = s_2$ und $a b = s$ ist. Diese Gleichung drückt eben das Mariotte'sche Gesetz aus. Es mag hier gleich erwähnt werden, dass in ganz ähnlicher Weise auch die Compressionscurve verzeichnet werden kann, sobald die Grösse des schädlichen Raumes und ein Punkt der Curve gegeben ist. In den Diagrammen Fig. 25 und Fig. 34 findet sich dies durchgeführt. Umgekehrt kann man aus der thatsächlichen Expansions- oder Compressionslinie auf die Grösse des schädlichen Raumes zurückschliessen. Undichtheit beeinflusst den Verlauf der Linien, daher auch die Grösse des auf diese Weise

ermittelten schädlichen Raumes. Liegen beispielsweise im Diagramme Fig. 26 die Punkte e und f auf der Expansionslinie, so ist nur das Parallelogramm über e und f zu bilden; es schneidet dann die Diagonale gk , auf der Vacuumlinie cd das Stück om , das den schädlichen Raum darstellt, ab. Genau dasselbe gilt für die Compressionslinie (Fig. 28). Meistens wird

Fig. 26.



Lastzug-Locomotive mit sechs gekuppelten Rädern von 1.265 M. Durchmesser, 35 Tonnen Dienstgewicht; Tender 26 Tonnen, Zug 351 Tonnen mit 84 Achsen. Stephenson-Coulisse. Aussen-Cylinder.

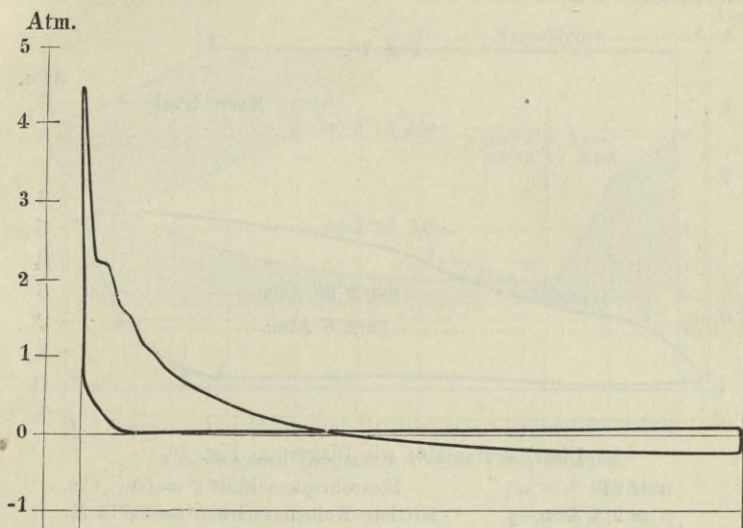
$d = 0.460$ M.	Blasrohrquerschnitt $f = 138.8$ □ Cm.
$s = 0.632$ "	Bahnsteigung = 1 : 150
$n = 48$	$p_m = 2$ Atm.
$c = 1.012$ "	$p_e = 1.8$ "
$w = 11.42$ Kilom.	$D = 13.77$
in der Stunde	$D_1 = 9.74$
$N_i = 90$ Pferdekräfte. Beide Cylinder.	

diese letztere Linie vortheilhafter zur Ermittlung des schädlichen Raumes verwendet.

Im Vorstehenden wurde zur Verzeichnung der Mariotte'schen Linie die Hilfslinie 1, 2, α , β bis μ , ν als Horizontallinie in Fig. 16 benützt. Geht man bei einem gegebenen Diagramme von der Expansionslinie des Diagrammes selbst aus, also von den Punkten a , b , c etc., die im vorgehenden Falle die gesuchten Punkte der Mariotte darstellten, nun aber Punkte der gefundenen Diagrammlinie wären, so lassen sich nun nach dem gleichen Ver-

fahren, wie es besprochen wurde, die Schnittpunkte α , β etc. der Verticallinien durch Punkte a , b , c etc. und der Strahlen aus dem Anfangspunkte e durch die Projectionspunkte α_1 , β_1 , γ_1 auffinden. Nur wenn die Expansionslinie mit der Mariotte'schen Linie übereinstimmt, liegen diese Punkte α , β , γ auf einer horizontalen Geraden, wie in Fig. 16, in jedem anderen Falle

Fig. 27.



Liegende Zwillingsmaschine für elektrischen Beleuchtungsbetrieb. Wanniek-Köppner-Klinkensteuerung; vom Regulator beeinflusst. Leerlauf im offenen Stromkreise.

$$d = 0.325 \text{ Mm.}$$

$$s = 0.650 \text{ "}$$

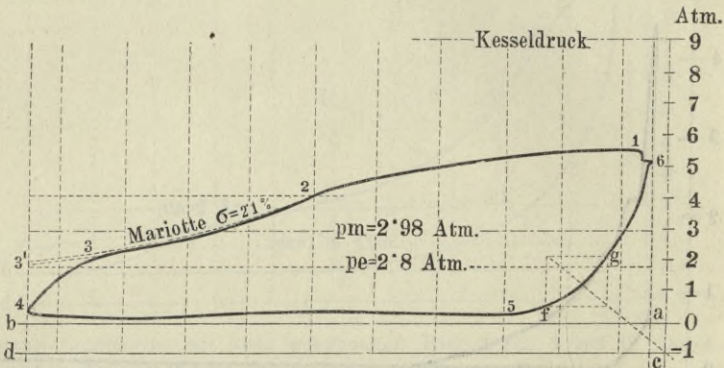
$$n = 70$$

auf einem mehr oder weniger unregelmässig verlaufenden Linienzuge, der aufsteigt, wenn die Expansionslinie höher, und abfällt, wenn die Expansionslinie tiefer liegt, als die Mariotte. Professor Doerfel, der diese Analyse zuerst bekannt machte, nennt den so erhaltenen Linienzug: Charakteristik der Expansion. Dieses Verfahren besitzt den Vortheil, dass es sehr kenntlich und ausserhalb der Diagrammlinien die Beurtheilung der Expansion gestattet, freilich ist damit, vorläufig wenigstens, der Dienst dieser

charakteristischen Linie erschöpft, was von der eingetragenen Mariotte nicht gesagt werden kann.

3. Eröffnen des Dampfaustrittes. Dieses liegt gleichfalls an einer Richtungskrümmung des Diagrammes; die Steuerung beginnt eben den expandirten Dampf, sei es in die Atmosphäre (Fig. 18) bei eincylindrigen oder mehreylindrigen Hochdruckmaschinen, sei es in den Condensator (Fig. 16) bei Condensationsmaschinen, oder sei es in den Receiver bei Com-

Fig. 28.



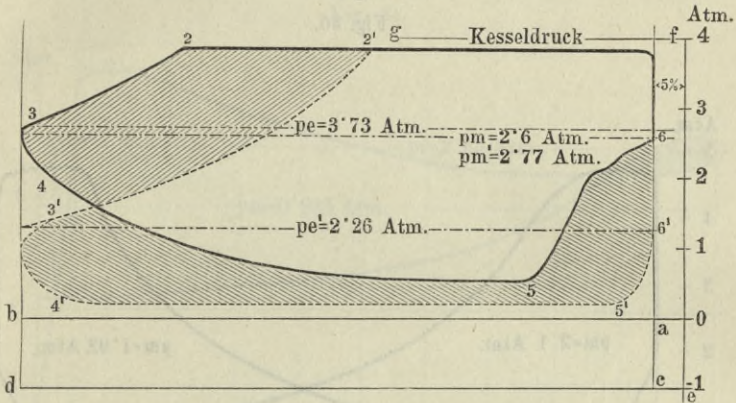
Dieselbe Maschine wie Diagramm Fig. 26.

$n = 84$	Blasrohrquerschnitt $f = 55 \square \text{Cm.}$
$p = 9.2 \text{ Atm.}$	Mittlere Kolbengeschw. $c = 1.772 \text{ M.}$
$p_m = 2.98 \text{ "}$	" Fahrgeschw. $w = 19.9 \text{ Kilom.}$
$p_e = 2.8 \text{ "}$	$D = 14 \text{ Kilogr.}$
$\sigma = 2.1 \text{ Proc.}$	$D_1 = 13 \text{ "}$
Leistung beider Cylinder $N_i = 234 \text{ Pferdekräfte.}$	

poundmaschinen, austreten zu lassen. In der Regel drückt sich dies durch ein Abfallen des Druckes aus; es muss jedoch nicht immer so sein, es kann unter Umständen auch eine Zunahme des Druckes, ein Heben der Diagrammcurve eintreten, wie dies beispielsweise aus den Diagrammen Fig. 25 und 27 zu ersehen ist, in welchen der Enddruck der Expansion 3 viel tiefer liegt, als der Gegendruck während der Ausströmung. Diese Diagramme treten sehr häufig dann ein, wenn die Dampfmaschine zu gross für ihre Leistung ist, ein Fall, der bei Leerlauf-Diagrammen gewöhnlich sich zeigt.

3. 4. Vorausströmung. Vom Beginne der Ausströmung, dem Punkte 3, bis zur Erreichung des geringsten Gegendruckes soll nur ein kurzer Kolbenweg zurückgelegt werden. Der Ausströmungsbeginn soll nahe dem Hubende liegen und dabei der Druck des Dampfes nicht wesentlich über dem Ausströmungsdrucke liegen, um einerseits an dieser Stelle ein möglichst volles

Fig. 29.



Lachapelle-Maschine, zum Betriebe einer Drahtstiftenfabrik.

Ausgezogenes Diagramm $\varepsilon = 80$ Proc. Füllung.

$$d = 0.170 \text{ M.}$$

$$s = 0.300 \text{ "}$$

$$n = 88$$

$$p = 4 \text{ Atm.}$$

$$p_m = 2.60 \text{ Atm.}$$

$$p_e = 3.73 \text{ "}$$

$$D = 20.6 \text{ Kilogr.}$$

$$N_i = 7 \text{ Pferdekräfte.}$$

Punktirtes Diagramm durch Regulirung erzielt:

$$\varepsilon = 45 \text{ Proc.}$$

$$p_m = 2.77 \text{ Atm.}$$

$$p_e = 2.26 \text{ "}$$

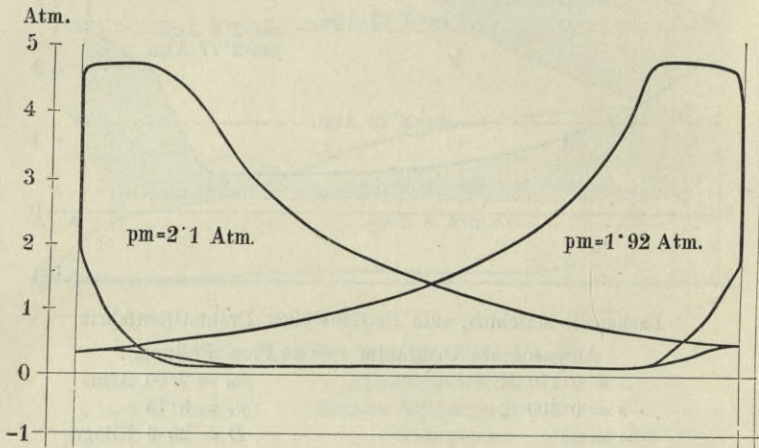
$$D = 12.3 \text{ Kilogr.}$$

$$N_i = 7.38 \text{ Pferdekräfte.}$$

Diagramm mit dem gegebenen Dampf zu erzielen und andererseits die Expansionsarbeit des Dampfes thunlichst auszunützen. Das Auslaufen des Diagrammes in eine Spitze (Fig. 29), also Zusammenfallen der Punkte 3 und 4, wäre vom Standpunkte der Dampfausnützung anzustreben, aber die Rücksicht auf die nur geringe, dadurch gewonnene Leistung und auf die Kosten der Maschine mit den dann erforderlichen grösseren Cylinderdimensionen, im Vereine mit den Erwägungen einer rationellen

Betriebsführung und Unterhaltung der Maschine und ihrer Organe, bestimmen die praktische Grenze für das Mass des Cylinders und den richtigen Spannungsabfall bei der Ausströmung. Die Extreme veranschaulicht Diagramm Fig. 25 und 26 für zu grossen, Fig. 23, 24, 29, und eine Reihe folgender Diagramme für zu kleinen Cylinder, beziehungsweise verspätete und verfrühte Vorausrömung; richtige Verhältnisse zeigen Fig. 17, 18 und so weiter.

Fig. 30.



Liegende Collmannmaschine, zum Betriebe einer Metallwarenfabrik.

$$d = 0.400 \text{ M.}$$

$$s = 0.800 \text{ „}$$

$$n = 65$$

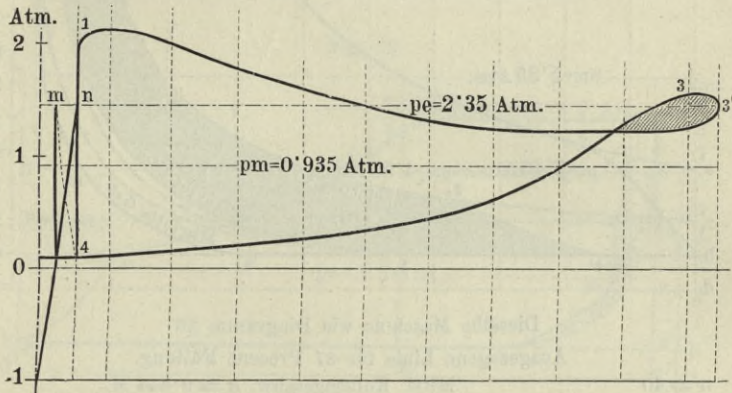
Erst im Punkte 4 (Fig. 16) hat der Druck die Grösse des Gegendruckes erreicht.

Bei normalen Diagrammen (Fig. 16, 17 und 18) liegt dieser Punkt 4 nahe dem Ende des Kolbenhubes.

In dem Diagramme Fig. 25, 27, 31 schneidet die Expansionslinie 2—3 die Gegendrucklinie 4—5 in dem Punkte 4' und es bildet das Diagramm eine Schleife; eine Erscheinung, von welcher später noch die Sprache sein wird.

4. 5. die Gegendrucklinie, Ausströmung. Diese gibt den Druck an, den der Kolben während seines Rücklaufes zu überwinden hat. Bei Maschinen ohne Condensation soll diese Linie nahezu mit der Atmosphärenlinie zusammenfallen; bei Condensationsmaschinen soll sie möglichst in der Nähe der Vacuumlinie, entsprechend dem Widerstande bei der Ausströmung, beziehungsweise der Güte des Condensators, verlaufen.

Fig. 31.



Horizontale Maschine mit Mayer-Steuerung.

$d = 0.400$ M.

$p_m = 0.935$ Atm.

$s = 0.900$ „

$p_e = 2.35$ „

$D = 37$ Kilogr.

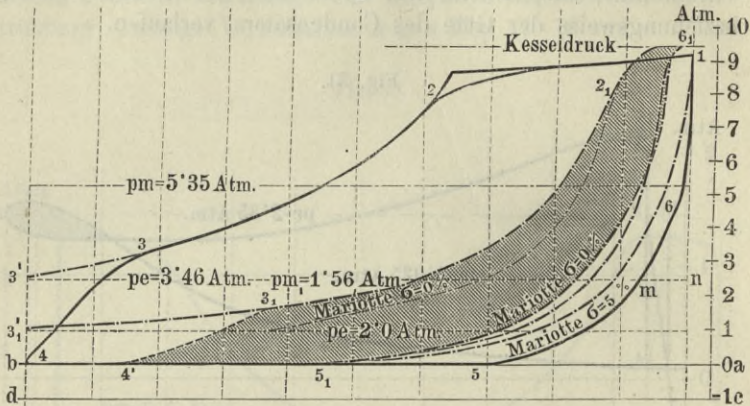
$D_1 = 38.2$ Kilogr.

In dem Punkte 5 (Fig. 16) erfolgt der Abschluss der Dampfausströmung. Dieser Punkt kann nicht immer mit gewünschter Schärfe festgesetzt werden, weil auch hier, wie beim Abschlusse der Einströmung, ein Drosseln des ausströmenden Dampfes den Gegendruck steigert, ehe der Austritt vollkommen geschlossen ist.

5. 6. die Compressionslinie. Diese zeigt die Druckzunahme vor dem Kolben bei geschlossener Ausströmung; je nach der relativen Lage der Punkte 5 und 6 erreicht diese Druckzunahme einen grösseren (Fig. 26, 29, 32) oder einen kleineren Werth (Fig. 18). Bei vielen Diagrammen entfällt diese Linie vollkommen (Fig. 23 und 31); wenn der Austritt erst am Hubende

geschlossen wird, ist keine Compression vorhanden. Der theoretische Verlauf dieser Linie folgt dem Mariotte'schen Gesetze und nimmt die Grösse des schädlichen Raumes, wie bereits erwähnt, darauf einen wesentlichen Einfluss.

Fig. 32.



Dieselbe Maschine wie Diagramm 26.

Ausgezogene Linie für 37 Percent Füllung.

$$n = 40$$

$$\text{Mittl. Kolbengeschw. } c = 0.844 \text{ M.}$$

$$p = 9.2 \text{ Atm.}$$

$$\text{Fahrgeschw. } w = 13.56 \text{ Kilom. pro St.}$$

$$p_m = 5.35 \text{ „}$$

$$\text{Blasrohrquerschnitt } f = 138.8 \text{ □ Cm.}$$

$$p_e = 3.46 \text{ „}$$

$$D = 9.62 \text{ Kilogr.}$$

$$D_1 = 8.90 \text{ „}$$

Punktirte Linie für 10 Percent Füllung (schraffirtes Diagramm).

$$p_m = 1.56 \text{ Atm.}$$

$$D = 18.3 \text{ Kilogr.}$$

$$p_e = 2.0 \text{ „}$$

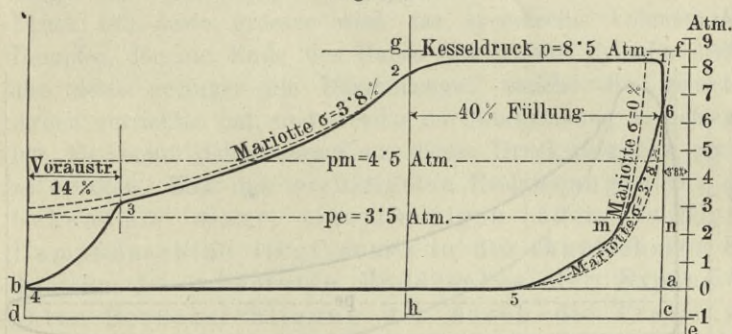
$$D_1 = 12.81 \text{ „}$$

Der Punkt 6 ist nur sehr selten präzise aus dem Diagramme zu entnehmen, da die Compression in die Einströmung übergeht. Handelt es sich in erster Linie darum, seine Lage genau zu präzisiren, so ist es zweckmässig, Steuerungsdiagramme aufzunehmen, in welchen die Momente der Eröffnungen und Abschlüsse scharf kenntlich werden.

p_1 Admissions- oder Initialdruck. So heisst der Anfangsdruck, der an der Füllungslinie als Ueberdruck gemessen wird. Derselbe soll möglichst nahe dem Kesseldrucke liegen. Bei genügendem Querschnitte der Einströmung bleibt derselbe

während deren Dauer ziemlich constant (Fig. 18); bei gedrosseltem Dampfe jedoch sinkt er unter Umständen sehr bedeutend (Fig. 22, 23, 31 etc.). Das Abfallen dieses Druckes, also das Sinken der Einströmungslinie hat naturgemäss zur Folge, dass die Fläche des Diagrammes kleiner wird, als wenn die Linie horizontal verlief. Bei sehr nassem Dampfe wird das Drosseln, wegen des Zusammenhanges zwischen Druck und Temperatur, ein Nachverdampfen während der Einströmung herbeiführen, wenn die Temperaturverhältnisse des Cylinders dies zulassen.

Fig. 33.



Dieselbe Maschine wie Diagramm 26.

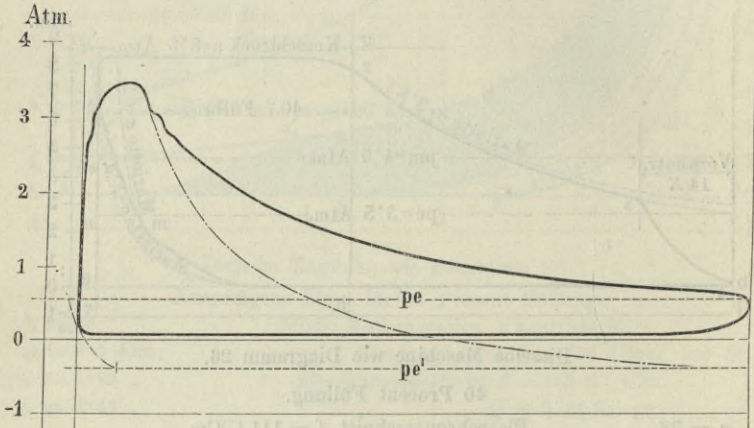
40 Procent Füllung.

$n = 36$ Blasrohrquerschnitt $f = 111 \square \text{Cm.}$
 $p = 8.5 \text{ Atm.}$ Fahrgeschwindigkeit $w = 9.52 \text{ Kilom. per 1 Stunde}$
 $p_m = 4.5 \text{ Atm.}$ $N_i = 150 \text{ Pferdekräfte.}$

p_2 Anfangsdruck der Expansion. So wird der im Punkte 2 des Diagrammes gemessene Druck genannt. Seine Kenntniss ist für die Construction der theoretischen Expansionscurve erforderlich, da die Lage des Punktes 2 die Menge des während des Hubes eintretenden Dampfes und gleichzeitig seinen Druck kennzeichnet, somit alle Momente für die Untersuchung des Dampfes enthält. Die Grösse dieses Anfangsdruckes, verglichen mit dem Initialdrucke, bietet Anhaltspunkte zur Beurtheilung des Drosselns und der Functionirung der Expansionsvorrichtung, und gewährt Einblick über die Richtigkeit der Canalquerschnitte der Maschine für gegebene Geschwindigkeitsverhältnisse.

p_3 Enddruck der Expansion. Dies ist der im Punkte 3 aus dem Diagramme gemessene Druck. Dieser Druck stimmt in der Regel nicht mit jenem theoretischen Drucke überein, welcher aus den Verhältnissen des Punktes 2 für das Volumen im Diagrammpunkte 3 hervorgeht; er liegt vielmehr meistens etwas tiefer (Fig. 33) oder etwas höher (Fig. 17) und hat demnach im ersteren Falle eine Druckabnahme — etwa durch Condensation, oder durch Undichtheit des Kolbens, oder der Auslassorgane — im anderen Falle eine Druckzunahme — etwa durch Nach-

Fig. 34.



Expansionsschiebersteuerung zum Betriebe einer mechanischen Werkstätte.

$$d = 315 \text{ Mm.}$$

$$s = 630 \text{ „}$$

$$n = 60$$

verdampfen des im expandirenden Dampfes enthaltenen Wassers, durch äussere Erwärmung des Expansionsdampfes, oder durch Undichtheit der Einlassorgane (Fig. 34) — stattgefunden. Von besonderer Wichtigkeit ist der:

p_e absolute Enddruck der Expansion. Dies ist jener ideale Druck, welcher am Hubende in dem Dampfeylinder herrschen würde, wenn die Expansion des Dampfes in der Art, wie sie das Diagramm kennzeichnet, bis dahin fortgesetzt würde. Durch die Verlängerung der Expansionscurve bis zum Hubende,

der Linie d 4, wird dieser Druck im Diagramm ermittelt. Er ist in Fig. 16 mit $3'$ bezeichnet und wird von der Vacuumlinie aus gemessen.

p_m mittlerer wirksamer Dampfdruck. Dieser ist der aus dem Diagramme resultirende mittlere, constant wirksam gedachte Arbeitsdruck, welcher, während eines Hubes auf den Kolben wirkend, die gleiche Arbeit verrichten würde, als es die wechselnden Drücke thun, die das Dampfdiagramm angibt.

Der absolute Enddruck der Expansion ermöglicht sofort die Ermittlung jener Dampfmenge, welche die durch das Diagramm repräsentirte Arbeit geleistet hat. Je kleiner dieser Druck ist, desto grösser wird das spezifische Volumen des Dampfes, der am Ende des Hubes den ganzen Cylinder erfüllt, also desto geringer die Dampfmenge, welche die geleistete Arbeit verrichtet hat, und welche zur Ausströmung zu gelangen hat. Es kommt daher darauf an, diesen Druck möglichst gering zu erhalten. Eine der wichtigsten Bedingungen für die Oekonomie einer eincylindrigen oder Zwillings-Dampfmaschine liegt somit in der thunlichsten Reduction des absoluten Enddruckes der Expansion, unter Berücksichtigung der durch die Praxis gebotenen Grenzen in der Dimensionirung der Cylinder.

Es folgt aber weiter, da der absolute Werth des mittleren Dampfdruckes der directe Masstab zur Bewerthung der Leistung einer Maschine ist, dass die wichtigste Bedingung für die Leistung einer Dampfmaschine in der Erzielung eines möglichst hohen mittleren Dampfdruckes für eine gegebene Füllung liegt.

Nachdem sich die Arbeitsleistung durch den mittleren Dampfdruck p_m und die Oekonomie durch den absoluten Enddruck der Expansion p_e messen lässt, so ist auch die wichtigste Aufgabe für die Leistung von Dampfmaschinen, vorläufig abgesehen von dem ökonomischen Einflusse der Compression, das Verhältniss dieser beiden Drücke, den Ausdruck $\frac{p_e}{p_m}$ für jede Maschine zu einem Minimum zu machen, strenge vorgezeichnet.

Die Ermittlung des mittleren Dampfdruckes p_m . Zur Auffindung des mittleren Dampfdruckes p_m muss die mittlere

Höhe des Diagrammes bestimmt werden, bezogen auf die gegebene Diagrammlänge.

Die mittlere Diagrammhöhe kann auf verschiedene Weise gefunden werden. Am gebräuchlichsten ist die Zerlegung der Diagrammfläche in schmale Streifen und die directe Flächenmessung mittelst eines Polarplanimeters.

Das Diagramm kann entweder mit Hilfe eines gewöhnlichen Masstabes oder mittelst eines Parallelineals, Rostrat genannt, in eine beliebige Anzahl (in der Regel 10) Felder durch verticale Linien zerlegt werden. Dies kann derart geschehen, dass die Endfelder nur die halbe (Fig. 16), oder aber, dass sie die ganze Breite (Fig. 18) eines Feldes erhalten, während alle übrigen Felder gleiche Breite besitzen.

Diese Eintheilung kann mit Hilfe eines gewöhnlichen Masstabes derart vorgenommen werden, dass zwischen den das Diagramm begrenzenden Verticalen das Vielfache (zehn- oder zwanzigfache) irgend einer Einheit in entsprechender Neigung eingepasst wird. Diese Einheiten, respective halben Einheiten, werden markirt und durch diese Marken Verticale gelegt.

Auf diese Weise wurde im Diagramm Fig. 17 vorgegangen. Wäre die Linie mn zwischen den Endordinaten des Diagrammes beispielsweise 100 Mm. lang, so würde die auf der Linie $m n$ gemessene Breite der Felder 10 Mm., jene der halben Endfelder 5 Mm. betragen. Es werden auf die Linie mn von m und n nach der Diagrammseite je 5 Mm. und sodann je 10 Mm. aufgetragen und durch die so gewonnenen Theilpunkte verticale Hilfslinien gelegt.

Je nach der Zerlegung des Diagrammes in ganze oder in halbe Endfelder ändert sich die Bestimmung der mittleren Ordinate.

a) Die Endfelder sind gleich breit den übrigen Feldern. Bezeichnet im Diagramm Fig. 17 $p_0, p_1, p_2 \dots p_{10}$ oder allgemein p_n , die in dem Diagramm gelegenen Ordinate, so resultirt für die mittlere Ordinate p_m , nach der Simpson'schen Regel

$$p_m = \frac{p_0 + p_n + 4(p_1 + p_3 + \dots + p_{n-1}) + 2(p_2 + p_4 + \dots + p_{n-2})}{3n}$$

oder für den gewöhnlich üblichen Fall der Eintheilung in 10 Felder durch 11 Ordinate, also $n = 10$:

$$p_m = \frac{1}{30} (p_0 + p_{10} + 4(p_1 + p_3 + p_5 + p_7 + p_9) + 2[p_2 + p_4 + p_6 + p_8])$$

Beispiel: Diagramm Fig. 17 ergibt für die in dem Diagramm liegenden Ordinaten in Atmosphären gemessen:

$p_0 = 3.5$ Atm.	$p_1 = 3.65$ Atm.	$p_2 = 2.5$ Atm.
	$p_3 = 1.7$ „	$p_4 = 1.4$ „
	$p_5 = 1.1$ „	$p_6 = 0.83$ „
	$p_7 = 0.7$ „	$p_8 = 0.62$ „
	$p_9 = 0.5$ „	

$p_{10} = 0.3$ „		
Summe: 3.8 Atm.	7.65 Atm.	5.35 Atm.

Es berechnet sich sonach:

$$p_m = \frac{3.8 + 4 \times 7.65 + 2 \times 5.35}{30} = 1.50 \text{ Atm.}$$

als mittlerer, wirksamer Dampfdruck.

Für subtile Messungen mittelst dieser Methode muss der Druck vor dem Kolben von jenem hinter dem Kolben getrennt erhoben werden. Es werden dann zuerst die activen Drücke bis zur Vacuumlinie gemessen und daraus der mittlere absolute Druck vor dem Kolben und sonach in analoger Weise der mittlere absolute Gegendruck hinter dem Kolben berechnet. Die Differenz dieser beiden Drücke ergibt den mittleren wirksamen Druck auf den Kolben.

Als Annäherung, die in vielen Fällen ausreicht, wo es sich um geringere Genauigkeit handelt, kann die einfachere Relation genommen werden;

$$p_m = \frac{1}{n} \left(\frac{p_0 + p_n}{2} + p_1 + p_2 \dots p_{n-1} \right)$$

was bei Einsetzung der Werthe des vorstehenden Beispiels für die Drücke p_0 bis p_{10} und für $n = 10$ einen mittleren wirksamen Druck von $p_m = 1.49$ Atm. ergeben würde, also einen nur um sehr wenig kleineren Werth, als die Berechnung nach der Simpson'schen Formel ergab.

b) Die Endfelder sind halb so breit wie die übrigen Felder. Einfacher ist es, die Theilung gleich derart vorzunehmen, dass der Beginn und das Ende des Diagrammes direct

als mittlere Höhen der entsprechenden Abschnitte aufgefasst werden können. Diagramm Fig. 16 zeigt dies. Dann ist die mittlere Ordinate:

$$p_m = \frac{1}{n} (p_1 + p_2 + \dots + p_n)$$

oder wieder für 10 Felder (9 ganze und 2 halbe):

$$p_m = 0.1 (p_1 + p_2 + \dots + p_{10})$$

der mittlere wirksame Dampfdruck.

Diese Methode gestattet auch, mit Hilfe eines Papierstreifens, die graphische Addition der Ordinaten p_1 bis p_n in einfacher Weise vorzunehmen.

Beispiel. Diagramm Fig. 17 ergibt für die Ordinaten, welche in der Mitte der gezogenen liegen, die Werthe:

$$p_{0.5} = 3.71 \text{ Atm.}$$

$$p_{1.5} = 3.1 \quad "$$

$$p_{2.5} = 2.05 \quad "$$

$$p_{3.5} = 1.5 \quad "$$

$$p_{4.5} = 1.15 \quad "$$

$$p_{5.5} = 0.85 \quad "$$

$$p_{6.5} = 0.8 \quad "$$

$$p_{7.5} = 0.65 \quad "$$

$$p_{8.5} = 0.55 \quad "$$

$$p_{9.5} = 0.45 \quad "$$

$$\Sigma p = 14.81 \text{ Atm.}$$

Hieraus folgt der mittlere wirksame Druck $p_m = 1.48$ Atm. Es ist dies, verglichen mit dem Resultate nach der Symphon'schen Formel und deren Annäherung, etwas kleiner.

Zuweilen werden auch 11 Ordinaten derart eingetragen, dass die erste und letzte von dem Diagrammende nur um den vierten Theil der übrigen Feldbreite abstehen.

Der mittlere wirksame Druck wird dann aus der Relation berechnet:

$$p_m = 0.1 \left(\frac{p_0 + p_{10}}{2} + p_1 + p_2 + \dots + p_9 \right)$$

Hat der Masstab der Indicatorfeder, also der Diagrammhöhen, eine constante Theilung, dann ist in der Regel das Abmessen der einzelnen Drücke im Diagramme mittelst eines

Millimeterstabes bequemer, als mit dem Masstabe der Feder. Selbstredend ist in diesem Falle die gefundene mittlere Ordinate auch in Millimeter ausgedrückt und muss erst in Atmosphären umgewandelt werden. Bei Federn mit sehr abweichender Theilung, oder bei sehr genauen Erhebungen von Drücken aus dem Diagramme empfiehlt es sich, immer die Messung im Originaldiagramme mit dem individualisirten empirischen Masstabe der Feder zu machen und dabei den Nullpunkt des Masstabes bei jeder Ablebung bei der Atmosphärenlinie anzulegen. Der auf diese Weise erhobene mittlere Dampfdruck ist dann auch mit diesem empirischen Masstabe in das Diagramm einzutragen.

Selbstverständlich wird der nöthige Grad der Genauigkeit bestimmen, ob ein angenähertes oder ein präcises Verfahren einzuschlagen ist, und ob mehr oder weniger Ordinaten zur Erhebung des mittleren Druckes zu vermessen sein werden.

Die zur Zeit weitaus genaueste Methode zum Auffinden der mittleren Ordinate p_m besteht in der Bestimmung der Diagrammfläche und Theilung dieser letzteren durch die Diagrammlänge. Diese Flächenbestimmung geschieht am zweckmässigsten mittelst des Planimeters.

Es ist überflüssig, hier auf dieses längst bekannte, äusserst sinnreiche und nützliche Instrument einzugehen; es genügt, darauf hinzuweisen und zu bemerken, dass Amsler in Schaffhausen seit geraumer Zeit sogenannte Diagrammplanimeter ausführt, welche, durch das Einstellen der Schenkel auf die Basis der Diagrammlänge, direct die Auffindung der mittleren Ordinate gestatten, so dass mit Ausnahme einer einfachen Berücksichtigung einer Constanten des Instrumentes, jede weitere Rechnung entfällt, und die ganze Arbeit sich nur auf das Ablesen der Zeigerangabe des Instrumentes beschränkt.

Die Anwendung eines Planimeters ist sehr zu empfehlen, wo es sich um genaue Messungen handelt, wenn der Masstab der Ordinaten constant ist; in Fällen, wo die Feder im Indicator eine gleiche Masstabtheilung nicht aufweist, kann die Planimetrierung zur Ermittlung genauen mittleren Druckes nicht vorgenommen werden, weil die Resultate unter Umständen beträchtlich von der Wahrheit abweichen werden.

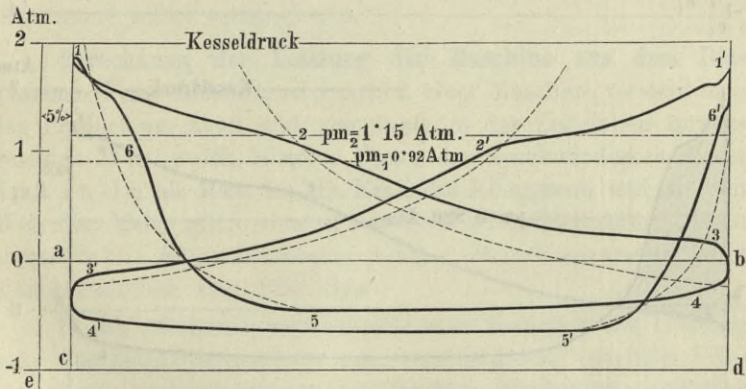
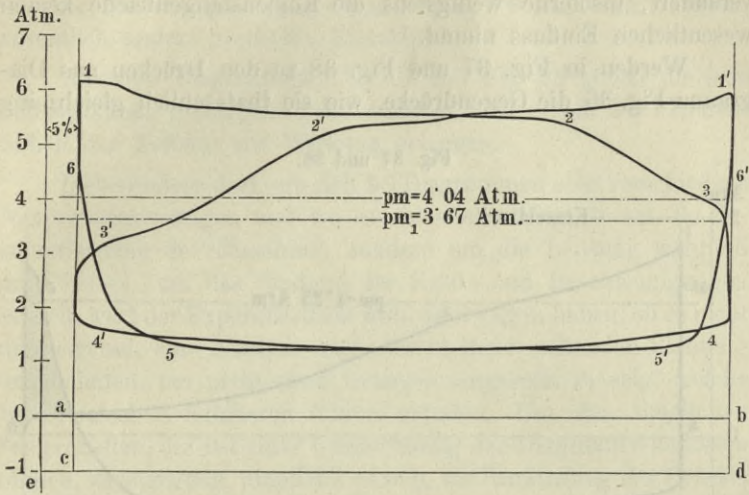
Bei der Indicirung ergeben sich nicht selten Diagramme, die mit kleineren oder grösseren Schleifen oder Schlingen versehen sind, wie dies beispielsweise in Fig. 25 und 26 veranschaulicht wurde. Die Diagrammlinie schneidet sich in ihrem Verlaufe selbst. Es zeigt dies an, dass während einer gewissen Hublänge des Kolbens der wirksame Druck kleiner wird als der Gegendruck.

Es ist selbstverständlich, dass in solchen Fällen die innerhalb der Schleife liegenden Ordinaten als Gegendrücke auch negativ in Rechnung zu bringen sind, beziehungsweise bei der Planimetrierung die Contur der Schleifenfläche, entgegengesetzt der normalen Umfahrung, also subtractiv zu geschehen habe.

Bei Condensationsmaschinen ist es häufig zweckmässig, den Theil der Ordinaten, welcher über der Atmosphärenlinie liegt, von jenem unter derselben getrennt zu behandeln. Es lässt sich dadurch die Güte der Condensation und deren relativer Werth besser erkennen.

Bei Diagrammen, welche, gleichzeitig an beiden Cylinderenden abgenommen, eine erhebliche Verschiedenheit in den Gegendrücken aufweisen, und welche im Wesentlichen weniger zur Ermittlung der indicirten Gesamtleistung dienen, als vielmehr Untersuchungen über Kräfte, die auf die Zapfen übertragen werden, oder Erhebungen, betreffend die Wirkung beschleunigter Massen zum Gegenstande haben, genügt die vorausgeführte Bestimmung des mittleren wirksamen Druckes aus der Diagrammfläche einer Kolbenseite nicht mehr, und es müssen, wie dies Eingangs Erwähnung fand, die zusammengehörigen Drücke und Gegendrücke in Rechnung gezogen werden. Im Diagramm Fig. 35, des grossen Cylinders einer Tandem-Compound-Maschine, dessen Hochdruckcylinder durch das Diagramm Fig. 36 gekennzeichnet ist, wurden gleichzeitig die beiden Kolbenseiten indicirt. In der vorher angegebenen Weise aus der Diagrammfläche berechnet, ergibt das Diagramm links einen mittleren, wirksamen Druck von $p_{m_1} = 0.92$ Atm. und das Diagramm rechts einen solchen von $p_{m_2} = 1.15$ Atm. Thatsächlich sind aber die während des Doppelhubes auf den Kolben und durch diesen auf das Gestänge und den Zapfen übertragenen Drücke wesentlich andere und auch die mittleren wirksamen Drücke eines jeden einzelnen Hubes ändern sich, ohne dass sich indess das Gesamtergebnis

Fig. 35 und 36.



Sulzer-Tandem-Compound-Ventilmaschine mit Condensation zum Betriebe eines Metallwalzwerkes.

Hochdruck Fig. 35.

Niederdruck Fig. 36.

$d = 425$ Mm.

$D = 700$ Mm.

$'s = S = 1050$ "

$\delta_1 = 105$ "

$\delta_1 = 94$ "

$\delta_2 = 0$ "

$\delta_2 = 105$ "

$\varepsilon = 6$ Proc.

$\varepsilon = 6$ Proc.

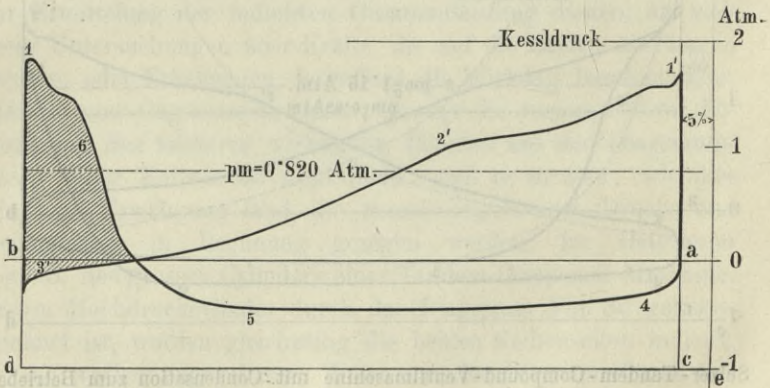
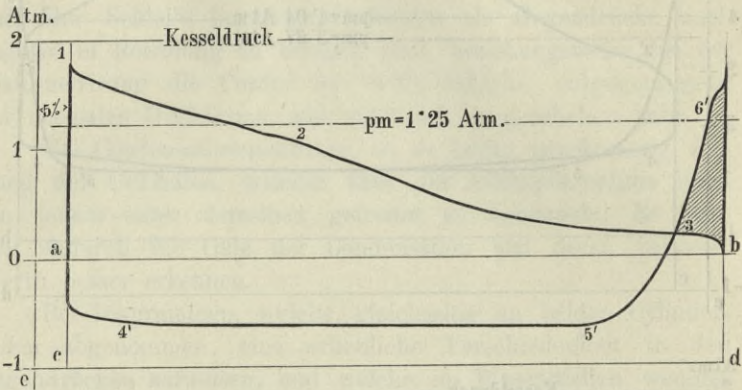
$n = 70$

$N_i = 288.6$ Pferdekräfte

für den während eines Doppelhubes wirksamen mittleren Druck verändert, insoferne wenigstens die Kolbenstangenfläche keinen wesentlichen Einfluss nimmt.

Werden in Fig. 37 und Fig. 38 zu den Drücken aus Diagramm Fig. 36 die Gegendrücke, wie sie thatsächlich gleichzeitig

Fig. 37 und 38.



Beispiel der genauen Ermittlung des mittleren Dampfdruckes.

auftreten, verzeichnet, also in Fig. 37 aus Fig. 36 der Druck links und der Gegendruck von rechts und in Fig. 38 aus Fig. 36 der Druck rechts und der Gegendruck von links zusammengefasst, so zeigt sich, dass das Kräftespiel in beiden Fällen ein wesentlich anderes ist. Wird nun der mittlere wirksame Druck ermittelt, so

liefert Fig. 37 $p_{m_1}' = 1.25$ und Fig. 38 $p_{m_2}' = 0.820$ Atm., also zur Summe $p_m = p_{m_1} + p_{m_2} = p_{m_1}' + p_{m_2}' = 2.07$ Atm., wesentlich anders vertheilte Einzeldrücke.

Aus den Diagrammen Fig. 37 und Fig. 38 gehen für jede Kolbenstellung genau jene Drücke hervor, wie sie auf der Flächeneinheit des Kolbens zur Wirkung gelangen.

Insbesondere dort, wo sich bei Diagrammen sehr verschiedene Compressionen zeigen und wo es sich nicht lediglich um die Gesamtleistung der Maschine, sondern um die Leistung während eines Hubes, um das Studium der Kräfte und Beschleunigungen handelt, wird der Experimentator wohl zu erwägen haben, ob es nicht angezeigt sei, eine Analyse nach der in Rede stehenden Richtung vorzunehmen, um nicht etwa Irrungen ausgesetzt zu sein, welche ihn zu falschen Schlüssen führen müssten. Um den möglichen Fehlerquellen, die bei einer Umzeichnung der Diagramme auftreten können, zu begegnen, empfiehlt es sich, die Ermittlung der Drücke, sowie der Gegendrücke getrennt, doch jederzeit im Originaldiagramme selbst vorzunehmen.

Berechnung der Leistung der Maschine aus dem Diagramme. Unter Leistung oder Arbeit einer Maschine versteht man das Product aus Kraft und von dieser in der Zeiteinheit zurückgelegten Weg, welch letzterer Factor die Geschwindigkeit dieser Kraft ist. Da als Mass für die Kraft das Kilogramm und für den Weg der Meter gilt, so wird das Product in Meterkilogrammen ausgedrückt. Fünfundsiebzig solcher Meterkilogramme nennt man bekanntlich eine Pferdekraft.

In der Mechanik unterscheidet man bezüglich der Leistung von Maschinen, abgesehen von verschiedenen speciellen Benennungen, zwei von einander verschiedene Pferdekraften, und zwar die indicirte und die effective Pferdekraft. Es ist dies aber nur als Bezeichnungsweise aufzufassen, denn nach der eben gegebenen Erklärung der Pferdekraft als eine Arbeitseinheit ist deren Werth jederzeit unveränderlich. Der Unterschied liegt lediglich darin, dass die Leistung an verschiedenen Stellen der Maschine erhoben wird, wo letztere eben verschieden ist. Bei einer Dampfmaschine ist unter indicirter Pferdekraft jene Leistung zu verstehen, welche in dem in den Cylinder tretenden Dampf e-

halten ist, also jene Arbeitsgrösse, welche der Dampfmaschine zur Transformation für mechanische Zwecke zur Verfügung gestellt wird. Es braucht aber jede Maschine eine gewisse Arbeitsgrösse auf, um die an vielen Stellen auftretenden Reibungen zu überwinden, und in gleichmässiger Bewegung sich erhaltend, ihre Arbeit zu verrichten. Auf die Schwungradwelle wird daher nicht die gleiche Leistung übertragen werden können, deren Mass als indicirte gilt, sondern nur eine etwas kleinere Leistung. Jene Leistung, welche die Maschine an ihrer Welle oder sonstwo zur freien Verfügung für mechanische Arbeitszwecke stellt, nennt man die effective Leistung. Das Verhältniss der indicirten zur effectiven Leistung dient als Masstab der Güte einer Maschine. Die indicirte Leistung lässt sich mittelst des Indicators, die effective Leistung mittelst der Bremse direct erheben.

Zunächst ist es die indicirte Leistung, auf welche hier näher eingegangen werden muss. Nachdem die indicirte Leistung, wie gesagt, das Product aus Kraft und deren Weg in der Zeiteinheit im Dampfcyliner gemessen bildet, so dass das Diagramm in seiner Fläche jederzeit dieses Arbeitsproduct darstellt, so gibt die Fläche eines jeden Diagrammes ein genaues Bild der während der Dauer eines Kolbenhubes auf den Kolben übertragenen mechanischen Gesamtarbeit. Zur Ermittlung der Leistung in der Secunde oder der Leistung in Meterkilogrammen oder in Pferden, ist es somit nöthig, nebst den Dimensionen der Maschine auch die Geschwindigkeit, beziehungsweise die Anzahl der minutlichen Umdrehungen der Kurbel zu kennen.

Ist der mittlere wirksame Dampfdruck p_m in Atmosphären berechnet, und zwar für beide Kolbenseiten als p_{m_1} und p_{m_2} , bezeichnet F die wirksame Kolbenfläche in Quadratcentimetern, also jene Kolbenfläche, auf welche der im Cylinder herrschende Druck wirkt, das ist die Fläche des ganzen Kolbens, vermindert um die Fläche der Kolbenstange, ist weiters s der Kolbenhub in Metern und n die minutliche Tourenzahl der untersuchten Maschine, so berechnet sich in bekannter Weise deren Leistung N_i , ausgedrückt in indicirten Pferdestärken, aus dem Zusammenhange:

Kraft mal Secundenweg, worin die Kraft die Anzahl Kilogramme p_m , welche auf die Fläche F wirken, also $p_m \cdot F$ ist, und der Weg des Dampfkolbens in der Secunde, da der Doppelhub

2 mal der Tourenzahl n den minutlichen Weg angibt, $\frac{2 s n}{60}$ beträgt. Dieses Product ergibt Meterkilogramme, welche durch 75 getheilt, Pferdekräfte darstellen.

In Formel ausgedrückt, schreibt sich diese Relation:

$$N_i = p_m \cdot n \frac{sF}{30 \cdot 75} p_m = C \cdot p_m \cdot n$$

Der hier eingesetzte mittlere Dampfdruck p_m gilt für die beiden Kolbenseiten, er berechnet sich als Mittel aus dem mittleren wirksamen Dampfdrucke vor dem Kolben und aus dem analogen Werthe hinter dem Kolben, aus der Beziehung $p_m =$

$$= \frac{p_{m1} + p_{m2}}{2}.$$

Die Constante $C = \frac{s F}{30 \cdot 75}$ wird für eine gegebene Maschine ein- für allemal berechnet; sie bedeutet die Leistung der Maschine für einen mittleren Dampfdruck einer Atmosphäre und einer Umdrehung der Maschine pro Minute, und ist für jede Maschine unveränderlich.

Für Woolf'sche und Compound-Maschinen wird weiter unten, gelegentlich der Besprechung derselben, die Berechnung der Leistung des Näheren angegeben.

Die Berechnung der verbrauchten Dampfmenge aus dem Diagramm, nach Warrington. Würde eine Maschine, statt mit Dampf, mit Wasser vom Drucke einer Atmosphäre arbeiten, so wäre zur Erzeugung der Leistung von einer Pferdekraft das erforderliche Wasserquantum für eine Stunde:

$$V = 26 \cdot 127 \text{ Cubikmeter oder } G = 26127 \text{ Kilogr.}$$

Dieses Wasserquantum müsste natürlich für dieselbe Leistung nur halb so gross sein, wenn der Wasserdruck nicht eine, sondern zwei Atmosphären betrüge. Also ganz allgemein wären für einen mittleren Druck von p_m Atmosphären nur $\frac{26 \cdot 127}{p_m}$ Cubikmeter Wasser nöthig. Würde an die Stelle des Wassers Dampf von der gleichen Spannung treten, was für die Leistung genau das Gleiche wäre, so würde, natürlich auch derselbe Cubikraum, aber ein im Verhältnisse des specifischen Gewichtes von Wasser und Dampf verringertes Dampfgewicht W nöthig sein. Es ist demnach schon

$$W = \frac{26 \cdot 127}{p_m \cdot v_e} \text{ Kilogr.}$$

die pro Stunde und indicirter Pferdekraft erforderliche Dampfmenge, wenn p_m den mittleren Dampfdruck und v_e das Volumen von 1 Kilogr. Dampf von der Spannung des absoluten Enddruckes der Expansion, in Cubikmetern, bezeichnet. Es wird hierbei ein ganz trockener Dampf vorausgesetzt und jedweder Verlust als ausgeschlossen betrachtet.

Nimmt man vorübergehend an, dass in einem Diagramm der mittlere Dampfdruck p_m gleichwerthig mit dem absoluten Enddrucke der Expansion, dass also v_e das dem Drucke p_m entsprechende spezifische Volumen sei, so ergeben die Werthe W schon den richtigen Dampfverbrauch für die absoluten Enddrucke der Expansion. Weicht der mittlere Dampfdruck von dem Enddrucke ab, so ist die Annahme vollkommen zulässig, dass sich sodann der wirkliche Dampfverbrauch zu dem mit W bezeichneten genau so verhalte, wie die von der mittleren abweichende absolute Endspannung zu dieser mittleren Spannung selbst.

Es ergibt sich daher für ein vorliegendes Diagramm in sehr einfacher Weise, ohne die Dimensionen und Geschwindigkeitsverhältnisse der Maschine, von der es abgenommen wurde, zu kennen, ohne Berücksichtigung der Einflüsse der Compression, des schädlichen Raumes, der Condensation und der durch Undichtigkeit entstehenden Dampfverluste, für den Dampfverbrauch von trockenem Dampfe pro Stunde und eine indicirte Pferdekraft:

$$D = \frac{W p_e}{p_m} \text{ Kilogr.};$$

darin wird p_e und p_m aus dem Diagramm entnommen.

Die Werthe W wurden für die zugehörigen Grössen p_e ermittelt und finden sich in der am Schlusse dieser Veröffentlichung enthaltenen Tabelle zusammengestellt.

In dieser Tabelle wurde nebst dem Producte $W p_e$ auch das spezifische Volumen des Dampfes v_e angegeben, um erforderlichen Falles mit voller Rigorosität den Werth W ermitteln zu können.

Correction dieses Dampfverbrauches bezüglich der Einflüsse des schädlichen Raumes und der Compression. In dem Diagramm Fig. 32 wurde der Enddruck der Expansion p_e , als

Linie $3'n$ eingetragen. In dem Punkte 5 beginnt die Compression; sie erreicht in der Stellung m des Kolbens genau die Höhe des Druckes p_e , es wird also für diesen Hub nicht die dem ganzen Hube $3'n$ entsprechende, sondern eine im Verhältniss $\frac{3'm}{3'n}$ veränderte Dampfmenge:

$$D_1 = D \frac{3'm}{3'n} \text{ Kilogr.}$$

erfordert.

Das Verhältniss $\frac{3'm}{3'n}$ muss nicht immer kleiner als die Einheit sein, wie dies in Fig. 32 und 33 der Fall ist, sondern es kann auch der Einheit gleich oder grösser als diese werden. Es wird der Einheit gleich, wenn die maximale Compression den Werth der absoluten Endspannung der Expansion erreicht, wie beispielsweise in Fig. 17 und 29, punkirtes Diagramm; bleibt sie kleiner als die Endspannung, wie im Diagramm Fig. 24, für das vollgezeichnete Diagramm und im Diagramm Fig. 25, so wird das Verhältniss grösser als die Einheit und somit auch der Werth D_1 grösser als D . In diesem Falle muss der eintretende Dampf erst den im schädlichen Raume enthaltenen Dampf auf jenen Druck erhöhen, welcher dem Enddrucke der Expansion entspricht; es ist also nicht nur der ganze nützliche Raum des Cylinders, sondern auch ein Theil des schädlichen Raumes mit frischem Dampf zu erfüllen, daher muss der Werth D_1 grösser werden.

Bei Maschinen, die gar keine Compression besitzen, deren absoluter Dampfendruck über dem Ausströmungsdruck liegt, ist durch den Diagrammpunkt, der das Ende der Ausströmung kennzeichnet, nach dem Mariott'schen Gesetze die ideelle Compressionslinie einzutragen, wie sie theoretisch eintreten würde, wenn der in dem schädlichen Raume befindliche Dampf bis zur Höhe des absoluten Enddruckes der Expansion weiter comprimirt würde. In Fig. 31 ist dieser Fall veranschaulicht.

Selbst in Diagrammen, wo die Endspannung tiefer liegt als die Compressionsdrücke, wie im Diagramm Fig. 25, lässt sich der Punkt m jederzeit leicht auffinden, indem man die Compressioncurve nur nach abwärts, bis zum Schnitte m mit der Horizontallinie aus $3'$, verlängert.

Es wird also in allen Fällen die dem Diagramm für dessen absoluten Enddruck der Expansion entsprechende, aus der Tabelle erhobene Dampfmenge durch die Compression beeinflusst. Die gewählte Darstellungsart zeigt in sehr klarer Weise den ökonomischen Einfluss der Compression auf den absoluten Dampfverbrauch. Es darf aber nicht übersehen werden, dass mit der Verringerung des Dampfverbrauches, in Folge gesteigerter Compression, auch die Diagrammfläche, also die Arbeit der Maschine, eine kleinere wird; in diesen Verhältnissen das richtige Mass zu halten, ist eine wichtige Aufgabe der Praxis.

Viele Unberufene, aber auch einige Berufene haben sich gegen die vorstehende, sehr einfache Methode der Ermittlung des Dampfverbrauches aus dem Diagramm zu äussern bemüssigt gesehen und zwar vornehmlich aus dem Grunde, weil der effective Dampfverbrauch ein unvergleichlich grösserer ist. Dies ist ganz richtig. Die nach der angegebenen Weise gewonnenen Zahlen der Dampfmenge bilden aber, trotzdem sie nur theoretische Kleinstwerthe verzeichnen, sehr wohl beachtenswerthe Hilfsmittel, um an ein und derselben Maschine oder an verschiedenen Maschinentypen Vergleiche anzustellen. Der praktische Ingenieur wird sich auch sehr bald für seine Maschine gewisse Coefficienten aus Erfahrung oder directer Probe beschaffen, so dass diese Dampfwerthe dann auch einen directen Masstab für den effective Dampfverbrauch bilden werden.

Beispiel. Diagramm Fig. 24, von einer Maschine mit stark gedrosselter Einströmung, bei grosser Füllung, abgenommen, ergibt für den wirksamen mittleren Druck $p_m = 3.29$ Atm.; die absolute Endspannung der Expansion, die Länge $3' d$ ist $p_e = 3$ Atm. Die Tabelle gibt hierfür $W = 14.861$ und $Wp_e = 44.58$ Kilogramm. Daraus berechnet sich der Verbrauch an trockenem Dampf pro Pferdekraft und Stunde, wenn kein schädlicher Raum vorhanden wäre:

$$D = \frac{44.58}{3.29} = 13.5 \text{ Kilogr.};$$

mit Berücksichtigung des schädlichen Raumes und der Compression wird diese Dampfmenge aus dem Originaldiagramm berechnet:

$$D_1 = D \frac{3' m}{3' n} = 13.5 \cdot \frac{131.5}{139.3} = 13.82 \text{ Kilogr.};$$

es verursacht somit die für diese grosse Füllung zu geringe Compression im Zusammenhange mit dem schädlichen Raum einen Mehrverbrauch an Dampf von 2·3 Proc. Dies ist für eine Condensationsmaschine mit Corlisssteuerung ein sehr ungünstiges Resultat, zumal, wenn der schädliche Raum, wie dies Diagramm Fig. 24 aufweist, nur 3 Proc. des Kolbenhubes beträgt; die übertriebene Füllung und daher zu geringe Expansion verursacht dies.

Günstiger ist das punktirte kleinere Diagramm, welches bei 34·5 Proc. Füllung abgenommen wurde.

Der mittlere wirksame Dampfdruck beträgt $p_m = 2·45$ Atm., der absolute Expansions-Enddruck $p_e' = 1·45$ Atm. Diesem entspricht aus der Tabelle:

$$W = 15·52, \text{ ferner } W p_e = 22,$$

also eine Dampfmenge:

$$D = \frac{22}{2·45} = 8·9 \text{ Kilogr.}$$

trockenen Dampfes pro Pferdekraft und Stunde. Nachdem hier die Compression am Hubende etwas über den Werth des absoluten Enddruckes der Expansion liegt, so ist dieser Werth zu corrigiren und der wirkliche Diagrammdampf beträgt hiernach:

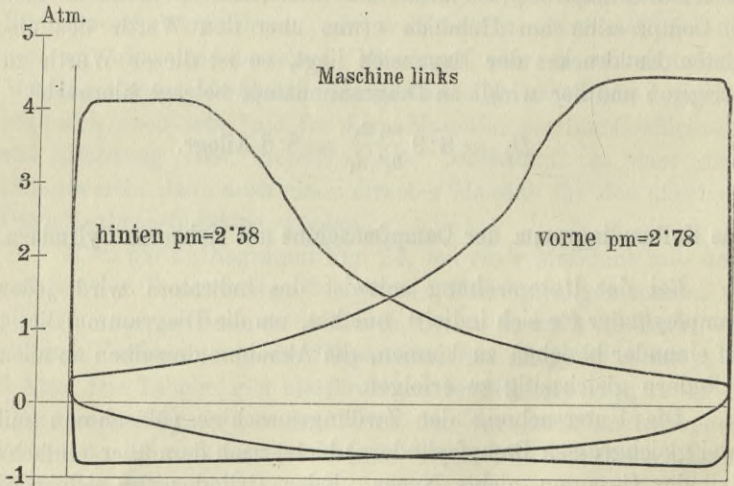
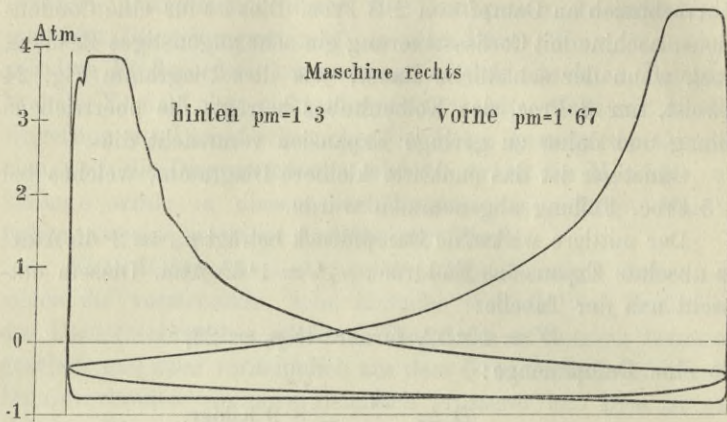
$$D_1 = 8·9 \frac{m_1 3_1'}{3_1' n_1} = 8·8 \text{ Kilogr.}$$

Das Kolbendiagramm der Dampfmaschine mit mehreren Cylindern.

Bei der Untersuchung mittelst des Indicators wird jeder Dampfeylinder für sich indicirt, nur hat, um die Diagramme direct auf einander beziehen zu können, die Abnahme derselben an allen Cylindern gleichzeitig zu erfolgen.

Die Untersuchung der Zwillingsmaschine (Maschinen mit zwei gleichgrossen Dampfeylindern) bietet nach dem über einfache Cylinder Gesagten nichts Neues. Jeder Cylinder für sich wird mit Kesseldampf gefüllt und besteht bezüglich des arbeitenden Dampfes zwischen den Cylindern kein weiterer Zusammenhang. Diagramm (Fig. 39 und 40). Nur hat man bei Erhebung der auftretenden Gesamtdrücke auf Zapfen und Lager die Kurbelstellung in Beachtung zu ziehen; das heisst die voreilende Kurbel zu berücksichtigen.

Fig. 39 und 40.



Zwillings - Condensationsmaschine mit Keilregulirung auf den Expansions-
schieber wirksam. Zum Betriebe einer Mühle.

$$d = 581 \text{ Mm.}$$

$$s = 1200 \text{ "}$$

$$\delta_1 = 75.5 \text{ "}$$

$$\delta_2 = 65.5 \text{ "}$$

$$n = 35 - 55$$

Bei Woolf'schen Maschinen, das sind solche, deren Kurbeln gleich oder um 180° verstellt laufen und deren Specialfall die Tandemaschine darstellt, arbeitet derselbe Dampf, der in den kleinen Cylinder vom Kessel zugelassen wurde, im grossen Cylinder weiter und besteht also bezüglich des arbeitenden Dampfes zwischen den beiden Dampfeylindern ein sehr wesentlicher Zusammenhang, wie dies auch im Nachfolgenden noch des Näheren besprochen wird.

Dasselbe gilt für Compound- oder Verbundmaschinen, bei welchen die Kurbeln der beiden Cylinder gegeneinander versetzt erscheinen und zwar in der Regel um 90° bei Anwendung von einem Hochdruck und einem Niederdruckcylinder; gleichgerichtet oder um 120° versetzt sind bei Anwendung von drei Cylindern verschiedener Grösse, wenn dieselben unabhängig auf die Kurbelwelle wirken. Die Verbundmaschine bedingt die Anwendung eines Ueberströmraumes zwischen den Cylindern verschiedener Grösse, den sogenannten Receiver. Die Grösse dieser Receiver nimmt auf die Diagrammverhältnisse einen grossen Einfluss.

Es ist nicht Gegenstand dieser Studie, die verschiedenen Maschinenarten als solche in Erörterung zu ziehen, wohl aber soll bei der Besprechung der Expansion in den folgenden allgemeinen Bemerkungen auf die Diagramme derselben näher eingegangen werden.

Allgemeine Bemerkungen

über die einzelnen Linien des Indicatorgrammes.

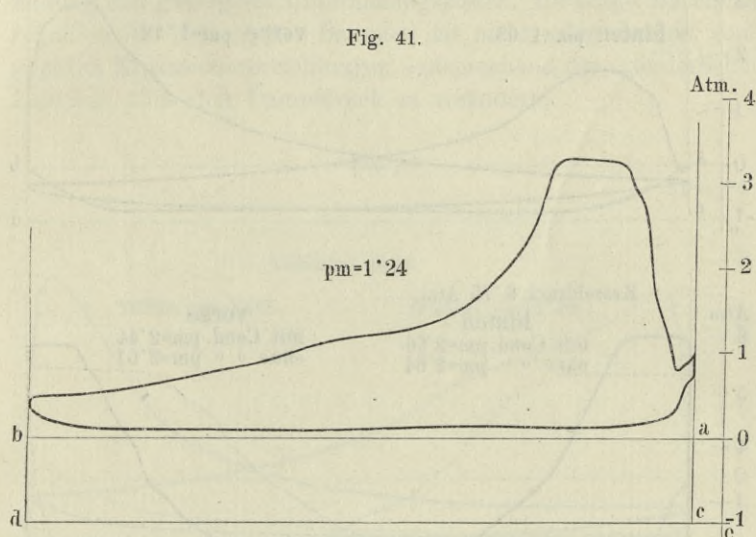
Mit Hinblick auf eine möglichst grosse Diagrammfläche, die, wie im Vorstehenden gezeigt wurde, die mechanische Arbeit während eines Hubes darstellt, beziehungsweise auf einen grossen mittleren Dampfdruck p_m und eine gleichzeitig thunlichst kleine absolute Endspannung der Expansion p_e , entsprechend dem Verhältnisse $\frac{p_e}{p_m}$, sollen im Folgenden die Diagramme analysirt werden, unter gleichzeitiger Berücksichtigung des Einflusses der Compression. Dies geschieht am Zweckmässigsten durch Besprechung der einzelnen Linien und charakteristischen Punkte des Diagrammes.

Die Dampfeinströmung.

Da die Eröffnung des Dampfeinlasses meist in der Nähe des todten Punktes erfolgt, so verläuft die die Dampfeinströmung darstellende Linie des Diagrammes in der Regel nahezu vertical. Gewöhnlich gibt man dem Einlassorgan etwas Voreilen, so dass am todten Punkte bereits Dampf in den Cylinder tritt; zuweilen ist aber auch eine Nacheinströmung erwünscht. Dies ist hauptsächlich dann der Fall, wenn keine oder nur sehr geringe Compression vorhanden ist und Stösse am Hubwechsel vermieden werden sollen, Diagramm Fig. 24 und 39. Nacheinströmung kann, wie im Diagramm Fig. 34, in dem Systeme der Steuerung, oder auch in schlecht unterhaltenen und ausgelaufenen Steuerungen, durch Spiel in Bolzen und Charnieren der Schieber und Schubstangen, oder in fehlerhafter Dampfvertheilung überhaupt, Fig. 19 bis 21, ihren Grund haben. Diagramm Fig. 26 zeigt einen ver-

frühten Dampfeintritt, der die Leistung der Maschine um circa 5 Proc. herabdrückt; Diagramme Fig. 28, 41 und 42 weisen einen verspäteten Dampfeintritt auf.

Bezüglich der Diagramme Fig. 19—21 wurde bereits oben erwähnt, dass es vorkommen kann, dass die Dampfeinströmung sogar erst in der Mitte des Hubes stattfindet, wenn das einzige



Hochdruckmaschine mit Expansionschiebersteuerung zum Betriebe einer Maschinenfabrik.

$$d = 315 \text{ Mm.}$$

$$s = 630 \text{ „}$$

$$n = 60$$

$$\delta_1 = \delta_2 = 52 \text{ Mm.}$$

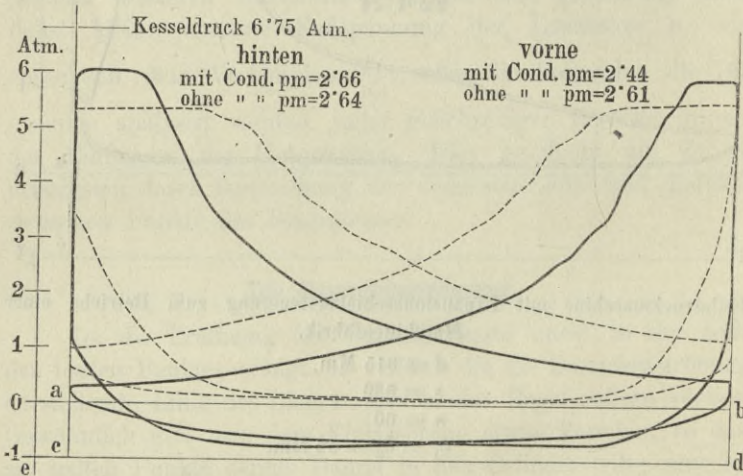
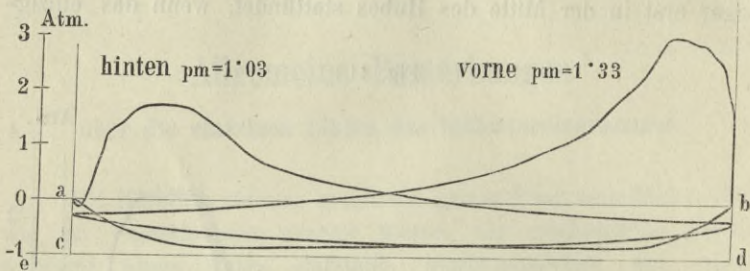
Kriterium für die Güte der Maschine das ist, dass sie sich überhaupt umdrehe und keines der sich einstellenden Anzeichen, als insbesondere excessiver Dampfverbrauch, Berücksichtigung erfährt.

Die Füllung.

Der Verlauf der Füllungslinie soll möglichst horizontal sein, damit der Dampf mit seiner grössten Pressung während der Füllungsperiode auf den Kolben drücke.

Häufig fällt jedoch diese Linie mehr oder weniger stark ab. Daran kann die Drosselung des zuströmenden Dampfes, durch absichtliche oder unabsichtliche Verengung in der Dampfleitung

Fig. 42 und 43.



Ventilmaschine mit Wechsel auf Hochdruck und Condensation zum Betriebe einer Farbwarenfabrik.

$d = 350$ Mm.

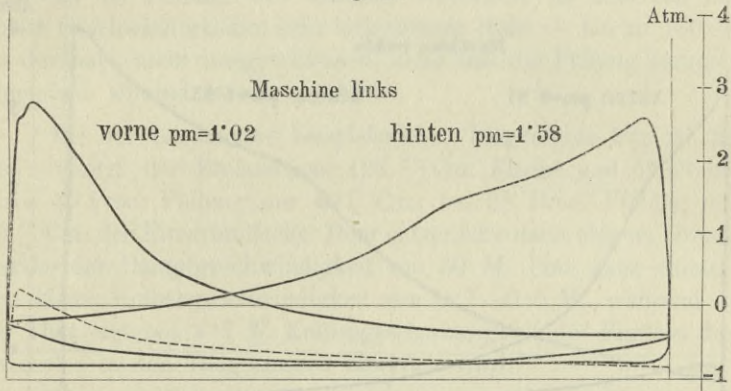
$s = 650$ "

$n = 80$

oder den Wegen, wohl aber auch ein zu kleiner Schieber oder Ventilkasten die Veranlassung sein und sollen einige Specialfälle nachstehend erörtert werden.

a) Das Drosseln des Dampfes durch die Steuerung. Jene Steuerungsorgane, welche zu dem Zwecke einer richtigen Benützung des Dampfes dienen, wozu unter anderen auch das Constanthalten des Druckes während der Füllung gehört, verursachen bedeutende Kosten der ersten Herstellung und erfordern in Folge ihrer Complication eine bessere, sorgfältigere Unterhaltung und gesteigerte Unterhaltungskosten. Derartige Maschinen reguliren die Füllung des Dampfes mit mehr oder weniger complicirten Expansionsvorrichtungen, entsprechend der erforderlichen Leistung, ohne den Dampfdruck zu verändern.

Fig. 44.



Dieselbe Maschine wie Fig. 39.

Einfacher und billiger bezüglich der Herstellung und des Unterhaltes, doch bedeutend unvortheilhafter mit Hinsicht auf den Dampfconsum sind jene Maschinen, bei welchen die Expansion eine absolut oder relativ fixe Lage besitzt und der Dampfzutritt nicht mit der Steuerung, sondern nur mittelst der Einlass- oder Drosselorgane geregelt wird.

Ein Beispiel der Drosselung bei einer Keillappensteuerung zeigt Diagramm Fig. 44 und 45.

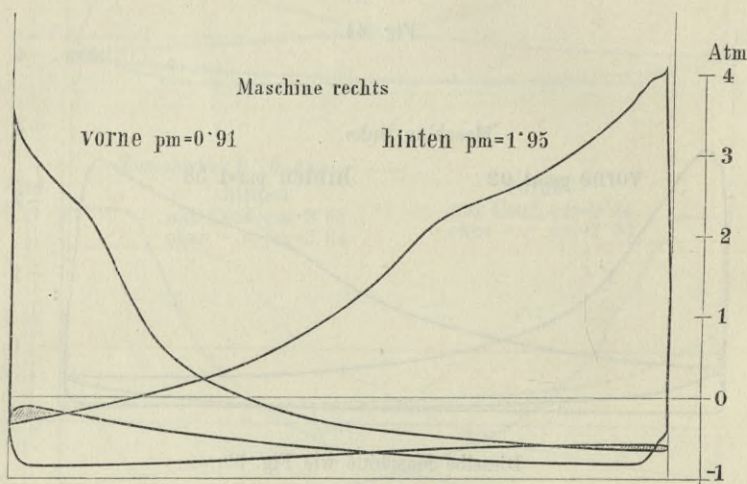
Weiter unten wird noch speciell auf den Einfluss, den die modernen Ventilsteuerungen auf das Drosseln des einströmenden Dampfes nehmen, in eigenen Ventilerhebungs-Diagrammen hingewiesen.

Zuweilen begegnet man der Uebung, in Maschinen mit complicirten Präcisionssteuerungen nur sehr stark gedrosselten Dampf zu admittiren, wie z. B. Fig. 22 und 24 es zeigen; dies ist nicht zweckmässig.

b) Das Drosseln durch enge Canäle. Die Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf eintritt, hat auf den Verlauf der Füllungslinie wesentlichen Einfluss.

In den Lehrbüchern findet sich in der Regel für die Dimensionirung der Eintrittswege in den Cylinder die Angabe, dass

Fig. 45.



Dieselbe Maschine wie Fig. 40.

die Dampfgeschwindigkeit 30 Meter für mittlere Kolbengeschwindigkeit nicht überschreiten solle. Es ist dies eine ziemlich willkürliche Annahme, schon deshalb, weil jedenfalls die Höhe der Spannung des Eintrittsdampfes auf die grösste zulässige Geschwindigkeit wesentlichen Einfluss nimmt, mit anderen Worten, weil eine Drosselung durch enge Querschnitte bei niedriger Spannung des Dampfes einen ganz anderen Einfluss nimmt, als dies bei hohen Spannungen der Fall ist.

Bei einer grossen Zahl von Maschinen wird auch nur ein Bruchtheil des Canalquerschnittes geöffnet, zumal, wenn die Maschine mit kleiner Füllung arbeitet.

Untersucht man nach den Steuerungsverhältnissen, beispielsweise bei Locomotiven, für kleinere Füllungen, die freien Querschnitte der Dampfcanäle, so zeigt es sich, dass diese durchaus nicht durch den im Cylinder eingegossenen Eintrittsweg, sondern vielmehr durch den Schieber bedingt werden und dass nahezu niemals zur Gänze die möglichen Querschnitte eröffnet werden. Eine diesbezüglich beiläufige Rechnung, die auf die Grösse, die Zeit der Eröffnung und die Geschwindigkeit des Auf- und Zumachens des Einlasscanales Rücksicht nimmt, ergibt, dass die Dampfgeschwindigkeit beim Durchgange durch die Schieberöffnungen sehr wesentlich höher liegt, als dies angenommen wird, ohne dass der Druck während der Füllung sich merklich verändert. Es scheinen absolute Geschwindigkeiten sehr bedeutender Höhe — bis zu 100 M. — durchaus nicht ausgeschlossen, ohne dass die Füllung darunter irgendwie störend beeinflusst würde.

Bei der Locomotive beispielsweise, Diagramme Fig. 26, 28 etc., besitzt der Einlasscanal 128 □ Cm. Fläche und öffnet bei circa 40 Proc. Füllung nur 40 □ Cm., bei 28 Proc. Füllung nur 25 □ Cm. der Einströmfläche. Dem entspräche nach obigem Grenzwerte der Dampfgeschwindigkeit von 30 M. eine ganz unmöglich kleine Kolbengeschwindigkeit von 0·7—0·5 M., während in der That erst bei 1·7 M. Kolbengeschwindigkeit der Einfluss des Drosselns in den Diagrammen merklich wird.

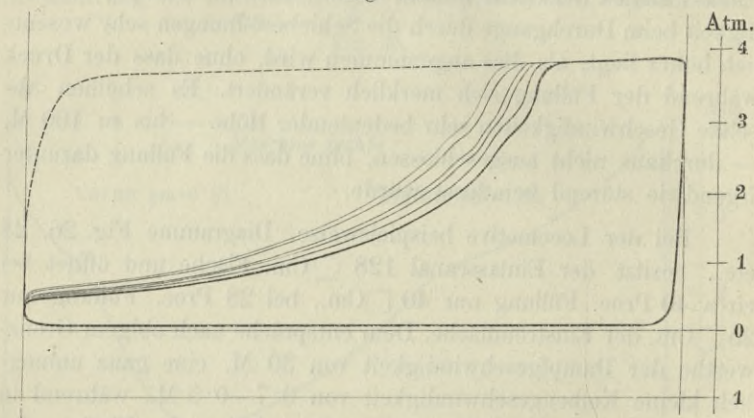
Es wäre sehr zu wünschen, dass auf experimentellem Wege diese Frage, ihrer hohen Wichtigkeit wegen, ehestens eingehend untersucht würde.

Diagramm Fig. 23 zeigt bei einer Maschine mit Vollfüllung, einfacher Schiebersteuerung und sehr nassem Dampf eine eigenenthümliche Erscheinung. Der Dampf wird gedrosselt, der Druck fällt rasch ab, um gegen Ende des Hubes wieder ziemlich beträchtlich anzusteigen. Dies muss auf den Zusammenhang der Kolben- und Dampfgeschwindigkeit zurückgeführt werden. Der Druck findet Zeit, sich gegen das Hubende wieder etwas zu erholen.

Aus dem Diagramme Fig. 24 ist zu erkennen, welcher beträchtliche Theil der Diagrammfläche durch Drosselung des Einlassorganes verloren geht.

In Fig. 20 und 21 ist der Druck des Einströmdampfes wohl erhalten, aber die Einströmung findet erst statt, nachdem der Kolben bereits einen grossen Theil seines Hubes zurückgelegt hat und muss nachträglich bei der Eröffnung des Einlasses das Cylinder-volumen mit frischem Dampf erfüllt werden, ohne dass derselbe im Stande ist, seine Arbeit richtig an den Kolben abzugeben. Solche Dampfverschwendungen gehören durchaus nicht zu den

Fig. 46.



Zwillings-Hochdruck-Maschine mit Wanniek-Köppner-Steuerung zum Betriebe einer elektrischen Anlage.

$$d = 330 \text{ Mm.}$$

$$s = 660 \text{ „}$$

$$n = 75$$

$$\delta_1 = 50 \text{ „}$$

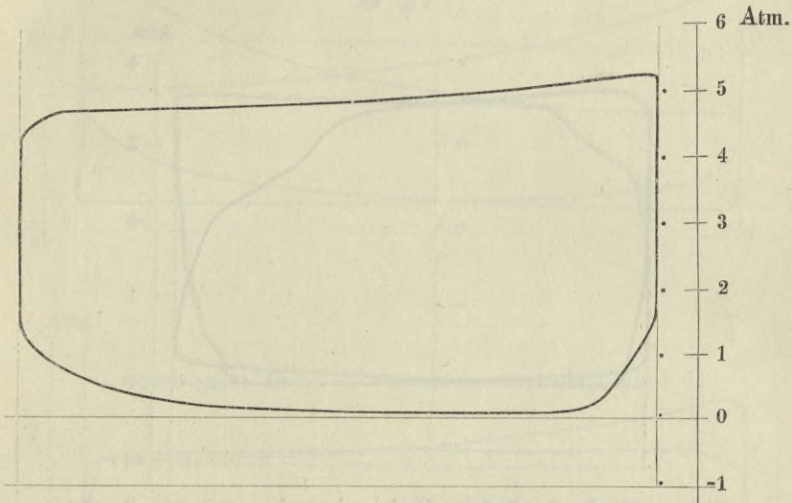
$$\delta_2 = 0$$

Seltenheiten, und sehr häufig begegnet man verspäteter Einströmung, wie in Fig. 34 und 41.

Fig. 46 zeigt eine ziemlich gute Dampf einströmung, die nur in Folge etwas langer und enger Rohrleitung sich ein wenig senkt. Das Diagramm wurde einer Maschine mit Klinkensteuerung entnommen mit entsprechendem Schieber und Canal-Querschnitte. Wenn die Ausklinkung, die durch den Regulator beeinflusst wird, nicht rechtzeitig eintritt, so bleibt die Einströmung, wie die punktirte Linie andeutet, während des ganzen Hubes geöffnet.

Einströmungen, die als solche gut, aber in ökonomischer Beziehung viel zu gross sind, zeigen Diagramme Fig. 47 und 48, die kleinen Betriebsmaschinen entnommen wurden, welche bis auf ihr äusserstes Mass überlastet wurden, ein Fall, der gleichfalls sehr häufig stattfindet und sich durch einen enormen Kohlenverbrauch rächt.

Fig. 47.



Lachapelle - Maschine mit Expansionsschiebersteuerung zum Betriebe einer Metallwaarenfabrik.

$d = 170$ Mm.	$p_m = 4.6$ Atm.
$s = 300$ "	$p_e = 4.4$ "
$n = 105$	$D = 13.9$ Mm.
	$N_i = 14.6$ Pferdekräfte

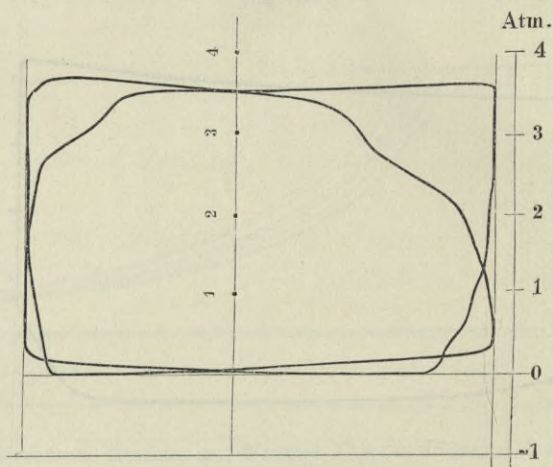
Starke Drosselung in Verbindung mit verspätetem Dampfeintritt zeigt Diagramm Fig. 28.

Diagramme Fig. 49 und 50 verrathen gleichfalls zu enge Dampfwege, sie gehören einer Woolf-Balanciermaschine an, bei der die Einströmcanäle in den Ausströmungscanälen eingegossen liegen und der Einfluss des Regulators ersichtlich wird.

c) Das Drosseln durch lange, enge oder stark gekrümmte Dampfleitungen. Wenn die Leitungen lang, enge

oder vielfältig scharf abgelenkt sind, so erfährt der Dampfdruck eine beträchtliche Abnahme. Dieser Druckverlust spricht sich sehr deutlich in dem Diagramm aus. Häufig ist es möglich, durch rationelle Formgebung der Leitung den daraus resultierenden Verlust wesentlich zu verringern; behoben kann dieser Uebelstand nur durch Vergrößerung des Leitungsquerschnittes oder Steigerung der Dampfspannung werden.

Fig. 48.



Kleine verticale eincylindrige Hochdruckmaschine mit vom Regulator beeinflusster Steuerung mit einem Schieber.

$$d = 170 \text{ Mm.}$$

$$s = 170 \text{ "}$$

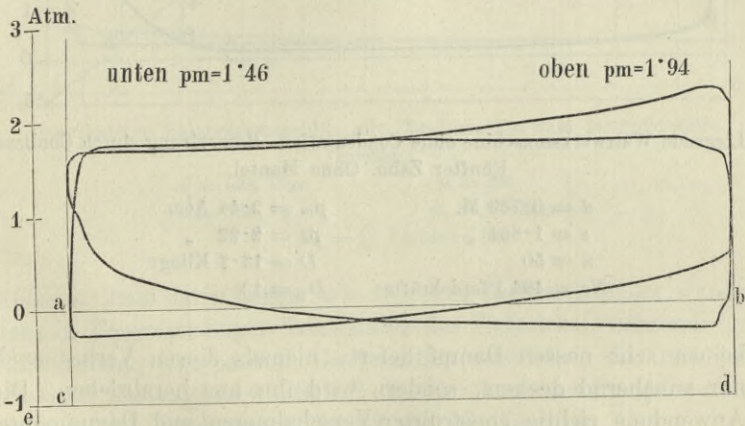
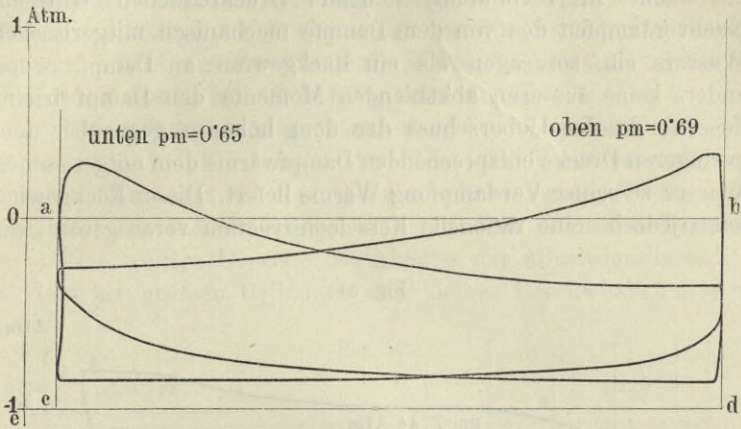
$$n = 131$$

$$\delta_1 = 26$$

Interessant ist die Charakteristik in dem Diagramm, je nachdem in der Nähe des Dampfzylinders, durch Ventile oder Schieber, oder durch enge und lange Dampfleitungen gedrosselt wird.

Im ersteren Falle erfolgt die Druckabnahme nach einer gegen oben convexen, im letzteren Falle nach einer entgegengesetzt gekrümmten Curve. Es erklärt sich dies aus der relativen Lage des Dampfreservoirs zum Cylinder und ist im ersten Falle eine reine Expansionserscheinung. Diagramme Fig. 23 und 57 sind Beispiele für den ersten, Diagramm Fig. 51 illustriert den andern Fall.

Fig. 49 und 50.

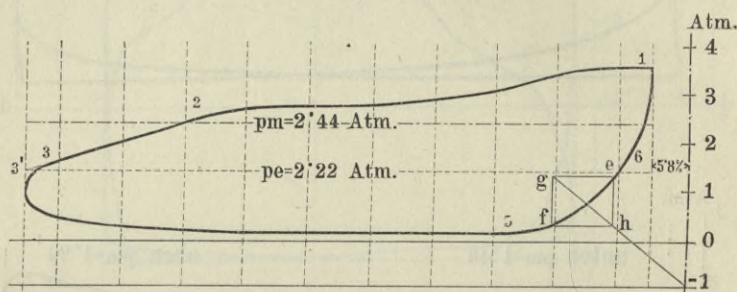


Woolf'sche Balanciermaschine (Gilain) zum Betriebe von Walzwerken und Prägen.

Hochdruckcylinder	Niederdruckcylinder
$d = 298$ Mm.	$D = 459$ Mm.
$s = 625$ "	$S = 917$ "
$\delta_1 = 56$ "	$d_1 = 60$ "
$\delta_2 = 0$ "	$d_2 = 0$ "
$n = 40$	$N_i = 32$ Pferdekräfte

Der durch das Drosseln herbeigeführte Verlust wird nicht immer in seiner ganzen Grösse fühlbar. Durch das Drosseln und die damit in Verbindung stehende Druckreduction tritt ein Nachverdampfen des von dem Dampfe mechanisch mitgerissenen Wassers ein, sozusagen als ein Rückgewinn an Dampf, wenn anders keine äusseren abkühlenden Momente den Dampf beeinflussen, da der Ueberschuss der dem höheren gegenüber dem geringeren Drucke entsprechenden Dampfwärme dem mitgerissenen Wasser zu seiner Verdampfung Wärme liefert. Dieser Rückgewinn kann jedoch, eine rationelle Kesselconstruction vorausgesetzt, die

Fig. 51.



Liegende Walzwerksmaschine ohne Condensation. Reservirung durch Coulisse.
Fünfter Zahn. Ohne Mantel.

$d = 0.789 \text{ M.}$	$p_m = 2.44 \text{ Atm.}$
$s = 1.864 \text{ „}$	$p_e = 2.22 \text{ „}$
$n = 50$	$D = 13.7 \text{ Kilogr.}$
$N_i = 494 \text{ Pferdekräfte}$	$D_1 = 13$

keinen sehr nassen Dampf liefert, niemals diesen Verlust auch nur annähernd decken, sondern wird ihn nur herabziehen. Die Anwendung richtig construirter Verschalungen und Dampfmäntel schützt vor Dampfverlusten durch Abkühlung; ein möglichst trockener Dampf vor Verlusten durch gesteigerte Wasserbildung und die Vermeidung des Drosselns während der Einströmung vor Verlusten an Dampfarbeit.

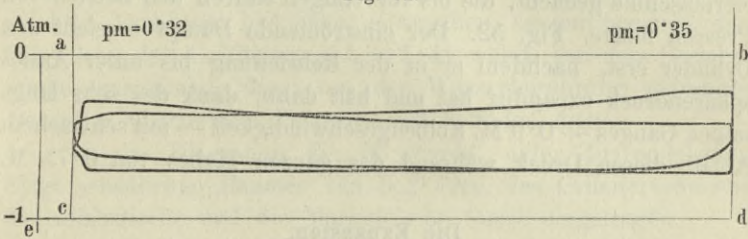
Im Diagramm Fig. 24 beträgt der Verlust durch starkes Drosseln eine Atmosphäre am mittleren wirksamen Dampfdrucke, somit 24 Proc. an Leistung; bei 33 Proc. Füllung, dem punktierten

kleineren Diagramm, immer noch 12 Proc. an Leistung. Genau ebenso verhalten sich die Verluste an Dampfmenge pro Stunde und Pferdekraft. Die Minimal-Diagramm-Dampfmenge, welche dem Diagramm zufolge 14·8 Kilogramm pro Stunde und Pferdekraft beträgt, würde nur aus der einzigen Ursache, dass das Drosseln vermieden wurde, auf 10·5 Kilogramm sinken.

Dieses Beispiel zeigt auch, dass es vortheilhaft ist, die Füllungslinie möglichst nahe der Linie der Kesselspannung zu erhalten, dass also für eine bestimmte Leistung die Füllung mit dem höchsten Drucke erfolge, also mit dem wärmsten Dampf.

Eine weitere Ursache des Abfalles der Admissionslinie, besonders bei grossen Cylindern und kleiner Geschwindigkeit des

Fig. 52.



Eincylindrige Balanciermaschine mit Condensation zum Betriebe einer Druckerei.

$$\begin{aligned}
 d &= 534 \text{ Mm.} & n &= 38 \\
 s &= 750 \text{ " } & \delta_1 &= 53 \text{ Mm.} \\
 N_i &= 10 \text{ Pferdekräfte}
 \end{aligned}$$

Kolbens, kann darin liegen, wie dies eben auch angedeutet wurde, dass in Folge niedriger Temperatur des Cylinders, während der Einströmung, eine partielle Condensation stattfindet, die trotz der mässigen Kolbengeschwindigkeit eine Erhöhung des Dampfdruckes nicht zulässt. Diagramme Fig. 52 und 57 illustriren dies.

Ist bei hohem Drucke und starker Expansion der Kolben undicht, so wird in Folge der bestehenden bedeutenden Druckdifferenz der Admissionsdampf rasch überströmen und kann sich dieser Umstand in der Füllungslinie des Diagrammes aussprechen, wie beispielsweise Diagramm Fig. 34. In noch erhöhtem Masse wirken Undichtheiten der Auslassorgane. Diese sind um so beachtenswerther als sie in der Regel grössere Dampfverluste

herbeiführen, häufig vorkommen und meistens, zumal wenn die Complication gleichzeitiger Undichtheit der Einlass- und Auslassorgane besteht, nur sehr schwer erkannt werden können.

Mängel dieser Art beeinflussen übrigens die Expansionslinie bedeutend mehr als die Füllung.

Der Abschluss des Dampfes soll möglichst rasch erfolgen, also der Punkt 2 im Diagramm Fig. 18 (Beginn der Expansion) möglichst im Niveau der Füllungslinie liegen. Der Verlust dieser, bei den Diagrammen aller mit Schiebersteuerungen versehenen Maschinen auftretenden, mehr oder weniger starken Abrundung, beträgt beispielsweise im Diagramm Fig. 32 an Diagrammfläche, beziehungsweise Leistung 1·2 Proc.

Als Curiosum sei einer ziemlich grossen, eincylindrigen Balanciermaschine gedacht, die bis vor einigen Jahren den Betrieb von Pressen führte. Fig. 52. Der einströmende Dampf erreicht den Cylinder erst, nachdem er in der Rohrleitung bis unter Atmosphärendruck expandirt hat und hält dann, dank des sehr langsamen Ganges — 0·9 M. Kolbengeschwindigkeit — mit schwachem Abfall, diesen Druck während des ganzen Hubes von 0·75 M.

Die Expansion.

Die Expansion des Dampfes geschieht theoretisch nach dem Gesetze der adiabatischen Curve, welche den Zusammenhang zwischen Druck und Volumen, bei Vermeidung aller Mittheilung oder Entziehung von Wärme, ausdrückt.*)

*) Bezeichnen p und p_1 Drücke, die in den Volumen v und v_1 herrschen, so drückt sich die Gleichung der adiabatischen Curve durch die Beziehung aus:

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v} \right)^k,$$

worin für trockenen Dampf, im Mittel nach Zeuner, $k = 1·135$ zu setzen ist.

Da es zuweilen wünschenswerth ist, diese Curve in ein Diagramm einzutragen, wie dies in Fig. 53 geschah, so folge das ausgerechnete Resultat in nachstehender Tabelle:

$$\text{Ist } \frac{v_1}{v} = 1, 1·5, 2·0, 2·5, 3·0, 3·5, 4·0, 5, 6,$$

so wird $\frac{p}{p_1} = 1, 1·584, 2·195, 2·829, 3·476, 4·144, 4·821, 6·213, 7·639,$

Hiernach kann die Berechnung der Drücke p_1 leicht vorgenommen werden

Es zeigt sich jedoch, dass die isothermische Curve, welche die Aenderung des Druckes mit dem Volumen bei constant gehaltener Temperatur ausdrückt, genauer das thatsächliche Verhalten des in einem Dampfeylinder expandirenden Dampfes darstellt. Es wird daher auch nach dieser Curve, gewöhnlich die Mariotte'sche Linie genannt, welche, wie vorher gezeigt wurde, in sehr einfacher Weise in das Diagramm eingetragen werden kann, das Studium der Expansionscurve des Diagrammes vorgenommen.

Ingenieur Samuelson hat aus seinen Versuchen an der Hamburger Stadtwasserkunst eine etwas abweichende Expansionslinie aufzustellen sich veranlasst gesehen und theilt dies in einer Broschüre, betitelt: „Das wahre Gesetz der Dampfexpansion“, mit. Ohne auf diese Abhandlung und auf die Zulässigkeit der gemachten Annahmen hier näher einzugehen, sei nur bemerkt, dass Samuelson den Coëfficienten $k = 1.41$ wählt, von dem Gesichtspunkte ausgehend, dass von der Wasserberührung getrennter Dampf in überhitztem Zustande sich befinden müsse.

In das Diagramm Fig. 53 wurde, unter Zugrundelegung eines schädlichen Raumes von 3.2 Proc. des Cylindervolumens, die adiabatische und die Mariotte'sche Curve eingetragen.

Gewöhnlich liegt die thatsächliche Expansionslinie über der theoretischen (Mariotte'schen) Linie. Es erhalten daher die absoluten Enddrücke p_e viel grössere Werthe, als es theoretisch sein sollte. Dies liegt, nach der heutigen Auffassung, theilweise daran, dass man in der Regel mehr oder weniger nassen Dampf anwendet, dessen mechanisch mitgerissenes Wasser bei der mit der Expansion beginnenden Druckabnahme nachverdampft und, in Folge der aus den heissen Cylinderwandungen entnommenen Wärme, den Druck steigert; zum Theil aber auch an der Unvollkommenheit der Dampfabschlussorgane und des Kolbens.

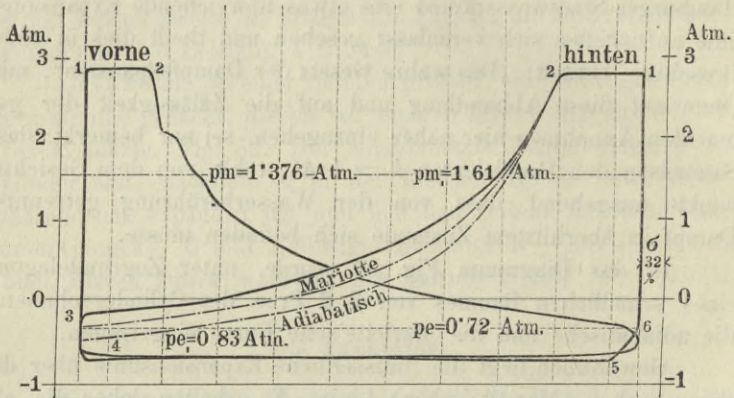
Diagramm Fig. 63 zeigt, wie die effective Expansionslinie bei relativ kleiner Füllung und grossem Temperaturgefälle in einem Cylinder, begünstigt durch geringe Kolbengeschwindigkeit, von dem Punkte 2 ab, unter der theoretischen Linie bleibt — der heisse Dampf strahlt Wärme gegen den Cylinder aus — bis sich in der zweiten Hubhälfte die beiden Curven der thatsächlichen und der Mariotte'schen Expansion schneiden. Es bleibt durch den

restlichen Kolbenlauf die effective Druckcurve über der Mariotte'schen Linie — die Cylinderwandungen geben ihre Wärme an den Dampf wieder ab.

Der Schnittpunkt n würde dann angenähert den Druck darstellen, welcher der mittleren Cylindertemperatur entspricht.

Bei Maschinen, welche mit einem Dampfmantel versehen sind, liegt die Expansionslinie natürlich noch bedeutend über der Mariotte'schen Linie, entsprechend der durch die geheizten

Fig. 53.



Dieselbe Maschine wie Fig. 17.

$$n = 38$$

$$p = 2,9 \text{ Atm.}$$

$$p_m = \begin{cases} \text{vorne} = 1,376 \text{ Atm.} \\ \text{hinten} = 1,615 \text{ "} \end{cases}$$

$$p_e = \begin{cases} \text{vorne} = 0,72 \text{ "} \\ \text{hinten} = 0,83 \text{ "} \end{cases}$$

$$D = 8,4 \text{ Kilogr.}$$

$$N_i = 169,7 \text{ Pferdekräfte.}$$

Dampfwan­dungen zugeführten Wärme. Diagramme Fig. 17 und 53 zeigen den Einfluss eines Dampf­mantels. Es ist von Wichtigkeit, möglichst trockenen Dampf in den Dampfmaschinen zu verwenden, jedoch glaubt man, dass diese Trockenheit ein gewisses Mass nicht überschreiten darf, damit der Dampf sich nicht überhitze. Die Verwendung stark überhitzten Dampfes hat sich auf die Dauer nicht bewährt; die Packungen und Dichtungsflächen nützen sich rasch ab.

Für die Oekonomie der Dampfmaschine ergab sich vorher die Bedingung, den Enddruck der Expansion p_e möglichst zu reduciren, also die Expansion thunlichst weit zu treiben. Diese Bedingung setzt grosse Cylindervolumen voraus, bei welchen durchaus nicht mehr das Verhältniss $\frac{p^m}{p_e}$ den grössten Werth erreichen muss. Der theoretische Grenzwertb dieses Verhältnisses würde einen unendlich grossen mittleren Druck und einen unendlich kleinen absoluten Expansionsenddruck erfordern.

Die Herstellungskosten der Maschine stehen diesen Bedingungen diametral gegenüber. Es ist daher angezeigt, sich mit gewissen Grenzwertben der Endspannung p_e zu begnügen. Bei Maschinen ohne Condensation mag 1·1—1·2 Atmosphären, bei Maschinen mit Condensation circa 0·25—0·3 Atmosphären Ueberdruck den unteren Grenzwertb darstellen. Die diesen Enddrücken entsprechenden Füllungen werden dann auch, für eine gegebene Maschine, die günstigsten Füllungen sein.

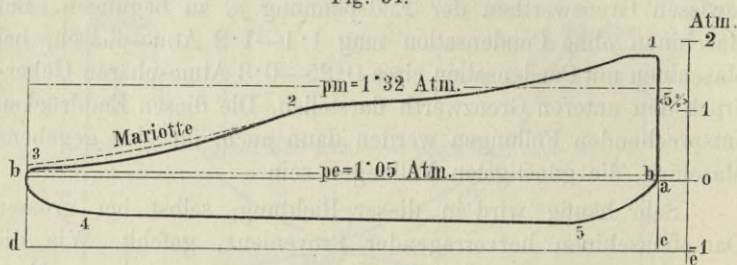
Sehr häufig wird in dieser Richtung, selbst bei grossen Dampfmaschinen hervorragender Provenienz, gefehlt. Wie die Diagramme Fig. 23, 24, 47 und 48, 54 etc. zeigen, überschreitet der Enddruck der Expansion zuweilen sehr bedeutend seine rationelle Grösse, so dass der Dampfaustritt bei einer relativ sehr hohen Dampfspannung erfolgt.

In vielen Fällen lassen sich durch geringfügige Verbesserungen in dieser Richtung bedeutende Ersparnisse an Dampfverbrauch erzielen, welche sich dadurch beträchtlich steigern, dass bei geringerer admittirter Dampfmenge auch der Gegendruck kleiner, respective das Vacuum besser wird, und dass die weniger angestrenzte Dampferzeugung einen höher gespannten oder doch einen trockeneren Dampf liefern wird. In manchen Fällen reicht das einfache Mittel, der Maschine eine höhere Tourenzahl zu geben, mit äusserst günstigem Erfolge aus. Freilich trifft in diesem Falle die Maschinenfabrik kein Verschulden, sondern lediglich den Betrieb, der die Maschine überanstrengt, und statt Beschaffung einer grösseren Maschine oder Einführung höherer Tourenzahl oder grösserer Admissionsspannung es vorzieht, in unrationeller Weise mit dem Dampfe zu verschwenden. Häufig erreicht in diesem Sinne die Verschwendung an Brennmaterial ganz abnorme Wertbe.

Im Diagramm Fig. 24 beträgt für das punktirte Diagramm der mittlere Dampfdruck $p_m = 2.45$ Atm., der zugehörige Enddruck der Expansion $p_e = 1.45$ Atm.; durch stärkere Expansion und bei richtigem Gegendrucke wäre es möglich, diese Werthe zu reduciren auf $p_m' = 2$ Atm. und $p_e' = 0.8$ Atm.

Die Ersparniss, welche durch eine solche Veränderung herbeigeführt würde, berechnet sich wie folgt: Dem Drucke $p_m' = 2$ Atm. würde für gleichen Dampfverbrauch pro Stunde und Pferdekraft der Enddruck $p_e'' = \frac{p_m'}{p_m} p_e = 1.19$ Atm. ent-

Fig. 54.



Liegende Zwillingsmaschine mit Condensation. Hochofengebläse. Ventilsteuerung, durch Knaggen gehoben. Kein Dampfmantel. Stark gedrosselt.

$d = 0.790$ M.	$p_m = 1.32$ Atm.
$s = 1.580$ "	$p_e = 1.05$ "
$n = 13$	$D = 12.12$ Kilogr.
$p = 4.5$ (Schieberkasten)	$D_1 = 12.26$ "
$N_i = 59$ Pferdekräfte.	

sprechen. Thatsächlich beträgt derselbe nur $p_e' = 0.8$ Atm. Es bleiben somit 0.39 Atm. zu Gunsten der Veränderung. Dies entspricht einem Gewinn an Dampf von

$$x = \frac{0.39 \cdot 100}{1.19} = 33 \text{ Proc.}$$

Es ist hier wohl angezeigt, darauf hinzuweisen, dass viele Betriebsmaschinen durch Ueberlastung unökonomisch arbeiten; der Enddruck der Expansion ist häufig ein unvortheilhaft hoher und die Füllung eine zu grosse. Nachdem die indicirte Leistung einer solchen Dampfmaschine gegeben ist, so liegt das Mittel, unökonomischem Dampfverbrauche zu begegnen, darin, den Expansionsenddruck zu verringern.

Um aber den letzteren Druck ausgiebig verringern zu können, und zwar nicht relativ, sondern absolut, muss bei Beibehaltung des mittleren wirksamen Druckes und der Tourenzahl bei derselben Dampfmaschine der Admissionsdruck gesteigert werden oder bei Verringerung des mittleren Druckes und Beibehaltung des Admissionsdruckes entweder die Tourenzahl vergrössert oder aber ein grösserer Dampfzylinder eingeführt werden.

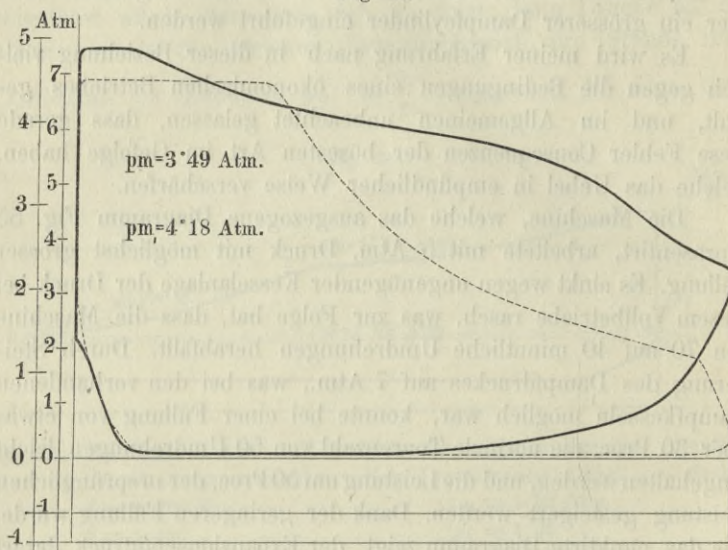
Es wird meiner Erfahrung nach in dieser Beziehung vielfach gegen die Bedingungen eines ökonomischen Betriebes gefehlt, und im Allgemeinen unbeachtet gelassen, dass gerade diese Fehler Consequenzen der bösesten Art im Gefolge haben, welche das Uebel in empfindlicher Weise verschärfen.

Die Maschine, welche das ausgezogene Diagramm Fig. 55 repräsentirt, arbeitete mit 5 Atm. Druck mit möglichst grosser Füllung. Es sinkt wegen ungenügender Kesselanlage der Druck bei diesem Vollbetriebe rasch, was zur Folge hat, dass die Maschine von 70 auf 40 minutliche Umdrehungen herabfällt. Durch Steigerung des Dampfdruckes auf 7 Atm., was bei den vorhandenen Dampfesseln möglich war, konnte bei einer Füllung von etwas über 30 Proc. die normale Tourenzahl von 50 Umdrehungen leicht eingehalten werden, und die Leistung um 50 Proc. der ursprünglichen Leistung gesteigert werden. Dank der geringeren Füllung wurde, wie das punktirte Diagramm zeigt, der Expansionsenddruck derart verringert, dass die Ausströmung tadellos functioniren konnte. Trotz der auf ein Drittheil der ursprünglich reducirten Füllung betrug der mittlere wirksame Dampfdruck nunmehr über 4 Atm. gegenüber 3.5 Atm. des forcirten Betriebes, und konnte die Dampferzeugung ungehindert dem Bedarfe folgen.

Finden Undichtheiten in den Ausströmungsorganen statt, so sinkt der Dampfdruck stärker, als es der theoretischen Linie entspricht. Summiren sich diese Erscheinungen derart, dass gleichzeitig Dampf durch die Einströmung nachströmt und durch die Ausströmung abzieht, so kann die effective Expansionslinie vollkommen mit der theoretischen Linie übereinstimmen, ohne dass man aus dem Diagramm in der Lage wäre, die Grösse dieser Verluste genau zu präcisiren. Trotzdem verräth sich in der Regel diese Undichtheit doch dadurch, dass, beim Zusammenfallen des Anfangs- und des Enddruckes der beiden Curven, die Diagramm-

linie eine Depression gegenüber der theoretischen Curve aufweist. Diese Erscheinung erklärt sich dadurch, dass am Anfange der Expansion die Verluste durch die undichte Ausströmung, hingegen am Ende derselben die Verluste durch die undichte Einströmung überwiegen sind.

Fig. 55.



Mayer'sche Hochdruckmaschine mit Drosselregulierung zum Betriebe einer Säge (siehe auch Fig. 82).

$d = 500$ Mm.	$p_e = 3.49$ Atm.
$s = 950$ "	$p_m = 4.18$ "
$u = 50$	$D = 12.3$ Kilogr
$\delta_1 = 75$ "	
$\delta_2 = 65$ "	

Die Dampfverluste durch Undichtigkeit der Einlassorgane drücken sich, wenn sie nicht übertrieben grosse sind, nur zum Theile während der Expansion, durch die Erhöhung der Endspannung p_e , aus. Während der Ausströmungsperiode sind dieselben hingegen ganz ohne Controle und viel stärker, weil die Druckdifferenz bedeutend grösser ist und der Dampf, ganz ohne nützliche Arbeit zu verrichten, den Gegendruck steigernd und das Vacuum schädigend, abzieht.

Der Einfluss des schädlichen Raumes auf die Expansionslinie. Jede Dampfmaschine besitzt einen geringeren oder grösseren, sogenannten schädlichen Raum, das ist das mit Dampf erfüllte Volumen einer Cylinderseite, wenn der Kolben am todten Punkte steht, zwischen Kolben und Dampfabschlussorgan, welches gewöhnlich 1—5, in nicht seltenen Fällen 10—15 Proc. des nutzbaren Cylindervolumens beträgt. Die Bezeichnung schädlicher Raum kann leicht zur irrigen Auffassung führen, dass dieser Raum lediglich nachtheilige Einflüsse auf den ökonomischen Betrieb einer Maschine übe. Dies ist indess durchaus nicht der Fall. Im Vorstehenden wurde bereits gezeigt, dass sein Einfluss bei Eincylindermaschinen ein sehr wesentlicher ist; nur dem Bestande eines schädlichen Raumes ist die Möglichkeit der so nützlichen Compression zu danken, die nicht nur den Einfluss des erhöhten, übrigens durch den Grad der Füllung stets regulirbaren Expansionsenddruckes auf den Dampfverbrauch compensirt und zur effectiven Dampfersparniss führt, wie die Werthe der Dampfmenge D , verglichen mit D_1 , ergeben, sondern es werden auch die Druckübergänge und Massenwirkungen an dem todten Punkte ausgeglichen und der Gang der Maschine zu einem sanften gestaltet.

Der schädliche Raum hat einen directen Einfluss auf den Verlauf der Expansions- und Compressionlinie. Mit wachsendem Volumen des schädlichen Raumes verflacht sich die Expansions- und Compressioncurve, wie im Diagramm Fig. 32 dies für die Compression angegeben erscheint; es wird also die Diagrammfläche grösser, aber gleichzeitig der Expansionsenddruck gesteigert.

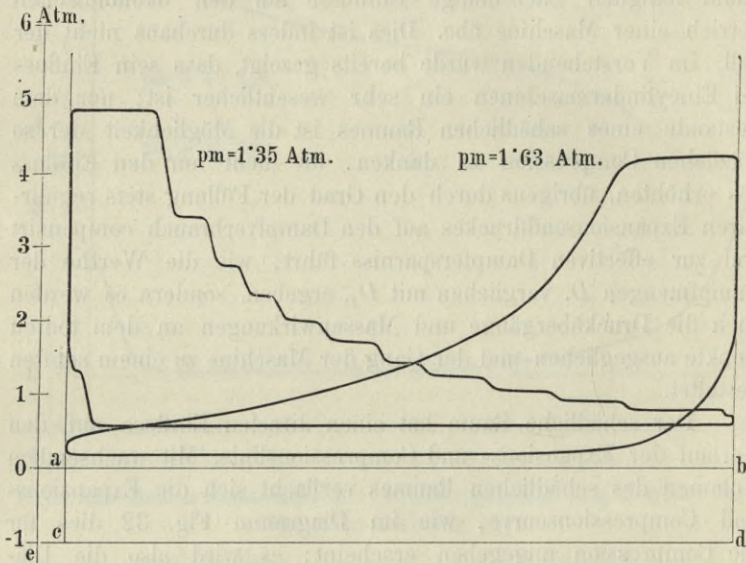
Erscheinungen in der Expansionslinie, wie sie Fig. 56 links darstellt, sind lediglich auf den verwehrten Zustand des Indicators zurückzuführen und wird in den meisten Fällen eine Reinigung des Indicatorcylinders und seines Kolbens, sowie die darauffolgende Einölung dieser Theile den Uebelstand beheben und die Expansionslinie in reinem Zuge wiedergeben, wie dies die Curve rechts zeigt.

Wellen in der Expansionslinie, zumal in deren Anfang, wie sie beispielsweise Fig. 17 und 43 zeigen, und in noch erhöhtem Grade bei den Diagrammen der Explosionsmotoren Fig. 87 oder 88

(Lüde, Markus) auftreten, sind der Federwirkung der Indicatorfeder zuzuschreiben und dem Indicirenden in der Regel willkommen als Beweis des guten Zustandes des Instrumentes.

Expansion, mittlerer Druck und Diagrammdampfverbrauch in Woolfschen, Tandem- und Compound-Maschinen. Bei diesen Maschinengattungen, bei denen die Arbeit des Dampfes in einem

Fig. 56.



Liegende Collmann-Maschine zum Betriebe einer Canditenfabrik.

$$d = 350 \text{ Mm.}$$

$$s = 650$$

$$n = 80$$

kleinen und hierauf in einem oder mehreren grösseren Cylindern verrichtet wird, bei den ersteren beiden Systemen mit gleichzeitigem, bei den anderen mit ungleichzeitigem Hubwechsel in den Cylindern, empfiehlt es sich, für die eingehende Untersuchung der wichtigen Expansionsverhältnisse und der Lage der Expansionscurve eine Reduction des einen der beiden Cylinder in Bezug auf den Durchmesser des andern vorzunehmen.

Im Folgenden soll diese Reduction, gewöhnlich nach Rankine, der dieselbe zuerst vorschlug, das „Rankineisiren“ genannt, in der Weise für zwei Cylinder durchgeführt werden, dass der grosse Cylinder, der Expansions- oder Niederdruckcylinder, auf die Fläche des kleinen, des Hochdruckcylinders, oder dass umgekehrt der kleine auf die Fläche des grossen Cylinders reducirt wird; dadurch ist es möglich, für beide Cylinder einheitlich die Zustandsveränderung des Dampfes zu studiren. Für mehrere verschieden grosse Cylinder, wie sie die Triplex- oder Quadruplex-Systeme aufweisen, findet das hier Angeführte sinngemässe Anwendung.

Es bezeichne f die wirksame Kolbenfläche, s den Kolbenhub des kleinen und F und S dasselbe des grossen Cylinders, und es lägen mit der gleichen Indicatorfeder aufgenommene Diagramme vor. Fig. 57, 58, 59, 60, 63 und 64 für eine Woolf'sche, Fig. 61 für eine Tandem- und Fig. 62 für eine Compound-Maschine.

An nachfolgenden Beispielen sei der einzuschlagende Vorgang gezeigt und zwar getrennt für die verschiedenen Grundtypen der Maschinen.

a) Woolf'sche und Tandem-Maschinen. Im Diagramm Fig. 57 wurde das Hochdruckdiagramm **über** und das Niederdruckdiagramm **unter** dem Kolben einer Balanciermaschine abgenommen. Die Cylinder haben

$$d = 0.814 \text{ M. und}$$

$$D = 1.381 \text{ „ Durchmesser und}$$

$$s = 2.272 \text{ „ und}$$

$$S = 2.844 \text{ „ Hub;}$$

es beträgt daher das Flächenverhältniss der beiden Cylinder bei gleich starken, durchgehenden Kolbenstangen

$$\alpha = \frac{F}{f} = 2.87$$

und wenn die Reduction auf die Kolbenfläche des Hochdruckcylinders bezogen werden soll, der reducirt Hub des Niederdruckcylinders S_1

$$S_1 = Sa = 8.162 \text{ M.}$$

Es müsste also der Niederdruckcylinder diesen Kolbenhub erhalten, wenn seine Kolbenfläche nur jenes Mass besässe wie der Hochdruckcylinder, sein Volumen aber nicht geändert würde.

Das Flächenverhältniss der beiden gleichflächigen Cylinder, also deren Volumverhältniss, ist demnach

$$\frac{s}{S_1} = \frac{1}{3.7}$$

Sind die beiden Cylinderseiten mit Hinsicht ihres Flächenverhältnisses etwa verschieden, so ist die analoge Studie für

Fig. 57.

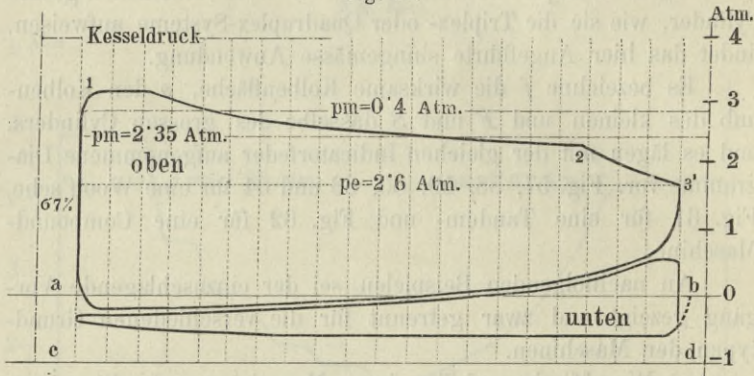


Diagramm vom kleinen Cylinder über und grossen Cylinder unter dem Kolben.

$p_m' = 2.35$ Atm. im kleinen Cylinder
 $p_m'' = 0.4$ " " grossen " "
 $p_e = 0.69$ " " " " "
 $p_m = 1.05$ " reducirter mittlerer Druck der Maschine
 $D = 10.7$ Kilogr.

$D_1 = 10.9$ "

Hochdruckcyl. $N_i' = 83.4$ Pferdekkräfte oder 62 Proc. der Leistung

Niederdruckcyl. $N_i'' = 51$ " " " " " "

$N_i = 134.4$ Pferdekkräfte.

beide Seiten getrennt durchzufahren, wenn nicht etwa das mittlere Flächenverhältniss ausreichende Genauigkeit ergeben sollte.

Am Ende des Hubes ist der kleine Cylinder vollkommen mit Dampf erfüllt, der bei der Rückbewegung des Kolbens aus dem kleinen Cylinder nach dem schädlichen Raum und dem grossen Cylinder gedrängt wird und in letzterem weiter expandirt.

In Fig. 58 bezeichnet l die Länge des Hochdruckdiagrammes, $L + l$ jene des Niederdruckdiagrammes, entsprechend dem Hube

s und S_1 . Das vom Dampfe erfüllte reducirte Gesamtvolumen, wenn der Kolben des kleinen Cylinders beispielsweise in $\frac{9}{10}$ seines Hubes steht, also um $0.1 s$ sich zurückbewegt hat, während der ideale Kolben des grossen Cylinders um $0.1 S_1$ vorgegangen ist, beträgt, wenn von dem schädlichen Raume ganz abgesehen wird, bei der Fläche f die Strecke $O 9_1$ des Hubes.

Fig. 58.

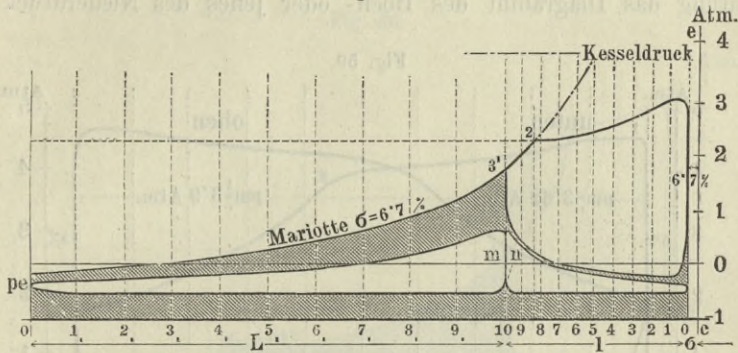


Diagramm vom kleinen Cylinder unter und grossen Cylinder ober dem Kolben. Gleichzeitig rankineisirt.

$$\begin{aligned}
 p_{m'} &= 2.46 \text{ Atm.} & p_e &= 0.74 \text{ Atm.} \\
 p_{m''} &= 0.53 \text{ „} & p_m &= 1.21 \text{ „} \\
 & & D &= 9.7 \text{ Kilogr.}
 \end{aligned}$$

Fig. 57 und 58.

Woolf'sches Balanciergebläse für einen Hochofen mit Knaggen-Ventil-Steuerung.

$$\begin{aligned}
 d &= 0.814 \text{ M.} & D &= 1.381 \text{ M.} \\
 s &= 2.272 \text{ „} & S &= 2.844 \text{ „} \\
 p &= 3.92 \text{ Atm.} & n &= 9
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Das Cylinderverhältniss } \alpha &= \frac{D^2}{d^2} = \frac{F}{f} = 2.87. \\
 v &= 0.486 \text{ M.}
 \end{aligned}$$

Steht daher ganz allgemein der Kolben des kleinen Cylinders in $\frac{ns}{10}$ seines Rücklaufes, jener des reducirten grossen Cylinders in $\frac{n\alpha S}{10}$ seines Vorwärtsganges, worin n eine beliebige Zahl zwischen Null und der Einheit bedeutet, so beträgt die Zunahme über das Volumen des kleinen Cylinders:

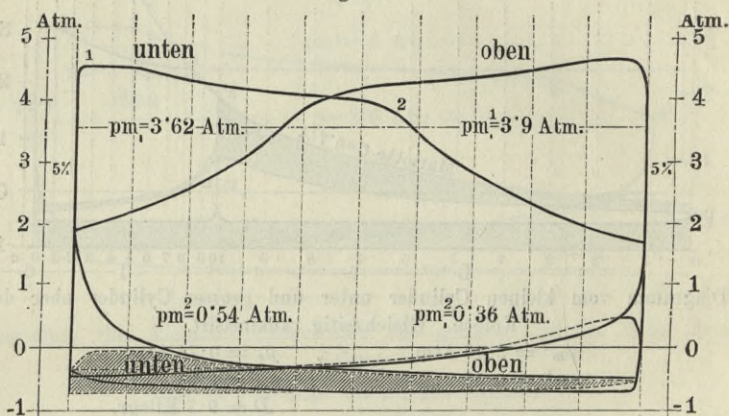
$$\frac{n(\alpha S - s)}{10} \text{ oder im Diagramm } \frac{nL}{10}.$$

Da im Diagramm l und L den Werthen s und $S_1 - s$ entsprechen, so ergibt sich für die Reduction die einfache Beziehung

$$\frac{L}{l} = \frac{S\alpha - s}{s}.$$

Aus dieser Gleichung kann, je nachdem für die Rankineisirung das Diagramm des Hoch- oder jenes des Niederdruck-

Fig. 59.



$p = 4.5 - 5 \text{ Atm.}$	$p_m \text{ reducirt (kl. oben, gr. unten) } = 1.31 \text{ Atm.}$
$n = 20$	" " (kl. unten, gr. oben) = 1.42 "
$v = 0.700 \text{ M.}$	$p_e \text{ (gr. Cylinder unten) } = 0.54 \text{ "}$
Füllung im kl. Cylinder $\varepsilon = 0.47$	" (" " oben) = 0.6 "
$D = 7 \text{ Kilogr.}$	$N_i = 121 \text{ Pferdekräfte}$

cylinders beibehalten wird, oder für eines derselben eine Dimension gewählt wurde, die andere sofort bestimmt werden.

Im Originale der Fig. 58 wurde beispielsweise $L = 100 \text{ Mm.}$ gewählt, daraus folgt

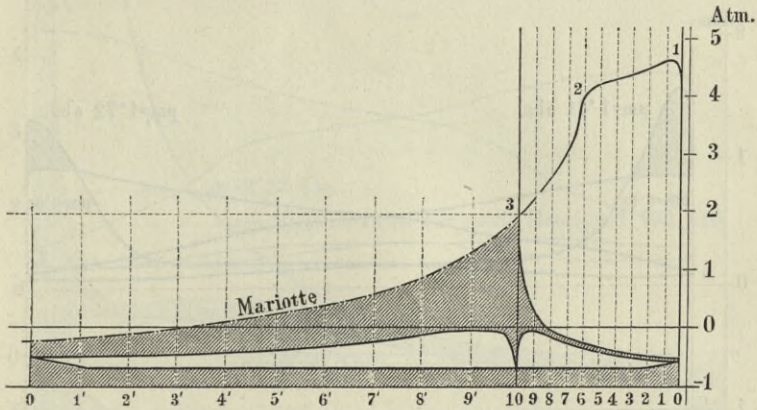
$$l = \frac{2.272.100}{5.890} = 38.6 \text{ Mm.}$$

Aus den aufgenommenen Indicator diagrammen wurden, entsprechend der Numerirung, die Ordinaten (Atmosphärendrücke) übertragen und so die reducirten, aufeinander bezogenen Diagramme, in Fig. 58, erhalten. Aus dem Punkte 2, dem Anfang

der Expansion, wurde in gewöhnlicher Weise, unter Zugrundelegung eines schädlichen Raumes, Strecke OC , von $\sigma = 6.7$ Proc. des kleinen Cylinders, die Mariotte'sche Curve eingetragen.

Handelt es sich nicht um das Studium der ganzen Maschine, sondern nur um die Untersuchung des Niederdruckcylinders, so legt man zweckmässig die Mariotte'sche Linie durch den Punkt $3'$, den Endpunkt der Expansion im Hochdruckcylinder.

Fig. 60.



Rankineisirtes Diagramm Fig. 59, kleiner Cylinder oben, grosser Cylinder unten.

Fig. 59 und 60.

Woolf'sche Balanciermaschine mit Condensation zum Betriebe einer Mühle.
Schiebersteuerung. Ohne Dampfmantel.

$d = 0.487$ M.	$D = 0.843$ M.	p_m kl. Cylinder oben = 3.9 Atm.
$s = 1.317$ "	$S = 1.830$ "	" " " unten = 3.62 "
$\alpha = \frac{D^2}{d^2} = \frac{F}{f} = 2.95$		" gr. " " = 0.36 "
		" " " oben = 0.54 "

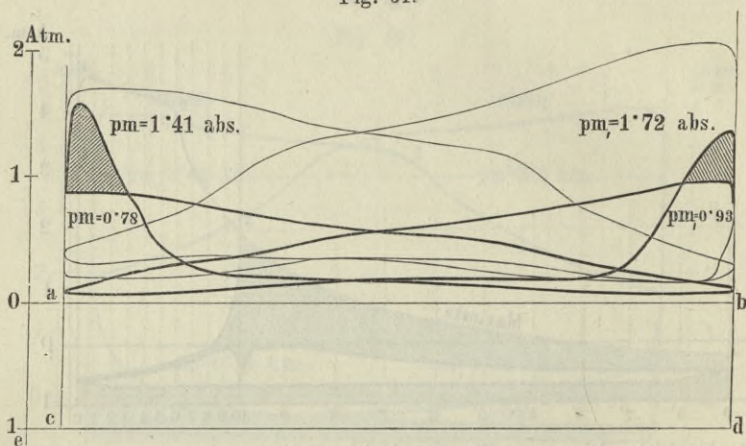
Der Vergleich der theoretischen mit der Diagrammlinie der Expansion im Niederdruckcylinder gestattet eine schärfere Kritik über die Ursache der auftretenden Differenzen im Verlaufe der Linien.

Die Beurtheilung der Linien erfolgt dann genau in derselben Weise, wie dies bei den gewöhnlichen eincylindrigen Maschinen gezeigt wurde.

In ähnlicher Weise wurde das Diagramm Fig. 59 in Fig. 60 und das Diagramm Fig. 63 in Fig. 64 behandelt.

Auch die stündlich pro indicirte Pferdekraft dem Diagramm entsprechende Dampfmenge kann in einfacher Weise bestimmt werden. Es handelt sich vorerst darum, den absoluten mittleren Dampfdruck p_m für die ganze Maschine, also für beide Cylinder kennen zu lernen.

Fig. 61.



Tandem-Ventilmaschine zum Betriebe einer Mühle.

$d = 400$ Mm.	$D = 630$ Mm.
$s = 800$ "	$S = 800$ "
$\delta_1 = 70$	$\delta_1 = 70$ "
$n = 70$	

Im Diagramm Fig. 57 beträgt der mittlere Druck im Hochdruckcylinder $p_m' = 2.35$ Atmosphären, im Niederdruckcylinder $p_m'' = 0.4$ Atmosphären.

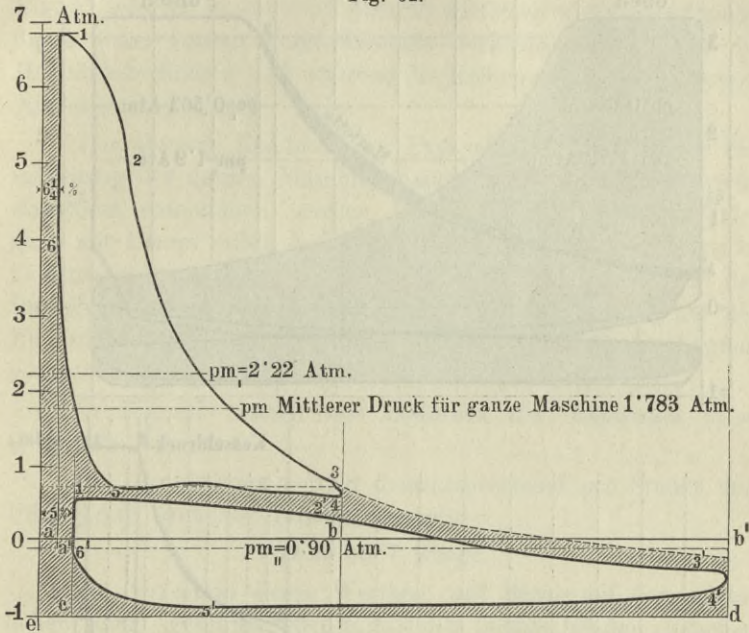
Der Druck p_m' wirkt während des Hubes s auf die Fläche f , der Druck p_m'' hingegen während des Hubes S auf die Fläche F oder, was dasselbe ist, während des Hubes $S_1 = \alpha S$ auf die Fläche f .

Da das Endvolumen des expandirenden Dampfes schliesslich das Gesamtvolumen des grossen Cylinders ist, so ergibt sich für den mittleren wirksamen Dampfdruck der ganzen Maschine:

$$p_m = \frac{s p_m' + S_1 p_m''}{S_1},$$

oder

Fig. 62.



Compound - Maschine mit Sulzer-Steuerung zum Betriebe einer Spinnerei.
Dampfmantel, jeder Cylinder mit seinem Admissionsdampf geheizt.

$$d = 510 \text{ Mm.} \quad D = 860 \text{ Mm.}$$

$$s = 900 \text{ " } \quad S = 900 \text{ "}$$

$$\delta_1 = 75 \text{ " } \quad d_1 = 85 \text{ "}$$

$$\delta_2 = 0 \text{ " } \quad d_2 = 0 \text{ "}$$

schädlicher Raum im kl. Cylinder 6.25, im gr. Cylinder 5 Proc.

Flächenverhältniss der Cylinder 1 : 2.32

$$p_{m1} = 2.22 \text{ Atm.} \quad n = 75 \quad N_i' = 134.6 \text{ Pferdekräfte}$$

$$p_{m2} = 0.90 \text{ " } \quad N_i'' = 121.4 \text{ "}$$

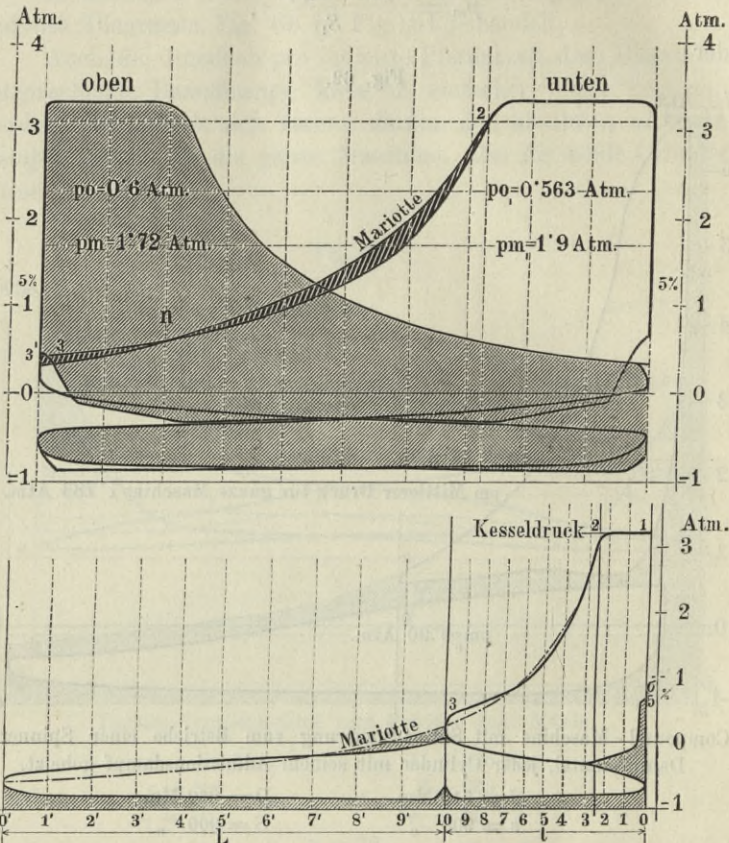
$$\text{für ganze Maschine } p_m = 1.857 \text{ Atm.} \quad N_i = 256 \text{ Pferdekräfte}$$

$$p_m = \frac{s}{S_\alpha} p_m' + p_m''$$

aus den Dimensionen der Maschine, und

$$p_m = \frac{l p_m' + (L + l) p_m''}{L + l}$$

Fig. 63 und 64.



Gekuppelte Woolf'sche Balanciermaschine mit Condensation zum Betriebe eines städtischen Pumpwerkes. Ventilsteuerung durch Knaggen bewegt. Beide Cylinder mit Dampfmäntel versehen; derselbe ist jedoch ausser Gebrauch. (Fig. 64 rankineisirt.)

$$d = 0.508 \text{ M.}$$

$$s = 2.032 \text{ „}$$

$$n = 10$$

$$w = 0.720 \text{ M.}$$

$$p = 3.3 \text{ Atm.}$$

$$\alpha = \frac{D^2}{d^2} = \frac{F}{f} = 2.61.$$

$$D = 8.6 \text{ Kilogr.}$$

$$D = 0.813 \text{ M.}$$

$$S = 2.489 \text{ „}$$

$$p_m \text{ kl. Cylinder oben} = 1.72 \text{ Atm.}$$

$$\text{„ „ „ unten} = 1.90 \text{ „}$$

$$\text{„ gr. „ „} = 0.6 \text{ „}$$

$$\text{„ „ „ oben} = 0.568 \text{ „}$$

$$p_m \text{ reducirt} = 1.162 \text{ „}$$

$$p_e \text{ im grossen Cylinder} = 0.65 \text{ „}$$

$$N_i = 64.6 \text{ Pferdekkräfte.}$$

aus dem Diagramm, oder

$$p_m = \frac{l}{L+l} p_m' + p_m''.$$

Fig. 57 gibt für $p_m = 1.05$ Atm. als mittleren wirksamen Dampfdruck dieser ganzen Woolf-Maschine, wirksam auf die Fläche des Hochdruckcylinders und während des Kolbenweges des reducirten Niederdruckcylinders.

Der absolute Enddruck der Expansion p_e kann für die Beurtheilung der ganzen Maschine natürlich nur dem Niederdruckdiagramm entnommen werden, da, wenn der grosse Cylinder ganz mit Dampf erfüllt ist, dieser Druck in demselben herrscht. Selbstredend muss, wenn es sich lediglich um das Studium der Dampfverhältnisse des Hochdruckcylinders handelt, auch nur der Enddruck der Expansion dieses Cylinders in Berücksichtigung gezogen werden.

In Fig. 57 beträgt der Enddruck der Expansion $p_e = 0.69$ Atm.

Die Dampfmenge beträgt dementsprechend pro Stunde und Pferdekraft, nach der Tabelle interpolirt:

$$D = 10.7 \text{ Kilogr.}$$

Die Correction dieses Werthes, mit Bezug auf den schädlichen Raum, geschieht ebenso, wie dies bereits bei den einfachen Maschinen angegeben wurde, mit Hilfe der thatsächlichen oder ideellen Compressionslinie des reducirten Diagramms des grossen Cylinders.

In Fig. 57 wird, unter Voraussetzung eines schädlichen Raumes von gleicher Grösse in beiden Cylindern $\sigma = 6.7$ Proc., wegen mangelnder Compression der corrigirte Werth der Dampfmenge etwas grösser $D_1 = 11.03$ Kilogr. pro Stunde und Pferdekraft.

Weitere zusammengehörige Diagramme einer Woolf'schen Balancier-Maschine, wie sie Gilain seinerzeit baute, zeigen Fig. 49 und 50 für forcirten Betrieb eines Walzwerkes. Es sind dies Curven, aus denen manche interessante Schlüsse auf die Maschine gezogen werden können. Trotz aller Mängel, die die Maschine besass, weist sie doch in der Condensation Vorzüge auf, an denen manche modernste Maschine sich ein Beispiel nehmen sollte.

Ganz genau dasselbe, wie es im Vorstehenden für gewöhnliche Woolf'sche Maschinen angegeben wurde, gilt für die sogenannte Tandem-Anordnung der beiden Cylinder, wenn die Cylinder in einer Achse liegen und gleichzeitigen Hubwechsel besitzen.

b) Compound-Maschinen. Etwas verschieden gestaltet sich die Untersuchung der Expansionserscheinung bei jener Gruppe der Maschinen, bei welcher die Kurbeln der beiden Cylinder um 90° verstellt sind, und wo zwischen den beiden Cylindern ein Dampfraum, der Receiver, eingeschaltet ist; bei den Maschinen, die ziemlich allgemein mit dem Gruppennamen Compound- oder Verbund-Maschinen bezeichnet werden.

Es sei wieder d, s, f und D, S, F Durchmesser, Hub und wirksame Kolbenfläche des kleinen, beziehungsweise des grossen Cylinders; $\alpha = \frac{F}{f}$ das Flächenverhältniss, welches der Einfachheit halber für beide Kolbenseiten als constant betrachtet wird.

Auch hier werden die beiden Cylinder auf einander reducirt. Der reducirte Hub des grossen Cylinders, bezogen auf den Durchmesser des kleinen Cylinders, ist wie für die Woolf-Maschine $S_1 = \alpha S$. Das auf die Fläche f reducirte Receivervolumen v erhält die Länge $r = \frac{v}{f}$. Wenn der Dampf den kleinen Cylinder verlässt, so tritt er in den Receiver; der Kolben des grossen Cylinders steht dann, unter Voraussetzung normaler Anordnung, nahezu in seiner Hubmitte.

Es liegen die Diagramme für beide Cylinder in irgend einem Masstabe vor, die in Fig. 62 auf gleichen Masstab gebracht wurden.

Die Länge des Hochdruckdiagrammes im rankineisirten Diagramm betrage l , die des Niederdruckdiagrammes $L + l$ und jene des reducirten Receivers ϱ . Es gelten auch hier genau dieselben Relationen, wie bei der Woolf'schen Maschine; auch hier besteht die Beziehung

$$\frac{L}{l} = \frac{S\alpha - s}{s}.$$

L repräsentirt darin das Stück, um welches das Niederdruckdiagramm länger ist als jenes für Hochdruck.

Es ist ganz gleichgiltig für diese Untersuchung, ob der grosse Cylinder vor- oder ob er nach-eilt; es ändert sich nur das der Rechnung und Uebertragung zu Grunde zu legende Diagramm des grossen Cylinders. Eilt der Kolben des letzteren vor, so müsste das Diagramm der Gegenseite, eilt er hingegen nach, jenes der gleichen Kolbenseite, wie im Hochdruckcylinder, für die Construction gewählt werden.

Betrüge beispielsweise der Hub in beiden Cylindern

$$s = S = 0.632 \text{ M.},$$

das Flächenverhältniss $\alpha = 2.78$, so berechnet sich

$$S_1 = 1.757 \text{ M. und}$$

$$S_1 - s = 1.125 \text{ M.}$$

und wird etwa für eine Studie $L + l = 150 \text{ Mm.}$ als Basis des Niederdruckcylinders gewählt, so müsste

$$l = \frac{sL}{S_1 - s} = 53.9 \text{ Mm.}$$

als Basis des Hochdruckcylinders betragen.

Ueber die Basis l werden die beiden Diagramme des Hoch- und Niederdruckcylinders mit gleichem Federmasstabe eingetragen, das Niederdruckdiagramm sodann auf die Basis $L + l$ gestreckt, und schliesslich die Mariotte'sche Curve aus dem Punkte 3 für den bekannten oder angenommenen schädlichen Raum des kleinen Cylinders eingetragen.

Ist p_m' der wirksame mittlere Druck im Hochdruck-, p_m'' derselbe im Niederdruckcylinder, p_m der absolute Mitteldruck für beide Cylinder auf die Fläche f wirksam gedacht, so ist

$$p_m = \frac{p_m' s + p_m'' S_1}{S_1} = \frac{p_m' l + p_m'' (L + l)}{L + l}$$

oder

$$p_m = \frac{s}{S\alpha} p_m' + p_m'' \text{ Atm.},$$

genau so, wie dies vorher bei der Woolf'schen Maschine angegeben wurde.

Im Diagramme Fig. 62 ist $p_m' = 2.22 \text{ Atm.},$

$$p_m'' = 0.90 \text{ „}$$

das Cylinderverhältniss $\alpha = 2.32.$

Der kleine Cylinder hat $0.510 \text{ M.},$ der grosse 0.760 M. Durchmesser bei einem gemeinsamen Hub von 0.9 M.

Es beträgt daher der mittlere wirksame Druck auf die Fläche des kleinen Cylinders, während des reducirten Hubs des grossen Cylinders wirksam gedacht:

$$p_m = \frac{2 \cdot 22}{2 \cdot 32} + 0 \cdot 9 = 1 \cdot 857 \text{ Atm.}$$

Der absolute Expansionsenddruck im reducirten grossen Cylinder beträgt $p_e'' = 0 \cdot 6$ Atm., daraus ergibt sich der stündliche, theoretisch Minimalverbrauch an trockenem Dampf und Pferdekraft der Gesamtmaschine, unter Benützung der Tabellenwerthe

$$D = \frac{W p_e}{p_m} = \frac{16 \cdot 339 \cdot 0 \cdot 6}{1 \cdot 857} = 5 \cdot 28 \text{ Kilogr.}$$

und mit Rücksicht auf die Compression

$$D_1 = 5 \cdot 16 \text{ Kilogr.}$$

Die Füllungslinie im rankineisirten Diagramm des grossen Cylinders ist auch eine Expansionslinie, mit Bezug auf das Volumen des Receivers. Sie kann daher, ähnlich jeder anderen Expansionslinie, durch die Mariotte'sche Linie geprüft werden. Für die Construction dieser letzteren Linie muss dem Diagramm das reducirte Volumen des Receivers und jener Cylindertheile vorgesetzt werden, welche mit Dampf erfüllt sind.

Diagramm Fig. 65 und 66 wurden mir in freundlicher Weise vom Herrn Civilingenieur O. H. Müller zur Verfügung gestellt. Es sind Diagramme von der Compound-Maschine des Pester Wasserwerkes, welche von O. H. Müller seinerzeit entworfen wurde und ausserordentlich günstige Resultate ergab.

Aus den angegebenen Cylinderdimensionen ergibt sich das Flächenverhältniss

$$\alpha = \frac{D^2}{d^2} = 1 \cdot 46 \text{ und}$$

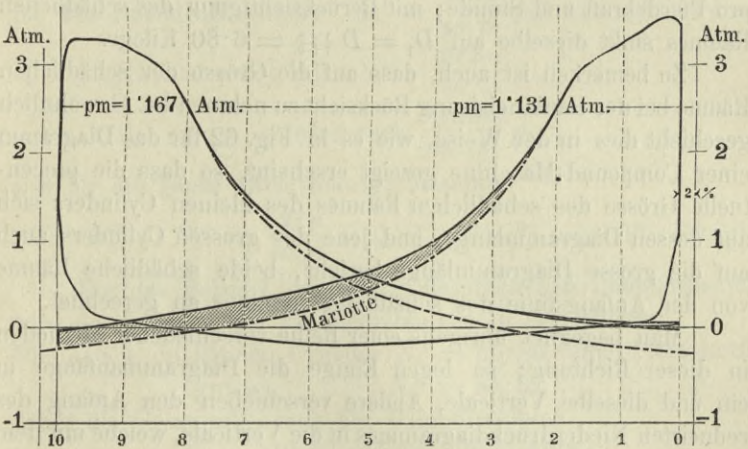
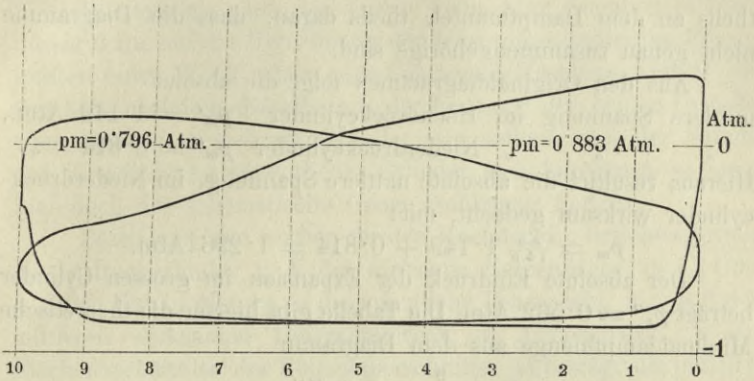
$$S_1 = \alpha S = 2 \cdot 384 \text{ M.}$$

Würde beispielsweise für die Umzeichnung behufs Rankineisirung $L + l = 150$ Mm. gewählt, so müsste die Länge des Hochdruckdiagrammes

$$l = \frac{s}{\alpha S} (L + l) = 63 \text{ Mm.}$$

betragen.

Fig. 65 und 66.



Compound-Maschine zum Betriebe eines städtischen Wasserwerkes. Corlissteuerung am kleinen und Schieber-Steuerung am grossen Cylinder. Dampf-mantel an beiden Cylindern.

$d = 0.632 \text{ M.}$	$s = 1 \text{ M.}$
$D = 0.764 \text{ „}$	$S = 1.633 \text{ M.}$
$\alpha = \frac{D^2}{d^2} = 1.46$	$p_{m'} = 1.149 \text{ Atm.}$
$D = 6.9 \text{ Kilogr.}$	$p_{m''} = 0.814 \text{ „}$
$D_1 = 6.80 \text{ „}$	$p_m = 1.296 \text{ „}$
	$p_e = 0.562 \text{ „}$

$N_i = 140.23 \text{ Pferdekräfte.}$

Die Curven liegen im rankineisirten, hier nicht dargestellten Diagramm bedeutend über der Mariotte'schen Linie; dies liegt theils an dem Dampfmantel, theils daran, dass die Diagramme nicht genau zusammengehörige sind.

Aus den Originaldiagrammen folgt die absolut mittlere Spannung im Hochdruckcylinder $p_m' = 1.149$ Atm.,
 „ „ „ Niederdruckcylinder $p_m'' = 0.814$ „
 Hieraus resultirt die absolute mittlere Spannung, im Niederdruckcylinder wirksam gedacht, mit:

$$p_m = \frac{6.3}{15.0} 1.149 + 0.814 = 1.296 \text{ Atm.}$$

Der absolute Eindruck der Expansion im grossen Cylinder beträgt $p_e'' = 0.562$ Atm. Die Tabelle gibt hierfür die theoretische Minimaldampfmenge aus dem Diagramm

$$D = \frac{9}{p_m} = 6.9 \text{ Kilogr.}$$

pro Pferdekraft und Stunde; mit Berücksichtigung des schädlichen Raumes sinkt dieselbe auf $D_1 = D \frac{14.8}{15.0} = 6.80$ Kilogr.

Zu bemerken ist auch, dass auf die Grösse der schädlichen Räume bei der Rankineisirung Rücksicht zu nehmen ist. Gewöhnlich geschieht dies in der Weise, wie es in Fig. 62 für das Diagramm einer Compound-Maschine gezeigt erscheint, so dass die procentuelle Grösse des schädlichen Raumes des kleinen Cylinders sich auf dessen Diagrammlänge, und jene des grossen Cylinders auch auf die grosse Diagrammlänge bezieht, beide schädliche Räume von der Anfangslinie des schädlichen Raumes an gerechnet.

Man begegnet übrigens einer Reihe verschiedener Methoden in dieser Richtung; so legen Einige die Diagrammanfänge in ein und dieselbe Verticale, Andere verschieben den Anfang des reducirten Niederdruckdiagrammes in die Verticale, welche mit dem Compressionsbeginne des Hochdruckdiagrammes zusammenfällt, andere wiederum legen die Diagramme derart aneinander, dass die Compressionslinie für die Diagramme einen Linienzug bildet. Jede dieser Methoden hat unleugbar für gewisse Studien ihre Berechtigung; für die Untersuchung der Expansion indess und insbesondere für den Vergleich mit der Mariotte glaube ich die zuerst angegebene Variante empfehlen zu sollen. Freilich setzt dieselbe die Kenntniss oder doch wenigstens die Annahme der Grösse des schädlichen Raumes voraus.

Berechnung der Leistung für Woolf- und Compound-Maschinen.

Wenngleich nach den vorher gemachten Angaben es überflüssig wäre, auf die Berechnung der Leistung in indicirten Pferdekraften einer Woolf'schen oder Compound-Maschine weiters einzugehen, nachdem dieselbe aus der Leistung der beiden Cylinder oder, wenn dies mehrere Cylinder sein sollten, aus der Summe der Einzelleistung sämmtlicher Cylinder sich berechnet, so möge hier doch der schematische Gang Anführung finden.

Bezeichnet wie vorher für den Hochdruck-, beziehungsweise Niederdruckcylinder f , F die wirksame Kolbenfläche in \square Cm., s , S den Hub in Metern, n die minutliche Tourenzahl, p_m' , p_m'' den mittleren wirksamen Diagrammdruck in Atmosphären, α das Flächenverhältniss der Kolbenquerschnitte, so beträgt die indicirte Leistung

für den Hochdruckcylinder $N_i' = \frac{2fsn}{60.75} p_m'$ indic. Pferdekraft

„ „ Niederdruckcylinder $N_i'' = \frac{2FSn}{60.75} p_m''$ „ „

$$\text{oder auch } \frac{2f\alpha Sn}{60.75} p_m'';$$

also für die ganze zweicylindrige Maschine

$$N_i = N_i' + N_i'' = \frac{2fn}{60.75} (sp_m' + \alpha Sp_m'') \text{ indic. Pferdekraften.}$$

Für das Beispiel der zuletzt besprochenen Dampfmaschine wird die Leistung bei 22 Umdrehungen in der Minute:

Die Arbeit im kleinen Cylinder $N_i' = 55.86$ indic. Pferdekraften

„ „ „ grossen „ $N_i'' = 84.37$ „ „

daher die Gesamtleistung der Dampfmaschine

$$N_i = 140.23 \text{ indicirte Pferdekraften.}$$

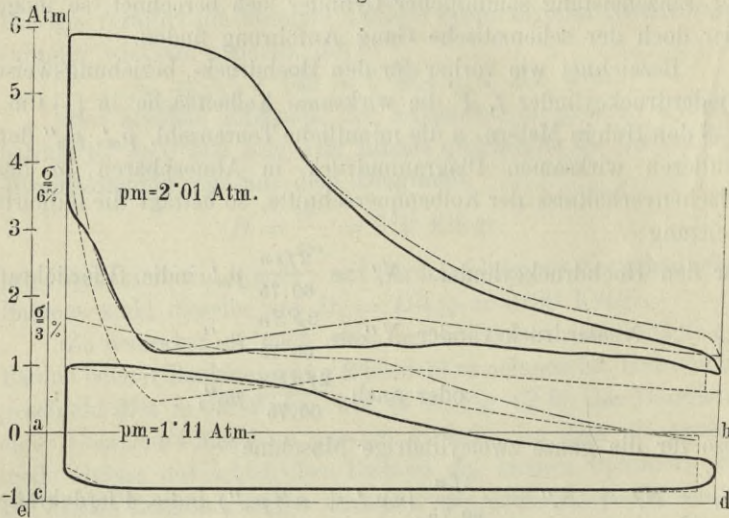
Es sind die Leistungen beider Cylinder hier sehr ungleich, es beträgt die Leistung des kleinen Cylinders nur 66 Proc. jener des grossen Cylinders, oder rund nur 31 Proc. der Gesamtleistung.

Es empfiehlt sich im Allgemeinen, die Gesamtleistung gleichmässig auf die Kurbelwelle zu übertragen, und dies geschieht bei Maschinen dieser Art, wenn sie zwei Cylinder besitzen, durch Zuweisen der halben Arbeit für jeden Cylinder. Es können indess auch zuweilen ganz andere Ueberlegungen massgebend sein, die

aber nicht in den Rahmen der vorliegenden Betrachtung fallen. Nach dem Angeführten wird es jederzeit leicht sein, gewünschte Leistungen einzelnen Cylindern durch Diagrammstudien zuzuweisen.

Zur Vollständigkeit ist noch anzuführen, dass man zuweilen in das rankineisirte Diagramm das dem Kesseldampfe, der theoretischen Füllung und Expansion, der Ausströmung, ohne jed-

Fig. 67.



Compoundmaschine mit Ventilsteuerung zum Betriebe eines Wasserwerkes mit Mantel am grossen Cylinder.

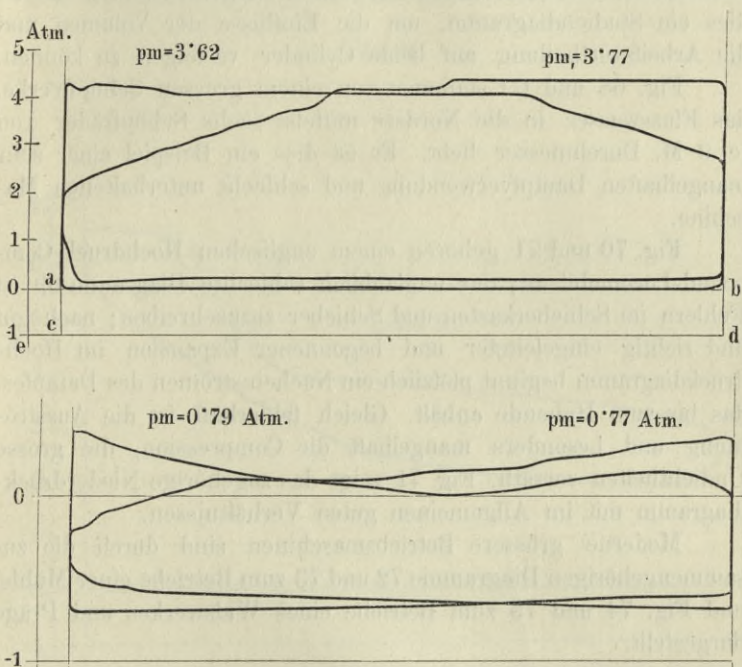
$d = 660$ Mm.	$D = 900$ Mm.
$s = 1000$ "	$S = 1000$ "
$\delta_1 = 90$ "	$\delta_1 = 90$ "
$\delta_2 = 0$ "	$\delta_2 = 0$ "
$n = 28$	

weden Gegendruck und ohne jedwede Compression entsprechende theoretische Diagramm als Umhüllung des praktischen Diagrammes einträgt. Den Procentgehalt der effectiven Diagrammfläche, bezogen auf dieses theoretische Diagramm, bezeichnet man mit dem Ausdrucke „Völligkeit“. In Fig. 62 beispielsweise wurde ohne Rücksicht auf den Kesseldruck, sondern unter Festhaltung der Diagrammfüllung, mit Hinsicht auf die vorhandenen schäd-

lichen Räume, jene Fläche schraffirt, um welche die theoretische Diagrammfläche grösser ist als die Fläche des effectiven, mit dem Indicator aufgenommenen Diagrammes.

Die „Völligkeit“ mag wohl für Vergleiche dienlich sein,

Fig. 68 und 69.



Hoch- und Niederdruck Diagramm einer liegenden Compound-Ventilmaschine für ein Schöpfwerk.

$d = 560$ Mm.	$D = 1200$ Mm.
$s = 1240$ "	$S = 1240$ "
$\delta_1 = 100$ "	$\delta_1 = 100$ "
$n = 36$	

sie führt aber, wenn sie die Grundlage zur Beurtheilung der Güte der Dampfverwerthung bilden soll, leicht zu Fehlschlüssen.

Weitere Beispiele von Compound-Maschinen zeigen Fig. 67, dann Fig. 68 und 69, ferner Fig. 70 und 71, endlich Fig. 72 und 73.

Fig. 67 stellt in den ausgezogenen Linienzügen das Originaldiagramm einer grossen Pumpen-Dampfmaschine dar, die mit ----- ausgezogenen Curven geben den Verlauf an, wie mit Annahme eines geheizten Mantels die Linien verlaufen sollten, und die ----- Linie gibt für die bei dieser Indicirung gewählten Verhältnisse die theoretische Curve des Diagrammes an. Es ist dies ein Studiendiagramm, um die Einflüsse der Volumen und die Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder verfolgen zu können.

Fig. 68 und 69 stammen von einem grossen Schöpfwerke, das Flusswasser in die Nordsee mittelst sechs Schöpfräder von je 9 M. Durchmesser hebt. Es ist dies ein Beispiel einer sehr mangelhaften Dampfverwendung und schlecht unterhaltenen Maschine.

Fig. 70 und 71 gehören einem englischen Hochdruck-Compound-Locomobil an; das unglaublich schlechte Diagramm 69 ist Fehlern im Schieberkasten und Schieber zuzuschreiben; nach gut und richtig eingeleiteter und begonnener Expansion im Hochdruckdiagramm beginnt plötzlich ein Nacheinströmen des Dampfes, das bis zum Hubende anhält. Gleich fehlerhaft ist die Ausströmung und besonders mangelhaft die Compression, die grosse Undichtheiten verräth. Fig. 71 zeigt das zugehörige Niederdruckdiagramm mit im Allgemeinen guten Verhältnissen.

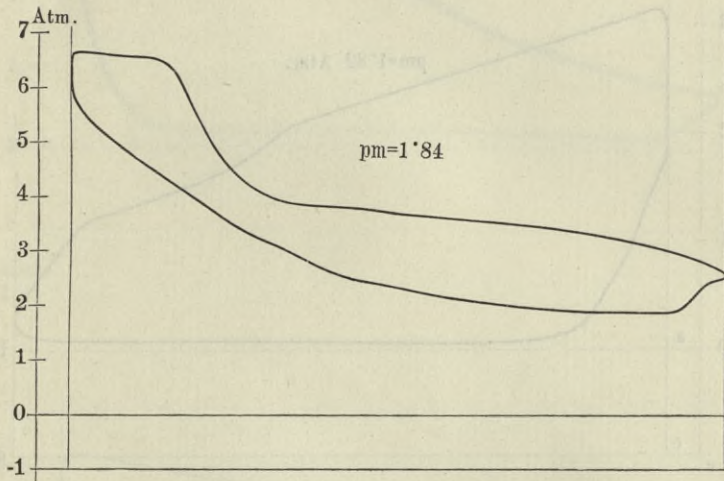
Moderne grössere Betriebsmaschinen sind durch die zusammengehörigen Diagramme 72 und 73 zum Betriebe einer Mühle, und Fig. 74 und 75 zum Betriebe eines Walzwerkes und Präge dargestellt.

Der Dampfaustritt und Gegendruck.

Wenn am Schlusse der Expansion die Ausströmung geöffnet wird und die Verbindung mit der Atmosphäre bei Hochdruckmaschinen, mit dem grossen Cylinder bei Woolf-Maschinen, mit dem Receiver bei Compound-Maschinen, oder mit dem Condensator bei Niederdruckmaschinen hergestellt ist, soll der in dem Cylinder bestehende Druck möglichst rasch auf sein Minimum gebracht werden. Die Kolbenstellung, bei welcher der Dampfaustritt beginnt, soll möglichst nahe dem Hubende liegen, sie ist jedoch derart abhängig von der Kolbengeschwindigkeit und den Ausströmverhältnissen (Canalweiten), dass, je grösser die Kolbengeschwin-

digkeit, je reducirter die Ausströmfläche und je länger die Ausströmrohre sind, desto früher der Dampfaustritt stattfinden muss, um an dieser Stelle die grösste Diagrammfläche zu erreichen. Die Diagramme zeigen zuweilen, dass bei frühem Dampfaustritte die Druckabnahme keine sehr plötzliche ist, so dass durch das Vorausströmen insoferne kein wesentlicher Nachtheil herbeigeführt

Fig. 70.



Englisches Hochdruck-Compound-Locomotive mit vom Regulator beeinflusster Expansionschiebersteuerung zum Betriebe einer Ziegelei. Hochdruckcylinder.

$d = 165$ Mm.	$D = 285$ Mm.
$s = 366$ "	$S = 356$ "
$\delta_1 = 37$ "	$\delta_1 = 37$ "
$n = 180$	

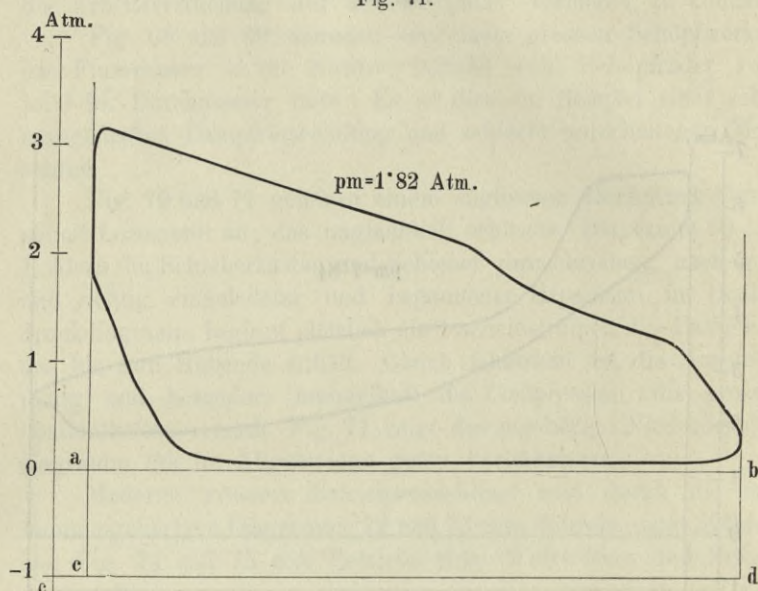
wird, als die Ausströmung gewissermassen als fortgesetzte Expansion angesehen werden kann.

Diagramme Fig. 28, 48 und 76 bestätigen dies.

Ist der Ausströmungscanal derart dimensionirt, dass die Dampfgeschwindigkeit 15—20 M. nicht übersteigt, so ist der Abfall zum erreichbaren Minimaldrucke ein sehr rascher; indess

spielt die absolute Höhe des Druckes des ausströmenden Dampfes auch eine Rolle, die wohl zu berücksichtigen ist. Sind in der Rohrleitung scharfe Krümmungen, oder ist dieselbe lang, so müssen die Querschnitte entsprechend vergrößert werden. Bei längeren Condensationsleitungen muss auch die Einspritzung unmittelbar neben dem Cylinder erfolgen.

Fig. 71.



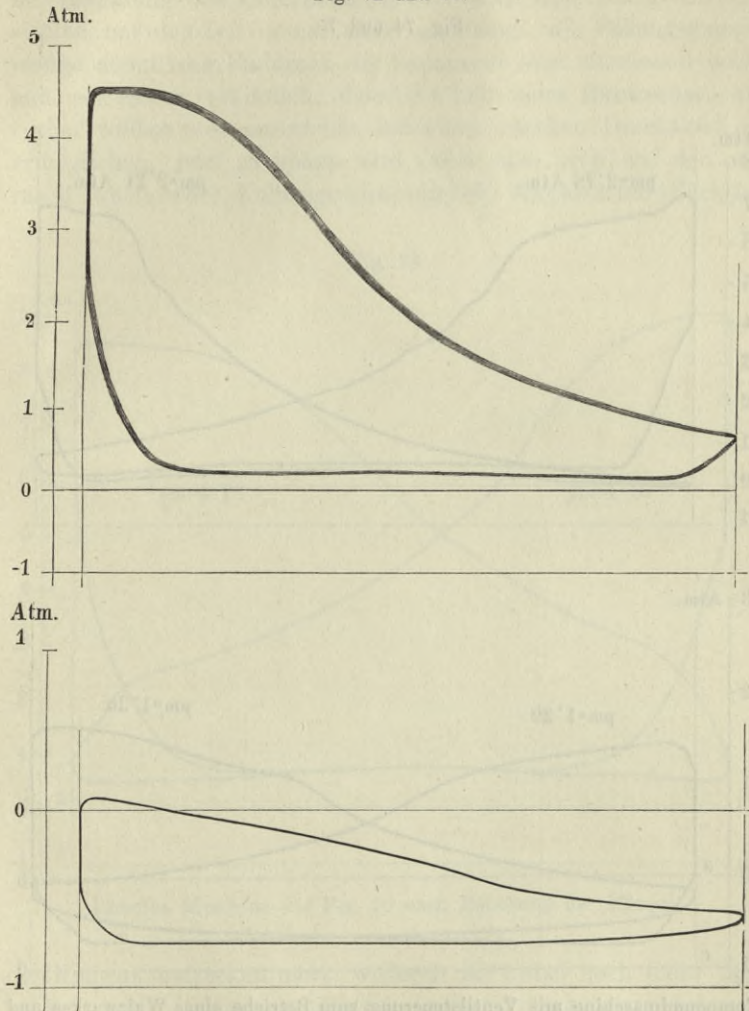
Englische Hochdruck-Compound-Locomotive mit vom Regulator beeinflusster Expansionschiebersteuerung zum Betriebe einer Ziegelei. Niederdruckcylinder.

$d = 165$ Mm.	$D = 285$ Mm.
$s = 366$ "	$S = 356$ "
$\delta_1 = 37$ "	$\delta_1 = 37$ "
$n = 180$	

Diagramme Fig. 26 und 33 geben Beispiele eines zu frühen, Fig. 19, 20, 23, 24, 29 etc. eines zu späten Dampfaustrittes.

Fehlern im Dampfaustritte begegnet man häufig. In der Regel sind dies Fehler, die nicht der Maschine, sondern den Betriebsverhältnissen zugeschrieben werden müssen. Häufig wird der ursprünglich für einen gewissen Betrieb angepassten Maschine,

Fig. 72 und 73.



Compoundmaschine mit Condensation zum Betriebe einer Mühle. Collmann-
Steuerung am kleinen, fixe Meyer-Steuerung am grossen Cylinder.

$d = 650$ Mm.

$D = 1080$ Mm.

$s = S = 1200$ Mm.

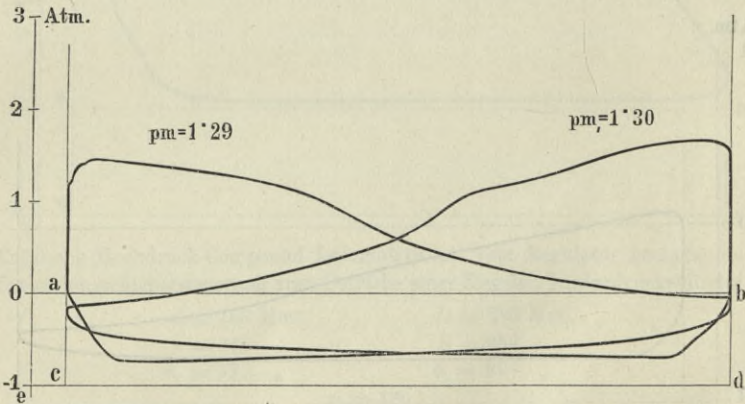
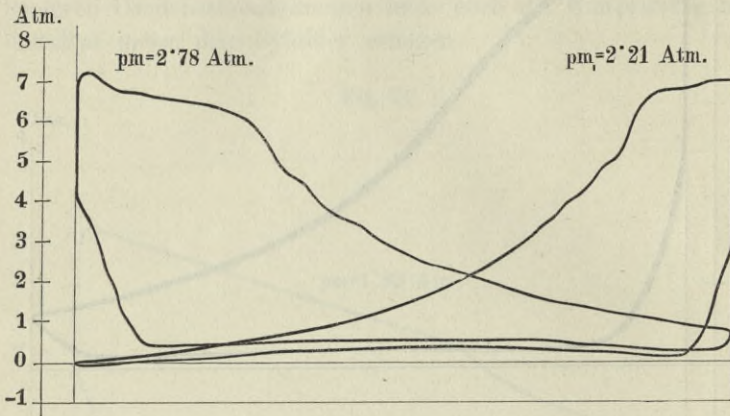
$d_1 = d_2 = 130$ "

$d_1 = d_2 = 130$ Mm.

Flächenverhältniss 2·83

$n = 50$.

Fig. 74 und 75.



Compoundmaschine mit Ventilsteuerung zum Betriebe eines Walzwerkes und Pressen. Dampfmantel am Niederdruckcylinder. Receiver gleich dem Volumen des grossen Cylinders.

$$d = 350 \text{ Mm.}$$

$$D = 550 \text{ Mm.}$$

$$s = 650 \text{ "}$$

$$S = 650 \text{ "}$$

$$\delta_1 = 65 \text{ "}$$

$$\delta_2 = 65 \text{ "}$$

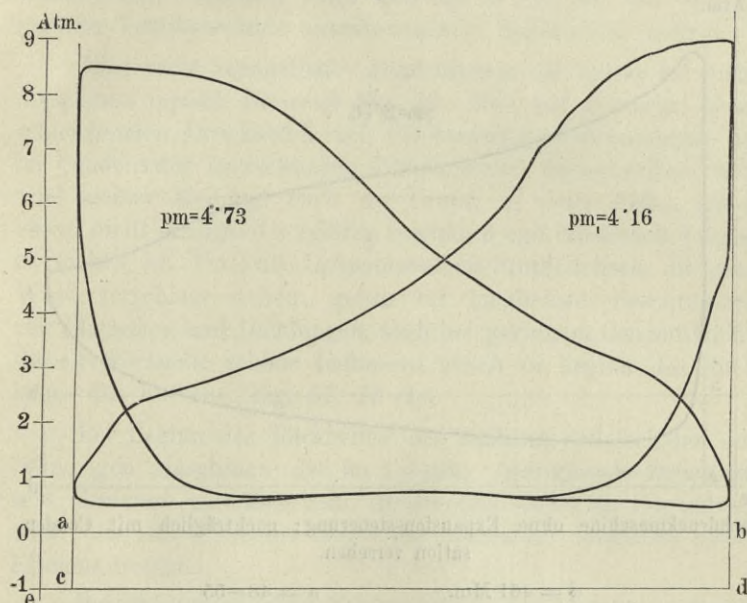
$$\varepsilon = 25 \text{ Proc.}$$

$$n = 70$$

$$N_i = 120 \cdot 7$$

bei Entfaltung des Unternehmens oder auch aus Concurrenzrück-
sichten mit der Zeit immer mehr angehängt, die Füllungsdampf-
menge steigt, der Enddruck der Expansion liegt unrationell hoch,
und so ist es erklärlich, dass die Zeit beim Hubwechsel, die
vorher vollkommen ausreichte, um einen raschen Druckabfall zu
ermöglichen, jetzt zu knapp wird, sich also auch auf den mit
rasch wachsender Kolbengeschwindigkeit eingeleiteten Rücklauf

Fig. 76.



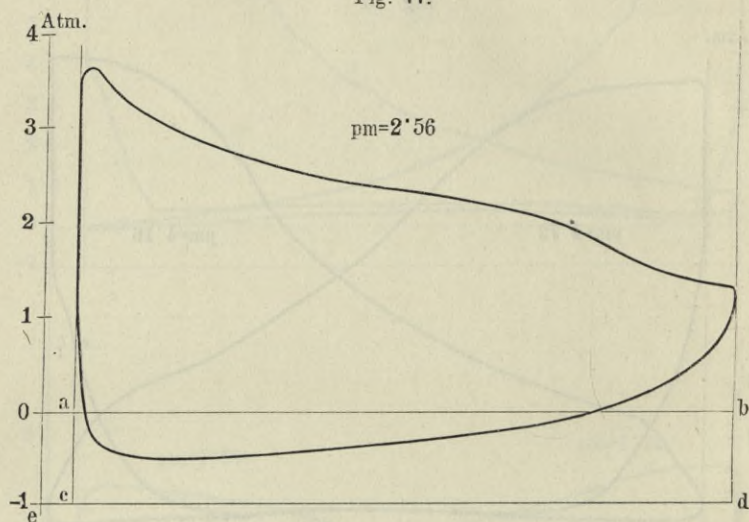
Dieselbe Maschine wie Fig. 70 nach Behebung der Mängel.

des Kolbens erstrecken muss, wodurch das Uebel noch mehr ver-
schärft wird, indem der plötzlich entlastete Ausströmungsdampf
sein Volumen vergrößert und die vom ausströmenden Dampfe
benöthigte Geschwindigkeit das zulässige Mass überschreitet. Die
Diagramme Fig. 23, 24, 29, 55, 77 illustriren dies.

Dass selbst bei sehr grosser Füllung und entsprechender
Dimensionirung der Dampfwege die Ausströmung sehr schön
erfolgen kann, beweisen Fig. 46, 47 und 48.

Fig. 46 gehört, wie bei der Besprechung der Füllung bereits erwähnt, einer Maschine mit Ausklinksteuerung an, die vom Regulator beeinflusst wird. In dem punktierten Diagramme mit voller Füllung hat der Regulator versäumt, rechtzeitig auszulösen und so blieb der Schieber offen während nahezu des vollen Hubes; es musste die ganze Cylinderfüllung wieder entleert werden, trotzdem aber ist die Ausströmung eine tadellose.

Fig. 77.



Hochdruckmaschine ohne Expansionssteuerung; nachträglich mit Condensation versehen.

$d = 461$ Mm.	$n = 48-55$
$s = 790$ „	$p_m = 2.56$ Atm.
$\delta_1 = \delta_2 = 65$	$N_i = 212$ Pferdekräfte
Kolbengeschwindigkeit $c = 2.06$	

Fig. 23, 24, 29 und 55 zeigen in den punktierten Diagrammen wesentlich bessere Verhältnisse als in den ausgezogenen Linien, wenn dieselben auch durchaus noch nicht gute zu nennen sind.

Dieser Unterschied ist bei ersteren Diagrammen der Höhe des Dampfdruckes am Hubende zuzuschreiben. Ein besserer Erfolg lässt sich in dem Diagramme der Fig. 29 erkennen, bei

welchem die wesentlich kleinere Füllung bei gleicher Tourenzahl eine bedeutend höhere Leistung aufweist, wie aus dem Vergleiche der gegen links und rechts schraffirten Differenzflächen hervorgeht.

Zuweilen bewirken Spiele in Charnieren und Bolzen eine Verzögerung in der Functionirung der Steuerung. Zumal bei den complicirten vielgliedrigen Präcisionsmechanismen begegnet man dieser Erscheinung. So öffnet beispielsweise Fig. 73 aus diesem Grunde zu spät, ohne dass dies hier indess einen schädigenden Einfluss übt. Aehnlich zeigt sich das in Fig. 30, wo eine für manche Ventilmaschine charakteristische Spitzenform auftritt.

Eine recht mangelhafte Ausströmung, die indess bei vielen Maschinen typisch ist, zeigt Fig. 39. Man hat versucht, diesen schleichenden Druckabfall bei Condensationsausströmungen den im Condensator herrschenden Temperaturen zuzuschreiben, während meiner Meinung nach der Grund in vielen Fällen nur in einem nicht genügend sorgfältig bewirkten und erhaltenen Vacuum zu suchen ist. Verticale Luftpumpen mit Stopfbüchsen, die unter Wasserverschluss stehen, geben bei möglicher Beschränkung von Flanschen und Dichtungen, auch bei geringem Condensationswasserverbrauche schöne Luftleeren gleich zu Beginn des Rücklaufes des Kolbens. Fig. 67, 73 etc.

Bei Beginn des Rücklaufes des Kolbens soll bei den ein-cylindrigen Maschinen der im Cylinder herrschende Druck auf sein Minimum gesunken sein, da derselbe direct als Gegendruck wirkt; es soll an dieser Stelle das Diagramm möglichst grosse Flächen besitzen.

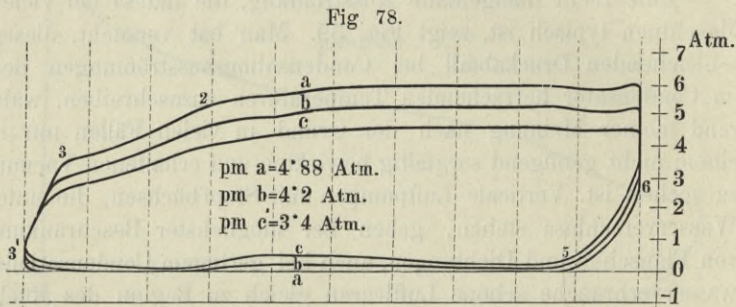
Bei Maschinen ohne Condensation, welche unter normalen Verhältnissen arbeiten, lässt sich jederzeit nahezu der Atmosphärendruck erreichen, während bei Maschinen mit Condensation der Gegendruck wesentlich von der Güte der Condensationsanlage abhängig ist.

Absolut grossen Gegendruck zeigen die Diagramme Fig. 23, 24, 29, 31, 35, 45, 77, und kleinen Gegendruck die Diagramme Fig. 26, 27, 30, 32, 46, 48, 55, 62 etc. Das Diagramm Fig. 28 zeigt eine Erhöhung des Gegendruckes in der Mitte des Kolbenhubes; dies hängt jedoch nicht mit der Functionirung der Steuerung zusammen, sondern rührt lediglich daher, dass die Ausströmung

eines zweiten Cylinders auf diesen Gegendruck Einfluss nimmt. In noch wesentlich höherem Masse ist dies aus Fig. 78 zu erkennen.

Wie bereits bemerkt, hängt die Grösse des Gegendruckes wesentlich von der Spannung jener Dampfmenge ab, welche zu Ende des Kolbenhubes den Cylinder erfüllt; es wird somit, unter übrigens gleichen Verhältnissen, auch der Gegendruck ein minimaler, wenn es der absolute Enddruck der Expansion ist.

Der Einfluss des Ausströmquerschnittes auf den Gegendruck kann aus dem Vergleiche der Diagramme Fig. 78 ersehen werden;



Anfahrt aus der Station, bei maximaler Füllung, mit drei verschiedenen Blasrohrstellungen.

$$a) f = 138.8 \text{ Cm.}$$

$$b) f = 83.3 \text{ "}$$

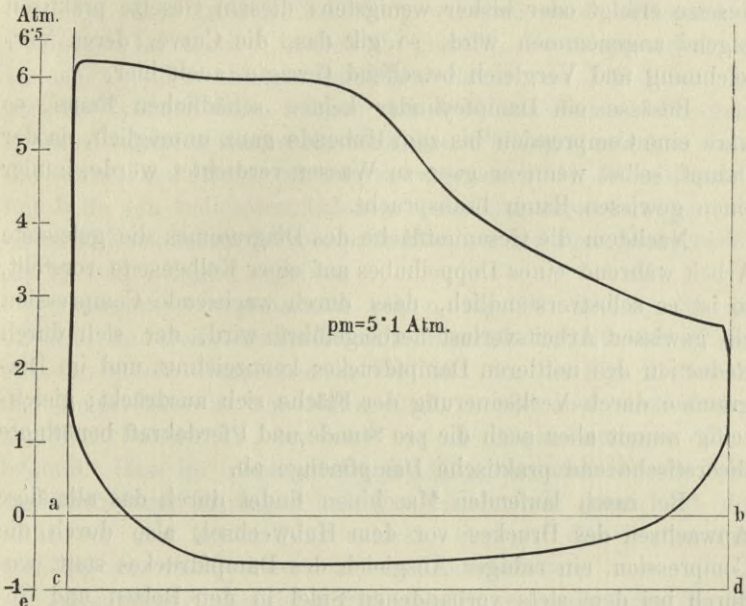
$$c) f = 34.7 \text{ "}$$

dieselben wurden, mit Ausnahme eines kleinen Unterschiedes im Admissionsdrucke, unter ganz gleichen Verhältnissen mit verschiedener Blasrohröffnung bei einer Locomotive aufgenommen und lassen deutlich sowohl den wachsenden Gegendruck als auch die gesteigerte Einwirkung des Blasrohres erkennen.

Es ist von grösster Wichtigkeit, den Gegendruck so viel als nur immer möglich herabzudrücken. Zumal bei Condensationsmaschinen spielt die Grösse des Vacuums eine wichtige Rolle. Im Diagramm Fig. 57 entspricht beispielsweise jede Atmosphäre gesteigerter mittlerer Dampfspannung im Hochdruckcylinder einer Mehrleistung von 35.5 Pferdekräften, während in dem Nieder-

druckdiagramm einem besseren Vacuum von je 0·1 Atmosphären 12·7 Pferdekkräfte Mehrleistung zukommen. Es ist dies ein Fingerzeig, dass auf die gute Instandhaltung des Vacuums bei Condensationsmaschinen grosses Gewicht gelegt werden muss; trotzdem findet man so häufig sehr mangelhafte Luftpumpen und Condensationsanlagen, die natürlich nur ein ziemlich schlechtes Vacuum liefern können, auf Kosten eines theueren Betriebes.

Fig. 79.



Dass aber die sonst so wichtige Einführung der Condensation durch falsche Praxis auch ad absurdum geführt werden kann, beweist ein Blick auf Diagramme Fig. 77 oder 79.

Bei solchen Maschinen, wo — was ja gar nicht so selten ist — die Steuerung total falsch functionirt, wie Fig. 19 und 20 zeigt, da tritt sogar bei Vollfüllung oder gerade in Folge derselben beim Hubwechsel eine Diagrammschleife auf, die daher rührt, dass bei noch offener Einströmung der im Cylinder enthaltene frische Dampf durch den Kolben nach dem Schieber-

kasten zurückgedrängt wird, also eine Compression erfährt, die erst dann abnimmt, wenn der Dampf durch den Kolben Geschwindigkeit aufgenommen hat, und dann verschwindet, sobald die Ausströmung, wenn auch noch so schleichend, eröffnet.

Die Compression.

Sobald der Austritt des Dampfes geschlossen wird, ehe der Kolben seinen Rücklauf beendet hat, so findet Compression des Dampfes statt. Da die Compression genau nach dem Mariotte'schen Gesetze erfolgt oder bisher wenigstens diesem Gesetze praktisch folgend angenommen wird, so gilt das, die Curve, deren Verzeichnung und Vergleich betreffend Gesagte, auch hier.

Besäße ein Dampfeylinder keinen schädlichen Raum, so wäre eine Compression bis zum Hubende ganz unmöglich, da der Dampf, selbst wenn er ganz zu Wasser verdichtet würde, immer einen gewissen Raum beansprucht.

Nachdem die Gesamtfläche des Diagrammes die geleistete Arbeit während eines Doppelhubes auf einer Kolbenseite vorstellt, so ist es selbstverständlich, dass durch wachsende Compression ein gewisser Arbeitsverlust herbeigeführt wird, der sich durch Reduction des mittleren Dampfdruckes kennzeichnet und im Diagramme durch Verkleinerung der Fläche sich ausdrückt; gleichzeitig nimmt aber auch die pro Stunde und Pferdekraft benötigte theoretische und praktische Dampfmenge ab.

Bei rasch laufenden Maschinen findet durch das allmälige Anwachsen des Druckes vor dem Hubwechsel, also durch die Compression, ein ruhiger Ausgleich des Dampfdruckes statt, wodurch bei dem stets vorhandenen Spiel in den Bolzen und Gelenken Stöße vermieden werden. So spielt beispielsweise bei Locomotiven die Compression eine wichtige Rolle, die durch die glückliche Eigenschaft der Coulissensteuerung, dass bei wachsender Expansion auch die Compression steigt, ein sehr bequemes Regulierungsmittel bildet. Der Werth der Compression für die Oekonomie des Dampfes geht daraus hervor, dass der schädliche Raum bei Eröffnung des Dampfes bereits mit gespanntem Dampf erfüllt ist, so dass keine weitere, oder doch nur eine sehr geringe Dampfmenge zur Füllung des schädlichen Raumes erforderlich ist.

Der Vergleich, wie er in den Diagrammen durchgeführt wurde, zwischen der berechneten und der corrigirten stündlichen Dampfmenge pro Pferdekraft, erläutert dies zur Genüge.

Die Compression kann unter Umständen indess — es liegt dies theilweise in der Natur gewisser Steuerungssysteme — so bedeutend werden, dass nicht nur alle ihre Vortheile aufgewogen werden, sondern sogar ein sehr ungleichförmiger Gang der Maschine bedingt wird, auch die Gefahr von Brüchen sich in bedenklicher Weise steigern kann und die Dampfökonomie illusorisch wird.

Bei einer grossen Eisenbahngesellschaft wurde unlängst eine Compound-Locomotive in Betrieb gestellt, die ursprünglich im kleinen Cylinder einen schädlichen Raum von 7·8 Proc., im grossen Cylinder einen solchen von 4·4 Proc. besass. Die ganz enormen Compressionsdrücke bei kleinen Füllungen zwangen dazu, die schädlichen Räume allmählig zu vergrössern, bis sie schliesslich mit Hilfe von Indicatoraufnahmen einen angemessenen Compressionsenddruck bei 12·3 Proc. im kleinen und 6·5 Proc. Compression im grossen Cylinder ergaben.

Normale Compressionen zeigen Fig. 16, 22, 30, 36, 48, 72 etc., zu kleine Compressionen Fig. 17, 18, 23, 34, 39, 40 etc., zu grosse Compressionen Fig. 32, 35. In Fig. 21 wächst die Compression bis zum Hubwechsel, es fällt aber nach diesem der Druck wieder ab, bis bei 6 erst die Einströmung zu öffnen beginnt. Dass im neuen Hube die Compressionslinie, die hier eigentlich eine Expansionslinie ist, sich nicht genau mit der Linie vor dem todten Punkte deckt, liegt in den Temperaturverhältnissen des Cylinders und an Undichtheiten.

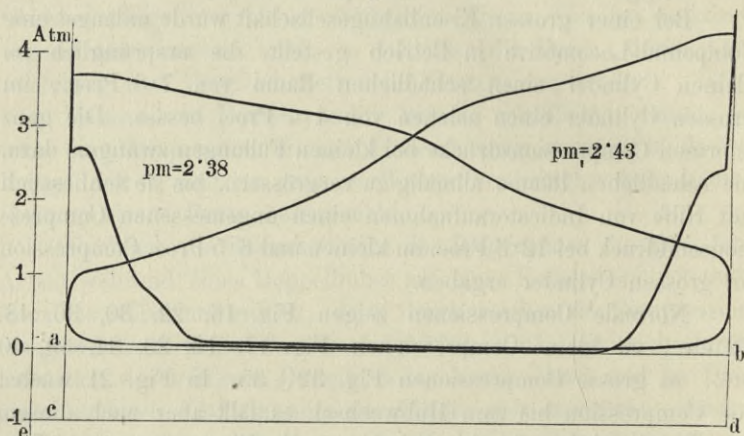
Fig. 29 zeigt eine viel zu früh eingeleitete Compression, die nur dadurch unschädlich wird, dass Schieber und Kolben undicht sind.

Dass die Compressionslinie, Fig. 26 und im punktirtten Diagramm 32, nicht weit über den Kesseldruck aufsteigt, ist nur dem Umstande zuzuschreiben, dass der Schieber sich abhebt und einen Ausgleich des Druckes gestattet.

Der Erscheinung, die Fig. 80 in der Compressionslinie zeigt, begegnet man sehr häufig. Dieselbe wird, wie es scheint, meistens dahin erklärt, dass der Compressionsdampf, sobald er in Folge seiner Druckzunahme höhere Temperatur annimmt, als dies den umgebenden Cylinderwänden entspricht, nicht mehr im Stande

ist, seinen Druck zu steigern, sondern mit ermässigtem, nahezu constantem oder sogar abfallendem Drucke bis zum Hubende gedrückt wird. Es scheint mir, wenigstens nach meinen Beobachtungen an zahlreichen Maschinen mit und ohne Dampfmantel, dass diese von einigen Autoren geradezu als Wasserfabrik bezeichnete Compressionsarbeit, doch nicht so ohne weiteres in diesem Sinne zu beurtheilen ist.

Fig. 80.



Liegende Hochdruckmaschine mit Ridder-Steuerung zum Betriebe einer Seilerei.
Regulator ganz offen.

$$d = 320 \text{ Mm.}$$

$$s = 540 \text{ "}$$

$$n = 60$$

Diagramm Fig. 26 und 32 beispielsweise sind mit 9 Atm. Initialdruck bei sehr kleiner Füllung in einfach verschaltetem Cylinder einer Locomotive abgenommen, bei welcher zweifellos die mittlere Cylindertemperatur ganz wesentlich unter dem Admissionsdrucke lag und doch zeigt sich nicht der geringste Anhaltspunkt, der der allerdings sehr geistreichen Hypothese des strömenden Regens in der Compressionsperiode zur Stütze dienen könnte. Das Diagramm Fig. 80 hingegen, bei kleinem Initialdrucke und grosser Füllung, mit vor Wärmestrahlung wohl geschütztem Cylinder in einem vollkommen geschlossenen, warmen

Maschinenhause aufgenommen, zeigt sehr deutlich die charakteristische Druckänderung in der Compressionslinie, und zwar genau in der Gestalt und beiläufigen Lage, wie sie die Verfechter der Wasserfabrication nur wünschen können — und doch liegt diese Erscheinung lediglich an den Organen der Steuerung oder dem Kolben. Ich habe Compressionsdiagramme gesehen, bei denen der Compressionsdruck über 6 Atm. höher als der Admissionsdruck lag und von einer besonderen Cylinderumhüllung keine Rede war, trotzdem verlief bei allen Füllungen die Compressionslinie als eine vollkommen regehnässige Curve ohne der geringsten Andeutung der in Rede stehenden Erscheinung. Meine Absicht ist lediglich die, in Fachkreisen diese Frage zur Discussion zu bringen und zu verhüten, dass Naturwahrheiten durch Hypothesen, selbst wenn diese letzteren noch so genial ausgedacht sind, verewaltigt werden.

In dem Vorstehenden wurde stets von der Dampfmenge gesprochen, die dem Diagramm entspricht. Diese Dampfmenge enthält das während der Expansionsperiode nachverdampfte Quantum des, theils aus dem Kessel mitgerissenen, theils während der Füllungsperiode condensirten Wassers.

Auf jenen Theil des Wassers, der am Ende des Hubes noch im tropfbaren Zustande vorhanden ist, und auf jene Dampfmenge, welche auf einer Kolbenseite während des einen Hubes durch den Auslassschieber, und während des anderen Hubes durch den Einlassschieber in's Freie oder nach dem Condensator entweicht, wird, der hier zu Grunde gelegten Berechnungsweise zufolge, gar keine Rücksicht genommen.

Die Werthe der so angegebenen Dampfmenge in Kilogrammen pro Stunde und indicirter Pferdekraft sind daher keine absolut richtigen, wohl aber theoretische Minimalwerthe, sie stellen die im Diagramm nachzuweisende nutzbare Dampfmenge dar.

Bei Maschinen mit einem Dampfmantel muss wohl auf die zur Heizung des Cylinders verwendete Dampfmenge genaue Rücksicht genommen werden, um bezüglich des ökonomischen Betriebes keine Fehlschlüsse zu machen.

Für die Untersuchung der Dampfmaschinen bieten die so berechneten Dampfmenen einen sehr guten Anhaltspunkt zum

Vergleich und zum Studium der einzelnen Maschinen; sie geben den genauen Fingerzeig, in welcher Richtung der ökonomische Betrieb der Dampfmaschine angestrebt werden muss, weil unter allen Verhältnissen der praktische Dampfverbrauch, ungewöhnliche Verluste als ausgeschlossen betrachtet, dem auf die angegebene Art ermittelten minimalen Dampfverbrauch proportional sein wird.

Um den praktischen Dampfverbrauch aus den so erhobenen theoretischen Minimaldampfmengen zu berechnen, müssen zu letzteren gewisse Zuschläge gemacht werden, die jene Dampfverluste enthalten, welche den einzelnen Maschinen bei guter Construction, durch die Praxis erwiesen, zukommen. Als Grösse dieses Dampfverlustes lässt sich für jeden Cylinder in der Stunde $\alpha d \sqrt{p_m}$ in Kilogr. annehmen, worin

bei Eincylinder-Maschinen $\alpha_1 = 5$

bei Woolf- oder Compound-Maschinen .. $\alpha_2 = 3$

d den Cylinderdurchmesser in Centimeter, p_m den mittleren wirk-samen Druck in Atmosphären bezeichnet.

Der Gesamtdampfverbrauch für eine Maschine pro Stunde und Pferdekraft beträgt dann in Kilogrammen

$$D = D_1 + \frac{\alpha d \sqrt{p_m}}{N_i}$$

Handelt es sich um die Ermittlung der pro Stunde und Pferdekraft erforderlichen effectiven Dampfmenge, so muss dieselbe durch sorgfältig ausgeführte Verdampfungsversuche mit directer Wassermessung unter Berücksichtigung aller Vorsichts-massregeln festgestellt werden. Hieraus kann dann für die unter-suchte Maschine der ziemlich genaue Werth für α ermittelt werden.

Anhang.

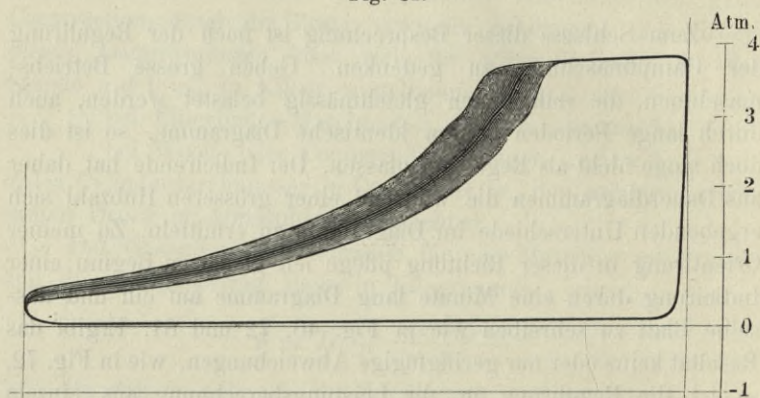
Der Einfluss der Regulirung auf das Diagramm.

Zum Schlusse dieser Besprechung ist noch der Regulirung der Dampfmaschinen zu gedenken. Geben grosse Betriebsmaschinen, die vollkommen gleichmässig belastet werden, auch durch lange Perioden nahezu identische Diagramme, so ist dies doch lange nicht als Regel aufzufassen. Der Indicirende hat daher aus Dauerdiagrammen die während einer grösseren Hubzahl sich ergebenden Unterschiede im Diagramme zu ermitteln. Zu meiner Orientirung in dieser Richtung pflege ich gleich zu Beginn einer Indicirung durch eine Minute lang Diagramme auf ein und dasselbe Blatt zu schreiben wie in Fig. 46, 72 und 81. Ergibt das Resultat keine oder nur geringfügige Abweichungen, wie in Fig. 72, so ist die Regulirung für die Leistungsberechnung aus einzeln gewählten Diagrammen ohne weiteren Einfluss. Ergeben sich aber erheblichere Abweichungen, Fig. 46, 81 und 82, was zumal bei mittleren und kleineren Maschinen gewöhnlich der Fall ist, dann ist mit einiger Sorgfalt die regelmässige Periode zu ermitteln und sind womöglich für so eine ganze Regulierungsperiode die Diagramme zu zeichnen und zu berechnen, um keine falschen Schlüsse aus einem etwa zu grossen oder zu kleinen Diagramm zu ziehen. Ist dieser Vorgang im gegebenen Falle als ein zu unständlicher nicht gut durchführbar, dann ist es angezeigt, den Regulator ganz abzustellen oder doch seinen Einfluss auf das Diagramm zu verhindern und in dem nun erlangten Belassungszustande, auf den natürlich mittelst Indicirung zu prüfen ist, die für die Leistungserhebung benöthigten Diagramme abzunehmen.

Bei längeren Perioden der Regulirung, bei welchen eine grössere Anzahl Diagramme erforderlich wären zur Klarstellung des wirklichen Vorganges in dem Cylinder, genügt es, wenn jeder

zweite, dritte etc. Hub zur Verzeichnung im Diagramme verwendet wird; dadurch wird das Bild ein deutlicheres und die Genauigkeit der Untersuchung immer eine wesentlich höhere, als wenn etwa mit continuirlichem Papierstreif oder mit Verticalverschiebung des Papiercylinders gearbeitet wird. Bei Untersuchungen von Maschinen für Förderungen (Aufzüge) oder für Walzwerke, bei welchen Leistungen während genau begrenzter Intervallen durch die Maschine verrichtet werden, hat man in analoger Weise vorzugehen.

Fig. 81.



Hochdruckmaschine mit Wanniek - Köppner - Steuerung zum Betriebe einer Molkerei.

$$d = 320 \text{ Mm.}$$

$$s = 785 \text{ "}$$

$$\delta_1 = 45 \text{ "}$$

$$\delta_2 = 0 \text{ "}$$

$$n = 60$$

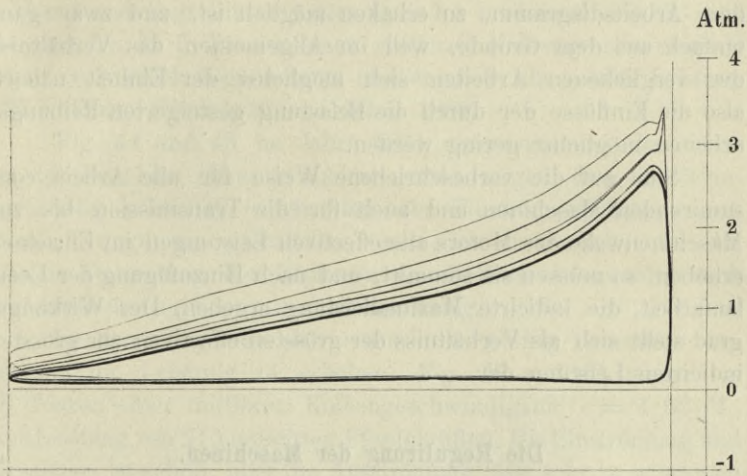
Sehr instructiv ist schliesslich die Untersuchung der Regulirung, wenn der Regulator künstlich aus seinem Gleichgewichte gebracht wird, wie das Diagramm Fig. 82 zeigt.

Die Ermittlung der effectiven Leistung einzelner Arbeitsmaschinen. Die Leistung, welche einzelne Arbeitsmaschinen zu ihrem Betriebe erfordern, lässt sich einfach aus Diagrammen ermitteln, wengleich für eine gewisse Belastung der Dampfmaschine das Diagramm, wie vorher gesagt wurde, nur die indicirte Leistung zu berechnen gestattet, so ergibt die Differenz

zweier Diagramme, also zweier indicirter Leistungen verschiedener Grösse die effective Leistung für den Mehraufwand des dem grösseren Diagramm entsprechenden Belastungsverhältnisses.

Wird die Dampfmaschine von ihrer Maximalbeanspruchung angefangen für verschiedene geringere Leistungen, welche durch allmähliges Abstellen der einzelnen Werkzeugmaschinen erreicht werden, bis zum Leerlaufen indicirt, so stellt der Unterschied der Diagramme den Betrag an effectiver Leistung dar, welcher

Fig. 82.



Dieselbe Maschine wie Fig. 55.

Eine Regulierungsperiode.

der ausgeschalteten Werkzeugmaschine entspricht. Strenge genommen ist dies nicht ganz richtig, weil bei der Mehrleistung auch die zur Bewegung der Maschine allein benötigte Arbeit wegen gesteigerten Reibungen in allen Theilen etwas anwächst; aber die Erfahrung hat gelehrt, dass diese Zunahme eine sehr geringe ist und um so eher vernachlässigt werden kann, je geringer die effective Leistung einer Werkzeugmaschine, oder Gruppe derselben, gegenüber der Gesamtleistung der Maschine ist. Durch entsprechende Wahl in der Abstimmung solcher Maschinen, erst einzeln und sodann in Gruppen, gewinnt man nicht

nur ein deutliches Bild der Arbeitsleistung, sondern auch eine geeignete Controle über dieses Verfahren.

Selbstredend kann auch der umgekehrte Weg, das ist vom Leerlaufen beginnend, unter allmöglicher Belastung der Dampfmaschine durch Einschaltung der leeren Transmissionen und Steigerung der Leistung durch Hinzufügung von Werkzeugmaschinen mit gleichem Erfolge eingeschlagen werden.

Dieser Vorgang ergibt für die Erhebung der effectiven Leistung genauere und verlässlichere Werthe, als dies durch Berücksichtigung des Leerlaufdiagrammes allein, verglichen mit dem Arbeitsdiagramm, zu erhalten möglich ist, und zwar ganz einfach aus dem Grunde, weil im Allgemeinen das Verhältniss der verglichenen Arbeiten sich möglichst der Einheit nähert, also die Einflüsse der durch die Belastung gesteigerten Reibungsarbeiten möglichst gering werden.

Sind auf die vorbeschriebene Weise für alle Arbeit consumirenden Maschinen und auch für die Transmission bis zur Maschinenwelle des Motors alle effectiven Leistungen im Einzelnen erhoben, so müssen sie summirt, und nach Hinzufügung der Leerlaufarbeit, die indicirte Maximalleistung ergeben. Der Wirkungsgrad stellt sich als Verhältniss der grössten effectiven zur grössten indicirten Leistung dar.

Die Regulirung der Maschinen.

In Ergänzung desjenigen, was bereits im Vorstehenden über die Regulirung von Maschinen gelegentlich der Besprechung der einzelnen Diagrammphasen gesagt wurde, mögen hier noch einige darauf bezugnehmende Bemerkungen Platz finden und gleichzeitig an einigen Beispielen gezeigt werden, wie an der Hand der Indicirung fachgemässe Abänderungen an bestehenden Maschinen vorgenommen werden können.

Fig. 42 wurde nach der Montirung der Maschinenanlage aufgenommen und zeigt, dass die Ventilsteuerung durchaus nicht correct functionirte. Dieselbe wurde regulirt und ergab nun Fig. 43, in welcher die Füllung und der mittlere Dampfdruck im ausgezogenen Diagramm, mit dem Wechselventil auf Condensation gestellt, gute Verhältnisse aufweisen. Wie ersichtlich, hätte noch

das Ausströmventil, beziehungsweise dessen Excenter einer etwas gesteigerten Voreilung bedurft, indess wurde in diesem Falle auf diese Abänderung verzichtet; es wäre das Vacuum sonst besser und die etwas übertriebene Compression kleiner geworden. Die Abänderung, die Diagramm Fig. 55 darstellt, wurde bereits oben eingehend erörtert.

Die Diagramme Fig. 39, 40, 44, 45, 83 und 84 gehören einer Zwillingsmaschine an mit den in Fig. 39 angegebenen Dimensionen. Die Steuerung ist eine vom Regulator beeinflusste Keillappensteuerung mit Verschiebung. Der Condensator ist doppelwirkend und liegt hinter jedem Cylinder horizontal. Fig. 83 und 84 sind bei 35·5 Touren einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von $c = 1·42$ M. abgenommen und ergaben als grösste Leistung 127 indicirte Pferdekräfte im Jahre 1888.

Fig. 44 und 45 im Jahre 1891 aufgenommen, ohne dass an der Maschine etwas verändert wurde, zeigen, dass die Beanspruchung erheblich wuchs und die Einströmverhältnisse sich ziemlich ungünstig gestalteten, was sich insbesondere in der starken Drosselung der Rückseite des Kolbens aussprach; auch die Ausströmung liess zu wünschen übrig.

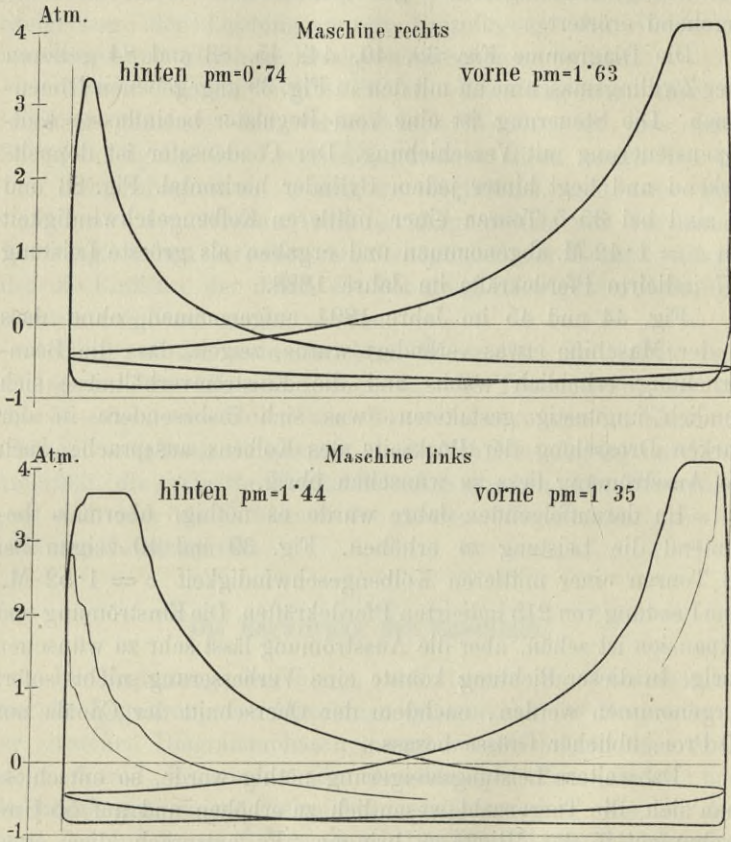
Im darauffolgenden Jahre wurde es nöthig, abermals bedeutend die Leistung zu erhöhen. Fig. 39 und 40 zeigen bei 38 Touren einer mittleren Kolbengeschwindigkeit $c = 1·52$ M., eine Leistung von 215 indicirten Pferdekräften. Die Einströmung und Expansion ist schön, aber die Ausströmung lässt sehr zu wünschen übrig. In dieser Richtung konnte eine Verbesserung nicht sofort vorgenommen werden, nachdem der Querschnitt der Canäle nur 60 Proc. üblicher Grösse besass.

Da weitere Leistungssteigerung nöthig wurde, so entschloss man sich, die Tourenzahl wesentlich zu erhöhen und auf 55 Umdrehungen in der Minute zu bringen. Es entsprach dies einer Kolbengeschwindigkeit von $c = 2·2$ M. Die Leistung wurde auf 285 indicirte Pferdekräfte gesteigert, und da die Füllungsverhältnisse keine Vergrösserung erforderten, entsprachen eben noch die Canalquerschnitte zur Noth, zumal die Kanten durch Abschrägung entfernt wurden.

Der stets steigende Bedarf an Leistung zwang jüngster Zeit dazu, eine neue Kesselanlage zu beschaffen, so dass nunmehr die

Maschine mit wesentlich höherem Admissionsdruck und ganz rationellen Steuerungsverhältnissen auch dieser Aufgabe vollkommen gewachsen erscheint.

Fig. 83 und 84.



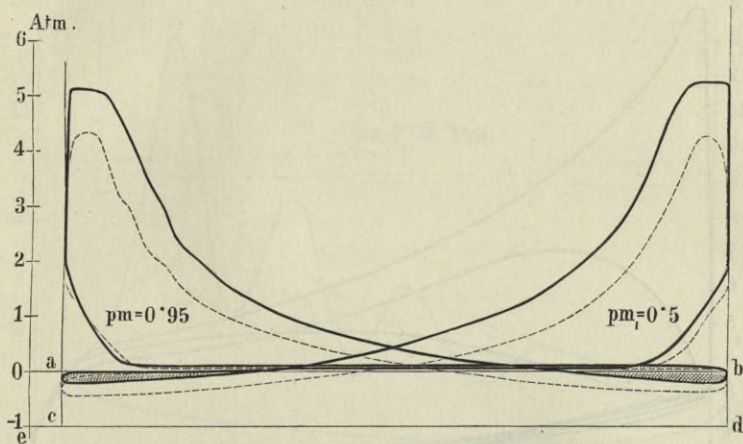
Dieselbe Maschine wie Fig. 39 und 40.

Diagramm Fig. 61 zeigt in den stark gezogenen Linien den Zustand nach der Montirung des mit Ventilen gesteuerten Hochdruckcylinders einer Tandem-Maschine. Durch einfache Verstellung der Ventile wurden die schwach gezogenen Diagramme erhalten, also bei nahezu gleichem Dampfverbräuche während dieses Versuches die Leistung verdoppelt.

Die Maschine, deren Diagramm Fig. 79 darstellt, war an der Grenze ihrer Leistungsfähigkeit angelangt; sie arbeitete trotz erhöhter Tourenzahl und Spannung mit, für einen rationellen Betrieb, ganz unzulässigen Verhältnissen. Nachdem noch weitere Leistung für die Zukunft gewünscht wurde, so blieb in diesem Falle nur der Ersatz des Dampfeylinders durch einen entsprechend grösseren und die Anwendung höherer Tourenzahl übrig.

Diagramm Fig. 85 zeigt die neuen Verhältnisse. Der gegenwärtige Betrieb, noch unter dem zukünftigen Normale befindlich,

Fig. 85.



hat es nöthig gemacht, da bei 80 Touren bereits Schleifen auftreten, die Tourenzahl vorläufig auf 50 herabzusetzen, um bei vollem Admissionsdrucke mit grösserer Füllung rationell arbeiten zu können.

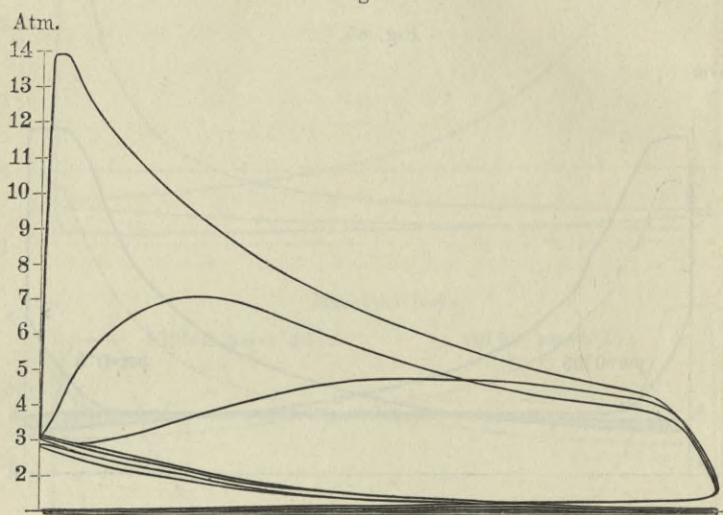
Diese Fälle mögen genügen, hier als Beispiele zu dienen.

Andere als Dampfdiagramme.

Explosionsmotoren, die mit Gas oder flüssigen Kohlenwasserstoffen arbeiten, sind häufig Gegenstand der indicatorischen Untersuchung und stellt Fig. 86 das Normaldiagramm eines Ottomotors mit Viertakt dar; das niedrige Diagramm zeigt einen sogenannten „Anlasser“, einen Hub, bei welchem ein Eintritt

frischen Gasgemenges nicht stattfand, doch aber eine Zündung des noch in den Canälen vorhandenen, für Explosion nicht vortheilhaften Gemenges eintrat. Es erfolgt im Hubwechsel die Entzündung des explosiblen Gemenges, obgleich das Diagramm eine ziemliche Verspätung aufweist. Bei 180 minutlichen Umdrehungen folgt der Indicator nicht mehr unmittelbar den plötzlichen Druckschwankungen bei Eintritt der Explosion, sondern er gibt etwas verspätete Anzeigen. Die Expansionslinie des Gemenges

Fig. 86.



Gasmotor Otto Langen.

$d = 170$ Mm.

$s = 340$ "

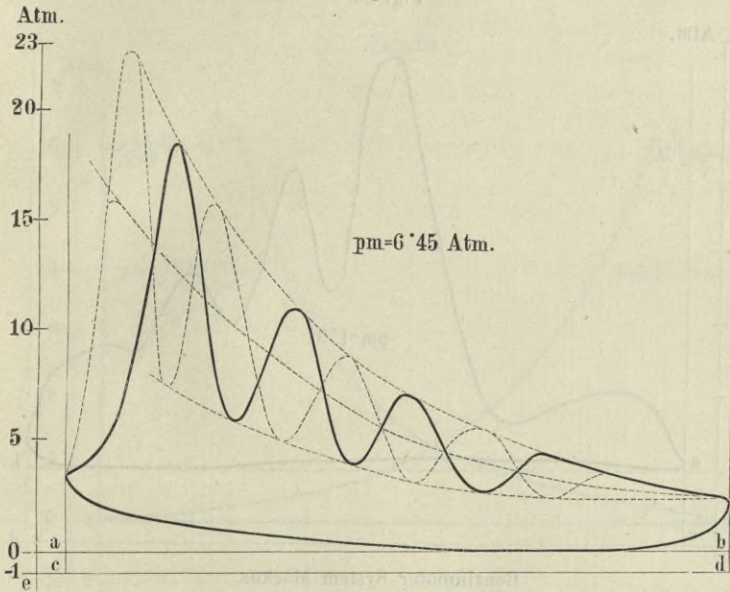
$n = 160$

folgt nahezu genau der adiabatischen Linie in der Relation $p v^k = p_1 v_1^k$, worin $k = 1.24$ zu setzen ist, während für die gewöhnliche Hyperbel der Exponent $k = 1.365$, für die adiabatische Curve nach Zenner 1.135 gilt.

Bei der Berechnung der Leistung dieser Maschinenart ist wohl zu berücksichtigen, dass im angestregtesten Falle bei jeder zweiten Umdrehung eine Explosion vorkommt, der die mit einem angenommenen Nachbrennen verbundene Expansion folgt; während

des Rücklaufes findet die Ausströmung und im zweiten Hube die Ansaugung des Betriebsgemenges statt, das beim zweiten Rücklaufe des Kolbens comprimirt wird. Wird durch die Regulatorwirkung das Gasventil nicht eröffnet, so tritt, zufolge des sehr gasarmen Gemenges, anfänglich wohl noch eine Zündung ein, wie die dritte Curve dies darstellt, die bei fortgesetztem Gasabschlusse

Fig. 87.



Petroleummotor System Lüde.

$$d = 130 \text{ Mm.}$$

$$s = 200 \text{ "}$$

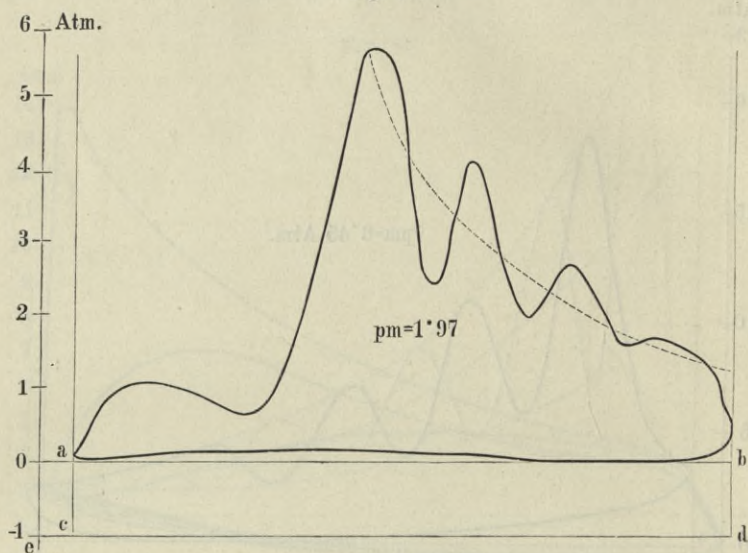
$$n = 300$$

bald verschwindet, so dass das Diagramm schliesslich sich auf die Aus- und Einströmung, verbunden mit Compression und Expansion der eingeschlossenen Luft beschränkt, wie das eingezeichnete Diagramm es zeigt.

Fig. 87 zeigt das Diagramm eines Petroleummotors, System Lüde, der mit Oel vom specifischen Gewichte 0.825 arbeitete, aufgenommen mit einem Grossby-Indicator. Es sind zwei

Arbeitsdiagramme eingetragen und ist die starke Wellenlinie in der Expansionslinie der Federschwingung des Indicators zuzuschreiben. Diese hier allerdings besonders starken Schwingungen sind durchaus nicht als Fehler des Instrumentes aufzufassen, da die aus den Extremen bestimmten Mittelwerthe, unter Berücksichtigung der bei 360 Touren stattfindenden Verzögerung der Anzeige, sehr

Fig. 88.



Benzinmotor System Markus.

$d = 200$ Mm.

$s = 140$ "

$n = 200$

wohl übereinstimmen. Die plötzliche Drucksteigerung von vier auf 23 Atm. bedingt jederzeit das Schwingen der Feder.

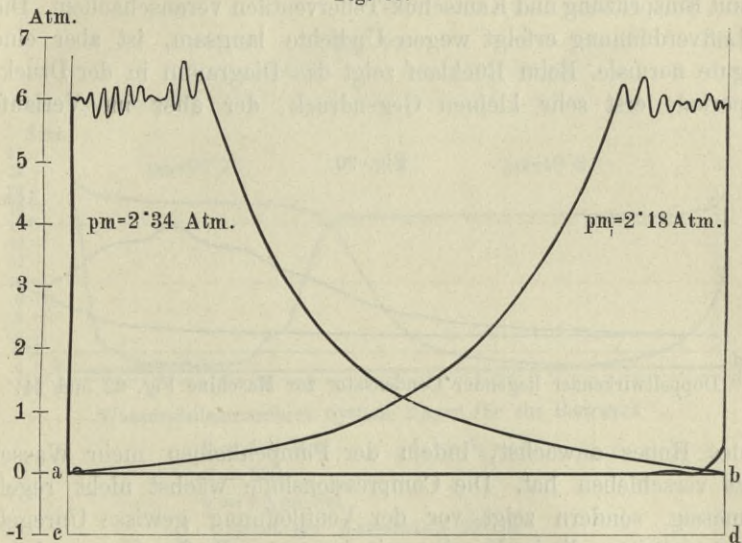
Fig. 88 wurde einem Benzinmotor entnommen, der mit 170 Touren lief und jede Umdrehung eine Action gab. Das Diagramm zeigt eine wesentlich verspätete Entzündung und daher scheinbar einen ökonomisch ungünstigen Effect; aber der wirksame Theil des Diagrammes lässt sehr günstige innere Verbrennung des explosiblen Gemisches erkennen.

Bei der Berechnung des mittleren Druckes solcher Diagramme von Explosionsmotoren muss man wohl beachten, auf welchen Hub, beziehungsweise auf wieviele Hübe sich derselbe bezieht.

Die Untersuchung von Gebläsen und Compressoren bildet gleichfalls eine wichtige Aufgabe des Indicators.

In Fig. 89 wurden zwei Diagramme eines nassen Compressors veranschaulicht. — Links bei 17, rechts bei 23 Umdrehungen in der Minute.

Fig. 89.



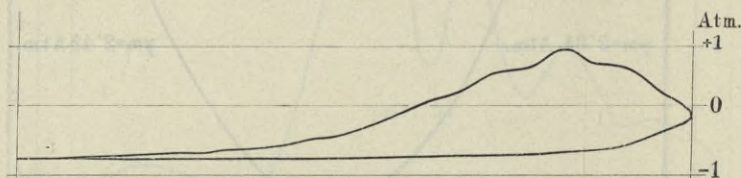
Nasser Compressor für Bohrluft.

Das Ansaugen der Luft erfolgt nahezu widerstandslos. Im Anhub zeigt sich beim Diagramm links sehr deutlich ausgedrückt das Spiel des Saugventiles und lässt sich erkennen, dass die Druckventile in vollkommener Ordnung dichten. Die Compression zeigt eine merkliche, ganz gleichmässig erfolgende Erhebung über die Mariotte'sche Linie; es ist dies der durch die Compressionsarbeit verursachten Erwärmung der Luft zuzuschreiben. Die Eröffnung der Druckventile bedingt einen erheblichen Ueberdruck und zeigt sich, dass die Druckventile nicht ruhig offen halten, sondern Vibrationen ausgesetzt sind. Am

Hubende, im Augenblicke, wo das Ansaugen erfolgt, schliessen sich die Druckventile. Aus einer grossen Versuchsserie zeigte es sich, dass zwischen 19 und 21 Touren des Compressors jene Geschwindigkeitsgrenze liegt, bei welcher die Druckventile noch sicher am todten Punkte schliessen. Das bei 23 Touren aufgenommene Diagramm lässt den bereits etwas verzögert erfolgten Ventilschluss erkennen, der bei steigender Geschwindigkeit bedeutend wird.

In Fig. 90 ist das Diagramm einer horizontalen Luftpumpe mit Einspritzung und Kautschuk-Tellerventilen veranschaulicht. Die Luftverdünnung erfolgt wegen Undichte langsam, ist aber eine gute normale. Beim Rücklauf zeigt das Diagramm in der Druckperiode erst sehr kleinen Gegendruck, der aber im Verlaufe

Fig. 90.



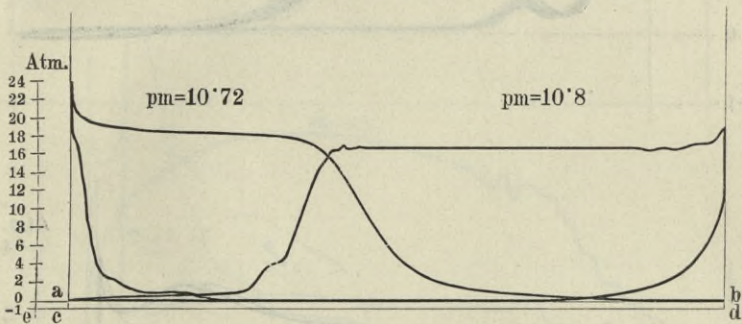
Doppeltwirkender liegender Condensator zur Maschine Fig. 22 und 24.

des Hubes anwächst, indem der Pumpenkolben mehr Wasser zu verschieben hat. Die Compressionslinie wächst nicht regelmässig, sondern zeigt vor der Ventilöffnung gewisse Unregelmässigkeiten, die im Vereine mit dem mangelhaften Vacuum beim Ansaugen auf Undichte der Ventile schliessen lassen.

Ein Beispiel eines Wassermotors mit Luftkästen, wie es dem System Ph. Mayer eigenthümlich ist, zeigen die Diagramme Fig. 91, 92 und 93. Das Diagramm wurde bei einem Gefälle von 227 M., mit einem doppelt wirkenden Cylinder von 100 Mm. Durchmesser und 250 Mm. Hub, bei einer Druckrohrleitung von 100 Mm. Durchmesser und 700 M. Länge aufgenommen. Das rechtsseitige Diagramm entstand bei 120, das linksseitige bei 80 minutlichen Umdrehungen. Die Steuerung ist eine zwangsläufige Ventilsteuerung. Diese Diagramme wurden mir von Herrn Mayer freundlichst zur Verfügung gestellt.

Eine Maschine dieses Systemes, aber mit Schiebersteuerung, zum Betriebe eines Aufzuges, mit 152 Mm. Durchmesser und 400 Mm. Hub, zeigt bei der Auffahrt mit 6 Personen mit 72 Touren das nebengehende Diagramm Fig. 92, in welchem die eigenthümlichen Wellenerscheinungen nicht der Feder, sondern den eigenartigen Druckverhältnissen im mit Luft und Wasser erfüllten Cylinder entsprechen. Fig. 93 zeigt ähnliche Verhältnisse bei grösserer Belastung aufgenommen. Den Anlauf dieses Motors zeigt Fig. 94 während der vier ersten Umdrehungen, wenn lang-

Fig 91.



Wassersäulenmaschine System Mayer für ein Bergwerk

$$d = 100 \text{ Mm.} \quad \delta_1 = \delta_2 = 30$$

$$s = 250 \text{ "}$$

$$n = 80 = 100$$

Druck der Wassersäule 227 M

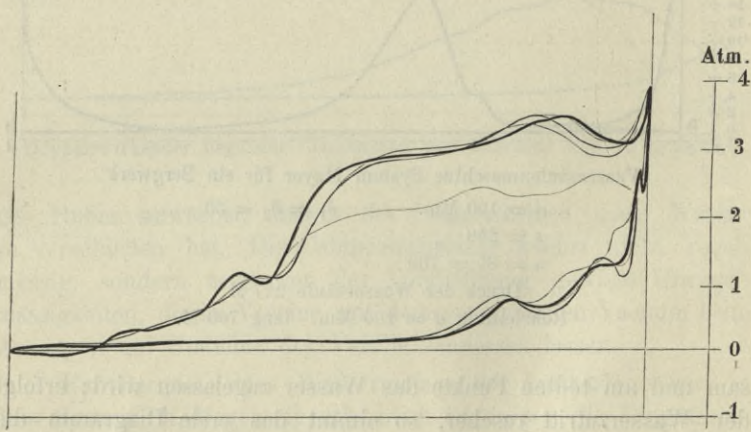
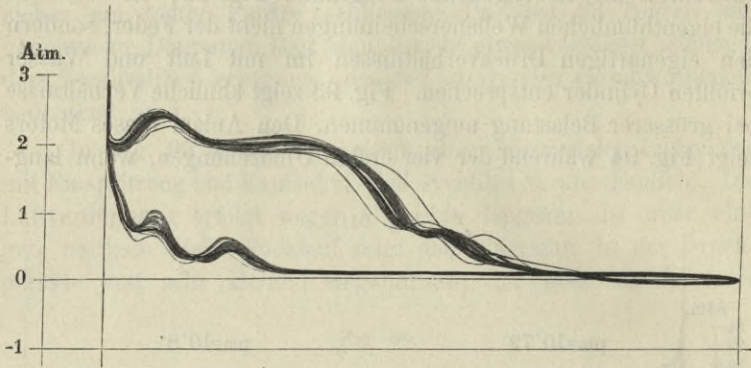
Rohrleitung $d = 100$ Mm. lang 700 M.

sam und am todtten Punkte das Wasser zugelassen wird; erfolgt der Wasserzutritt rascher, so nimmt das erste Diagramm die einpunktirte Form an. Es treten hierbei ziemlich hohe Drücke auf.

Das Schieberkasten-, Rohrleitungs-, Schieber- und Ventil- diagramm.

a) Das Schieberkasten- und Rohrleitungsdiagramm. Deutet der Verlauf der Admissionslinie des gewöhnlichen Indicatordiagrammes auf grosse Unregelmässigkeiten, die meistens durch stark abfallende Füllungslinien sich ausdrücken, so

Fig. 92 und 93.



Wassersäulenmaschine für einen Personenaufzug

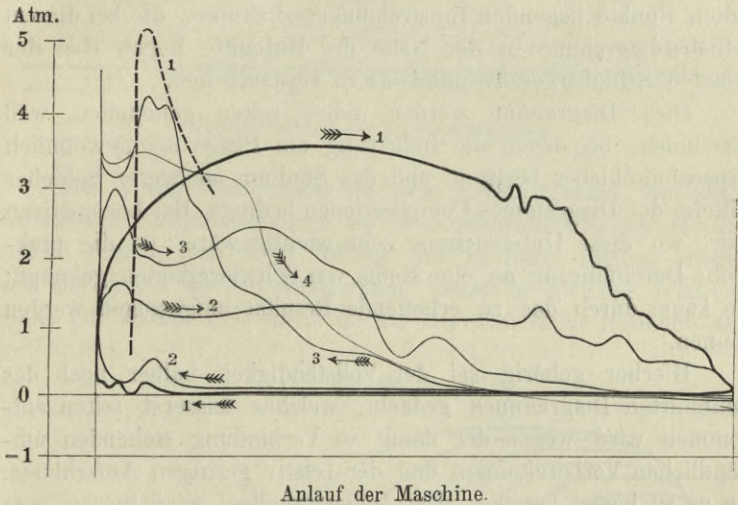
- $d = 152 \text{ Mm.}$
- $s = 400 \text{ "}$
- $n = 72$

empfiehlt es sich, den Indicator direct an dem Schieberkasten anzubringen, an einer Stelle, die vom bewegten Dampfe möglichst unbeeinflusst liegt. Es wird im Uebrigen genau verfahren, wie bei der gewöhnlichen Cylinderindicirung.

Eine regelmässige und richtige Dampfvertheilung wird bei genügender Schieberkastengrösse und Rohrleitung eine nur mässige Schwankung der Drücke im Schieberkasten und ein regelmässiges Diagramm zeigen.

Findet während der Füllung ein Druckabfall nicht statt, sondern zeigt das Diagramm einen nahezu horizontalen Verlauf der Füllungslinie, so beweist dies, dass der Schieberkasten für die während eines Hubes entnommene Dampfmenge genügend dimensionirt ist. Sobald die Füllung beendet ist, zeigt sich im

Fig. 94.



Schieberkastendiagramm eine Druckzunahme in Folge des Beharrungsvermögens des durch genügend grosse Rohrleitung zuströmenden Dampfes, bis zum Anwachsen eines gewissen grössten Druckes, und hierauf tritt der Druckausgleich ein.

Bei grösserer und ungleicher Füllung für beide Kolbenseiten fällt, wenn der Schieberkasteninhalt zu klein ist, der Druck während der Füllung rasch ab, und zeigen sich unregelmässige Verhältnisse im Diagramme, in Verbindung mit starken Druckschwankungen, so dass das Fehlerhafte auf den ersten Blick aus dem Diagramme ersehen werden kann.

Sehr belehrend ist der directe Vergleich des Cylinderdiagrammes mit dem gleichzeitig aufgenommenen Schieberkasten-diagramme, weil sich Ursache und Wirkung decken. In analoger Weise kann die Zuleitung des Dampfes an der Rohrleitung untersucht werden.

b) Das Schieberdiagramm. Wird der Indicator derart installirt, dass sein Kolben den Drücken im Dampfeylinder ausgesetzt ist, während der Papiercylinder von der Schieberstange Bewegung erhält, so ergibt sich das sogenannte Schieberdiagramm, welches geeignet ist, die Wirkungsweise eines Schiebers klar zu legen und speciell die im gewöhnlichen Cylinderdiagramme am todtten Punkte liegenden Einströmungsverhältnisse, die bei diesem Schieberdiagramme in der Nähe der Hubmitte liegen (bei der grössten Schiebergeschwindigkeit) zu verdeutlichen.

Diese Diagramme werden indess selten genommen, weil Maschinen, bei denen die Indicirung am Platze ist, gewöhnlich Expansionschieber besitzen, und das Studium mehrerer Schieber mittelst des Diagrammes Complicationen bedingt. Bei Locomotiven aber, wo diese Untersuchung sehr wichtig wäre, ist die praktische Durchführung an eine Reihe von Schwierigkeiten geknüpft, die kaum durch das zu erhoffende Resultat aufgewogen werden können.

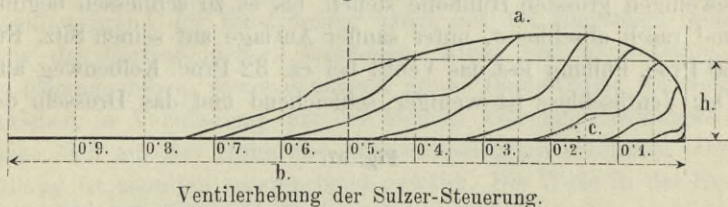
Hierher gehörig sei der Vollständigkeit halber noch des combinirten Diagrammes gedacht, welches äusserst selten entnommen wird wegen der damit in Verbindung stehenden umständlichen Vorbereitungen und der relativ geringen Aufschlüsse, die es zu bieten vermag. Der Indicator Kolben wird hierbei vom Schieber, der Papiercylinder von der Kolbenstange wie gewöhnlich bewegt. Das so erzielte Diagramm hat die Form einer geneigten Ellipse und stellt somit nur Wege, keine Arbeit dar.

c) Das Ventil erhebungsdiagramm. Bei den moderneren Ventilmaschinen ist es unter Umständen von Wichtigkeit, das Spiel der Einlassventile einer Untersuchung zu unterziehen. Obgleich auch von diesen Diagrammen das Gleiche gilt, wie von den eben besprochenen combinirten Schieberdiagrammen, so sind sie doch eher geeignet, die Aufmerksamkeit zu beanspruchen, da sie die Wirkungsweise der verschiedenen Ventilsteuerungs-constructionen illustriren.

Nebestehende drei Figuren, Fig. 95, 96 und 97, zeigen als Horizontale die Kolbenwege und als Verticale die Hubhöhen des Einlassventiles. Es sind somit Combinationsdiagramme; sie wurden an verschiedenen Maschinen bei ca. 80 minutlichen Umdrehungen abgenommen.

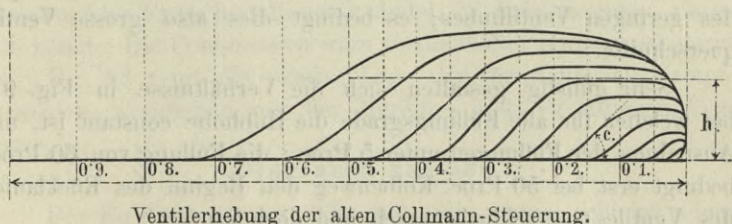
Fig. 95 gibt die Ventilerhebung bei einer Steuerung mit freifallendem Ventil, so wie beispielsweise Sulzer sie verwendet.

Fig. 95.



Das Ventil öffnet etwas vor dem todten Punkte, und stellt die äussere Umhüllungscurve die Momentanerhebung vor für die grösste Füllung von 0,75 Füllung. Bei kleinerer Füllung erhebt sich das Ventil bis zur Ausklinkung genau in gleicher relativer Höhe, fällt sodann erst rasch bis auf ungefähr halbe Hubhöhe ab,

Fig. 96.



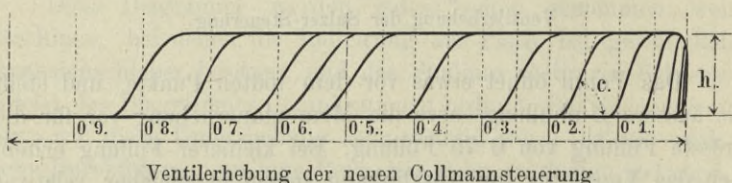
verbleibt durch eine gewisse Dauer in dieser Lage und fällt dann schleichend, allerdings auch stossfrei (unter kleinem Winkel c) auf seinen Sitz. Für 60 Proc. Füllung löst das Ventil bereits bei 25 Proc. Kolbenweg im Punkte a aus. Wird in das Diagramm jene Hubhöhe h eingetragen, auf welche das Ventil zu heben ist, um den vollen Querschnitt zu eröffnen, so zeigt sich, dass in Fig. 95 erst bei 25 Proc. Füllung das Ventil sich ganz öffnet,

bei den kleineren Füllungen also drosselt und bei grösseren Füllungen unnöthig hohe Ventilhubhöhe ausführt.

Fig. 96 und 97 zeigen dieselben charakteristischen Linien für Collmann-Steuerungen, und zwar Fig. 96 die ältere Steuerungsvariante mit rein zwangsläufiger Steuerung und Fig. 97 die neuere Variante mit sogenanntem zwangsläufigem Momentschluss.

Aus Fig. 96 ist zu erkennen, dass sich für jeden Füllungsgrad andere Ventilhöhen ergeben, aber das Ventil bleibt in seiner jeweiligen grössten Hubhöhe stehen, bis es zu schliessen beginnt und rasch abschliesst, unter sanfter Auflage auf seinen Sitz. Für 60 Proc. Füllung löst das Ventil bei ca. 32 Proc. Kolbenweg aus. Der Ventilschluss ist weniger schleichend und das Drosseln des

Fig. 97.



Dampfes bei Füllungen über 30 Proc. vermieden. Bei sehr kleinen Füllungen hingegen functionirt diese Steuerung ungünstig wegen des geringen Ventilhubes; es bedingt dies also grosse Ventilquerschnitte.

Sehr günstig gestalten sich die Verhältnisse in Fig. 97, bei welcher für alle Füllungsgrade die Hubhöhe constant ist, mit Ausnahme der Füllungen unter 5 Proc.; die Füllung von 60 Proc. bedingt erst bei 50 Proc. Kolbenweg den Beginn des Rücklaufes des Ventiles; es schliesst rasch und doch sanft.

Diese Angaben mögen genügen, um zu zeigen, dass für Studien ähnlicher Art diese Gattung von Diagrammen nützlich sind und Eignung besitzen, manche Erscheinung im Diagramme solcher Maschinengattungen aufzuklären.

Bemerkungen zu den Diagrammen.

Nachstehende Bemerkungen zu einzelnen Diagrammen dienen zur Ergänzung der im Texte bereits hervorgehobenen Momente, und sind mit diesen im Zusammenhange zu beachten.

Diagramm Fig. 17 und 53.

Es ist dies im Allgemeinen ein recht gutes Diagramm. Der Abfall während der Einströmung hängt mit der langsamen Oeffnung des Corlisschiebers zusammen. Kurze und weite Dampfeinströmungsröhre, sowie genügend grosse Dampfäume vor dem Schieber, in Verbindung mit der kleinen Kolbengeschwindigkeit lassen sich aus der Höhe des Admissionsdruckes erkennen. Die Füllung ist ziemlich entsprechend gewählt. Die Welle in der Expansionslinie liegt an der Indicatorfeder, die durch die rasch erfolgende Entlastung etwas schwankt. Es ist dies ein Zeichen guten Spieles des Indicators. Vorausströmung ist keine vorhanden; dies wird hier nur deshalb nicht schädlich für das Diagramm, weil die geringe vorhandene Dampfmenge durch die weite Austrittsöffnung beim Oeffnen im todtten Punkte bereits wirksam im Drucke vermindert wird. Der Condensator ist gut, aber das Vacuum, offenbar in Folge von Luft, die irgend durch Stopfbüchsen oder Flanschen Eingang findet, ist kein so gutes, als es sein könnte. Die Compression wäre vortheilhafter etwas zu steigern.

Fig. 53 zeigt die relative Lage der thatsächlichen Dampfexpansion, verglichen mit der Mariotte- und der Adiabatischen Curve.

Diagramm Fig. 18.

Die Einströmung ist sehr gut, mit etwas schleichendem Abschluss, wie es Schiebersteuerung entspricht.

Rohrleitung und Schieberkastengrösse entsprechen gut, mit Bezug auf den Druckunterschied zwischen Kessel und Admission.

Die Expansion ist sehr schön, sie erhebt sich etwas über die Mariotte. Vorausströmung fehlt, was aber wegen dem niederen Expansionsenddruck und dem wegen der Heizung etwas gesteigerten Ausströmungsdrucke, hier ohne Belang bleibt, zumal die Tourenzahl eine sehr geringe ist. Der Gegendruck ist mit Rücksicht auf

die Verwendung des Abdampfes für Heizzwecke ein sehr mässiger und beweist, dass eine solche Benützung bei richtiger Dimensionirung und Anordnung der Heizrohre ohne Anstand geschehen kann.

Die Compression ist mit Bezug auf ökonomische Erfolge viel zu klein.

Diagramm Fig. 19.

Dieses Diagramm ist sehr lehrreich. Es wird Laien Mühe kosten, sich in die eigenartige Verschiebung aller Functionen der Steuerung zurecht zu finden. Es ist das Diagramm einer sehr verwahrlosten Maschine. Schieber und Kolben sind ziemlich undicht, Steuerung vollkommen falsch gestellt und ungemein viel Condensationswasser vorhanden. Die Coulisse hat vier Zähne. Das Diagramm bezieht sich auf den dritten Zahn. Während das gewöhnliche Diagramm in der Nähe des todten Punktes mit der Füllung beginnt, geschieht dies hier erst nach 30 Proc. Kolbenweg bei 5. Die Füllung währt von 5—1, wo der volle Druck erreicht erscheint. Es wird der ganze Cylinder mit Kesseldampf bei jedem Hube gefüllt, also ist eine Expansionswirkung gar nicht angewendet. Die Einströmung des Kesseldampfes, welche trotz der sehr langen Leitung an Druck gegenüber dem Kesseldrucke nur wenig verloren hat, bleibt aber auch noch während des Kolbenrücklaufes (ungefähr 6 Proc.) offen, und wird ein Theil des Cylinderdampfes wieder in den Schieberkasten zurückgeschoben, daher wächst der Gegendruck (negative Schleife). Im Punkte 3 schliesst die Einströmung und öffnet sogleich die Ausströmung. Die grosse Dampfmenge kann nur zögernd den Cylinder verlassen, obgleich ein weites und kurzes Ausströmrohr in's Freie leitet. In der Stellung 4 ist der Gegendruck verschwunden und bleibt diese Kolbenseite bis zum todten Punkte und beim Rückgange des Kolbens bis 5 ohne Druck oder Gegendruck. Bei Berechnung des minimalen Dampfverbrauches solcher Diagramme, welche, wie das in Rede stehende, erst wesentlich nach dem todten Punkte den Dampfzutritt zeigen, ist wohl zu beachten, dass der ganze Cylinderraum sich mit Dampf erfüllen muss, gleichgiltig, in welcher Stellung sich der Kolben befindet. Es käme hier also die ganze Hublänge 0—95 bezüglich des Dampfverbrauches in Betracht, also ist nahezu das ganze Cylindervolumen mit Kesseldampf zu füllen.

Diagramm Fig. 20 und 21.

Die Maschine zeigt in Folge der Complication ihres Präzisionsmechanismus eine ganz falsche Dampfvertheilung für beide Kolbenseiten. Fig. 20 arbeitet mit Vollfüllung, Fig. 21 mit ca. 65 Proc. Füllung. Die Ausströmungscanäle sind für diese Dampfmenge durchaus ungeeignet. Ueberdies ist der Dampfkolben undicht.

Diagramm Fig. 22, 24 und 90.

Diese Maschine zeigte selbst bei kleinen Füllungen sehr starke Drosselung.

Aus den Diagrammen ist zu ersehen, dass die Steuerung bei Füllungen über 10 Proc. des Hubes sofort energisch zu drosseln begann. Der Dampfabschluss erfolgt langsamer, als dies gewöhnlich bei diesem Maschinensysteme der Fall ist. Die Expansionslinie lässt einen ziemlich starken Verschleiss der Kolbendichtung vermuthen. Vorausströmung fehlt gänzlich und zeigt die Ausströmung mangelhafte und verspätet wirkende Luftleere im Condensator, wie dessen Diagramm für volle Einspritzung im Diagramme Fig. 90 zeigt.

Verglichen mit dem Diagramme Fig. 22, lässt sich aus Fig. 24, abgenommen bei abgestelltem Regulator, sofort erkennen, dass die störende Drosselung der Einströmung nur zum Theile an der mangelhaften Wirkung des Regulators liegt, zum grossen Theile aber in der Maschine selbst zu suchen ist. Auch hier, obgleich jede Regulatorbeeinflussung beseitigt wurde, beginnt mit 10 Proc. Füllung eine Drosselung des Dampfes, die allerdings etwas geringer ist, als Fig. 22 dies zeigt. Die Voreröffnung fehlt sowohl für den Ein-, als auch für den Austritt. Das Vacuum ist ein erbärmlich schlechtes.

Diagramm Fig. 23.

Die Maschine, sehr verwahrlost, arbeitet mit Vollfüllung und sehr grosser Drosselung.

Die ungünstigen Einströmungsquerschnitte lassen die Füllungslinie als eine Expansionslinie erscheinen, die sich erst gegen Hubende bei verringerter Kolbengeschwindigkeit wieder etwas im Drucke zu steigern vermag. Trotz einer reichlich dimensionirten

Ausströmung ist der Gegendruck bei voller und halber Leistung ein sehr hoher. Vorausströmung und Compression fehlen vollkommen.

Diagramm Fig. 25.

Dieses Diagramm illustriert, wie unvortheilhaft es ist, mit Woolf'schen Maschinen zu arbeiten, wenn schwächere Leistungen verlangt werden, als für welche die Maschine gebaut wurde. Dem Hochdruckdiagramm zufolge leistet dieser Cylinder nur während 42 Proc. seines Hubes nützliche Arbeit; während der restlichen 58 Proc. des Hubes dient er geradezu als Bremse für die Maschine, die durch die Füllung auf der Gegenseite überwunden werden muss, auf Kosten eines ganz abnormen Dampfverbrauches.

Diagramm Fig. 26, 28, 32, 33 und 78.

Diese Locomotivdiagramme sind besonders hinsichtlich Füllung, Gegendruck und Compression bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten von Interesse und sei auf das im Texte Gesagte verwiesen. Fig. 26 zeigt für mittlere Geschwindigkeit und kleinere Füllung die Einflüsse der Coulissensteuerung auf die Dampfvertheilung.

Die Mariotte'sche Linie wurde in Fig. 33 für $\sigma = 3.8$ Proc. eingetragen; sie liegt über der Expansionslinie, was hier wohl der beträchtlichen äusseren Abkühlung zuzuschreiben ist. Bei der kleinen Geschwindigkeit und der harmonischen Dimensionirung der Maschine war es wohl zu erwarten, dass die wichtigen Diagrammlinien einen guten Verlauf nahmen, trotzdem ist die gegen-druckfreie Ausströmung, bei der sich die Wirkung des andern Cylinders in keiner Weise kenntlich macht, sowie die gute Compression sehr beachtenswerth.

Aus den Diagrammen (Fig. 32) ist die Wirkung der Coulissensteuerung, die bei wachsender Füllung abnehmende Compression bedingt, schön zu ersehen. Bei 10 Proc. Füllung müsste die Compression weit über den Kesseldruck steigen, aber der Schieber hebt sich ab und lässt hier höhere Drücke nicht zu; er wirkt in diesem Falle wie ein Sicherheitsventil. Dass die übertrieben hohe Compression bei der kleinen Füllung des punktirten Diagrammes nicht mehr ökonomisch wirkt, ergibt sich aus

dem Vergleiche des theoretischen Dampfverbrauches für 35 und 10 Proc. Füllung, der von 8·9 auf 12·8 Kilogr. sich steigert.

In Fig. 28, bei ca. 50 Proc. Füllung, durch stark reducirten Druck äussert sich der Einfluss des zweiten Cylinders auf die Ausströmung durch Erheben des Gegendruckes bei wesentlich gesteigerter Fahrgeschwindigkeit. In noch erhöhtem Masse zeigt sich dies bei der Ausfahrt aus der Station mit drei verschiedenen Blasrohrquerschnitten bei 65 Proc. Füllungen (Fig. 78).

Diagramm Fig. 27.

Dieses Leerlaufdiagramm ist rechts nicht ausgeschrieben, da die Uebertragung auf die Papiertrommel unrichtig war und das Diagramm einseitig auf das Papier geschrieben wurde. Solche Diagramme, die so unnatürliche Elemente des Linienweges aufweisen, wie dieses, sind jederzeit von jedweder Interpretation auszuschliessen.

Diagramm Fig. 29.

Dieses Diagramm wurde bei 80 Proc. Füllung genommen. Durch Regulirung gelang es, das Diagramm auf die punktirte Form mit 45 Proc. Füllung zu bringen.

Die Einströmung ist eine sehr gute, auch erfolgt der Abschluss sehr präcise. Bei dem Diagramm mit grosser Füllung fehlt die Vorausströmung und gestatten die Ausströmungsquerschnitte dem Dampf nicht genügend raschen Austritt. Die Compression beginnt viel zu früh, kann aber wegen Undichte nicht im schädlichen, etwa Stösse erregenden, im Diagramm Schlingen bildenden Masse sich steigern, und führt hier zu Arbeits- und Dampfverlusten. Das Diagramm mit kleinerer Füllung zeigt wesentlich günstigere Verhältnisse und lehrt, dass die halbe Dampfmenge gegenüber dem ersten Diagramme den Ausströmungsquerschnitten der Maschine noch ganz gut entspricht. Durch die erzielte wesentliche Verminderung des Gegendruckes, sowie durch die Beseitigung des verfrühten Compressionsdruckes wurde an Arbeit wesentlich mehr gewonnen, als die Mehrfüllung des Cylinders an Arbeit auf den Kolben zu übertragen ermöglichte.

Durch eine Dampfersparniss von 44 Proc. konnte demnach die Leistung um 5·3 Proc. gesteigert werden.

Derartige Erscheinungen treten sehr häufig bei den Dampfmaschinen zu Tage; sie sind lediglich nur durch den Indicator einer fachlichen Interpretation zugänglich, die, gebührend berücksichtigt, den Benützern der Dampfmaschine sehr erhebliche Vortheile bieten wird.

Diagramm Fig. 30.

Es sind dies schöne Diagramme, bei denen nur die Vorausströmung gänzlich fehlt.

Diagramm Fig. 31.

Bei dieser Maschine ist die Meyer'sche Expansionsvorrichtung gänzlich in Unordnung gekommen. Die Maschine arbeitet mit voller Füllung und ganz falschen Steuerungsverhältnissen.

Diagramm Fig. 34.

Diese Maschine arbeitet sehr vernachlässigt mit sehr nassem Dampf. Die Kolben sind sehr undicht, der Dampftritt findet erst nach dem toten Punkte statt, Vorausströmung und Compression fehlen.

Diagramm Fig. 35, 36, 37 und 38.

Diese Tandem-Compound-Maschine diente anfänglich als Ersatz einer nur 50pferdigen Hochdruck-Eincylindermaschine und war für schwache Leistungen bestimmt, wurde aber bald in der Leistung stärker beansprucht. Die Füllungen, Compressionen und Luftleeren variiren in den Cylindern, bezw. Kolbenseiten sehr erheblich, da die Steuerung vollkommen ungleich functionirt. So beträgt die Leistung von der Gesamtleistung per 288·6 indicirten Pferdekraften im Hochdruckcylinder hinten 31·5 Proc., vorne 29 Proc., im Niederdruckcylinder hinten 18, vorne 21·5 Proc. Während die Maschine mit nahezu 60 Proc. Füllung im kleinen Cylinder diese Leistung verrichtet, liesse sich durch entsprechende Regulirung mit 30 Proc. Füllung, also 9·4facher Gesamtexpansion, diese Leistung erreichen. Die Condensation ist mangelhaft.

Diagramm Fig. 39, 40, 44, 45, 83 und 84.

Die dieser Zwillingmaschine eigenthümlichen Diagramme finden auf Seite 173 eingehende Besprechung.

Diagramm Fig. 41.

Dieses recht schlechte Diagramm mit falscher Steuerung, enormen Undichtheiten in Schiebern und Kolben, rührt von einer Betriebsmaschine einer Maschinenfabrik her, die selbst ausgezeichnete Maschinen baut. Das Bestreben, Andere mit guten Maschinen zu versehen, mag ihre Aufmerksamkeit derart beansprucht haben, dass die eigene Maschine Jahre lang einer der intensivsten Dampffresser bleiben konnte.

Diagramm Fig. 42 und 43.

Diagramm 43 enthält für verschiedene Belastung die Arbeit mit Condensation im ausgezogenen Linienzuge und jene ohne Condensation punktirt. Vor der Regulirung der Maschine ergab sich Fig. 42.

Diagramm Fig. 46.

Diese Maschine hat eine sehr lange Abdampfleitung. Da dieselbe in der Mitte einer Stadt arbeitet, wo für die Condensation kein Wasser zur Verfügung stand, so wurde der Dampf auf folgende Weise entfernt: In die Abdampfleitung wurde ein liegender Blechcylinder eingebaut, in welchem ein feiner Wasserstrahl den abziehenden Dampf vernichtete. Diese Einrichtung bewirkte bei geringer Füllung oder bei gesteigerter Einspritzung ohne Luftpumpe ein partielles Vacuum. Die abgebildete Diagrammserie ist eine absichtlich herbeigeführte Regulierungsperiode und beweist eine rasche Functionirung des Regulators.

Diagramm Fig. 47.

Diese überlastete Maschine betrieb seit Jahr und Tag die Fabrik. Sie brauchte von bester Kohle in der Stunde für die Pferdekraft 4·8 Kilogr., zum Preise von fl. 1·04 pro 100 Kilogr. Dieselbe Leistung wurde leicht erreicht durch Umbau mit einem Aufwande gleicher Qualität Kohle von 1·5 Kilogr. pro Stunde und Pferdekraft. Es betrug somit die Ersparung 3·3 Kilogr. pro Stunde und Pferdekraft, oder bei der normal benöthigten Leistung, zehnstündiger Arbeitszeit, während 300 Betriebstagen über fl. 1500, was mit Rücksicht auf die sehr kleinen Dimensionen des Cylinders sehr viel ist. Trotzdem wäre diese Maschine bei allem Zwange zum

Umbau nicht zur Abänderung gelangt, wenn nicht eine weitere Steigerung der Leistung nöthig geworden wäre. Die endliche Beseitigung dieser Ungeheuerlichkeit ist nicht der Einsicht des Unrationellen, sondern lediglich der ablehnenden Haltung der Maschine selbst zuzuschreiben — sie blieb stehen. Solche Fälle sind leider durchaus nicht vereinzelt, im Gegentheil viel öfter, als es für möglich gehalten wird.

Diagramm Fig. 48.

Trotz der ungläublichen Ueberlastung functionirt die Steuerung ganz vorzüglich, dank reichlicher Dimensionirung der Dampfwege.

Diagramm Fig. 49 und 50.

Diese Maschine, einer jetzt im Aussterben befindlichen Type, hat bei all' ihren Uebelständen den Vorzug einer ausgezeichnet wirksamen Condensation.

Der Verbrauch an bester Ostrauer Kohle bei einer Leistungsprobe wurde mit 3·66 Kilogr. pro Stunde und Pferdekraft erhoben. Es liessen sich leicht 2·5 Kilogr. Kohle pro Pferdekraft und Stunde in Ersparung bringen, was bei dem localen Kohlenpreise im Jahre über 2400 fl. beträgt. Diese Maschine wurde im letzten Jahre durch eine Compound-Maschine ersetzt, deren Diagramme Fig. 74 und 75 darstellen.

Diagramm Fig. 51.

Bei dem Diagramme dieser Walzwerkmaschine beträgt die mittlere Kolbengeschwindigkeit bereits über 3 M.; es würde diese Kolbengeschwindigkeit allein noch nicht in dem Masse die Drosselung bedingen, wie sie das Diagramm zeigt; allein in Verbindung mit einer langen und etwas engen Rohrleitung tritt hier eine Combination von Expansionserscheinungen während der Füllung auf. Die Ausströmung ist etwas verspätet, sonst aber gut zu nennen.

Diagramm Fig. 52.

Diese höchst originelle Maschine wurde erst vor einigen Jahren cassirt. Sie arbeitete mit einem Betriebsdampf, der in

vier Kupferkesseln mit 0·2 Atm. Ueberdruck erzeugt wurde. Die normale Tourenzahl von 38 Umdrehungen in der Minute konnte die Maschine wegen Mangel an Dampf nicht einhalten; sie lief gewöhnlich nur mit 32 Touren.

Der Kohlenverbrauch betrug pro Stunde und Pferdekraft rund 6·3 Kilogr. zum Preise von fl. 1·45 pro 100 Kilogr. im Jahre 1884. Selbst bei ganz geöffnetem Einlassventil war es nicht möglich, den Admissionsdruck höher als 0·8 Atm. absoluten Druck zu erreichen. Es dürfte ein Unicum sein, dass die ganze Arbeit nur von der Luftpumpe, dem Vacuum, geleistet wird. Die Luftleere ist sehr mangelhaft. Bei dieser kleinen Leistung von kaum 10 Pferdekraft wurde nur an Mehrverbrauch für Kohle jährlich über fl. 4000 verschwendet.

Diagramm Fig. 54.

Die Auslassventile dieser Maschine sind undicht.

Der Vergleich mit der Mariotte'schen Linie zeigt, dass der Cylinder sehr stark abgekühlt sein muss.

Die Einströmung ist eine recht mangelhafte. In Folge der abnorm starken Drosselung des Dampfes durch die fehlerhaften Knaggen des Einlassventiles muss zur Erreichung der erforderlichen Leistung mit über 50 Proc. Füllung gearbeitet werden. Würde die Admission auch nur angenähert mit Dampf vom Drucke im Schieberkasten erfolgen, so würde eine sehr kleine Füllung eine günstigere Leistung erreichen als im vorliegenden Falle die grosse Füllung. Ganz auffallend schlecht ist die Ausströmung, die nebst Undichte der Organe auch eine mangelhafte Luftpumpe erkennen lässt.

Diagramm Fig. 55 und 82.

Die Regulierungsperioden dieser Maschine wiederholten sich nach jeder achten Umdrehung in fast identischer Weise bei der Belastung des Diagrammes Fig. 82. Es ist sehr starkes Drosseln zu erkennen. Bei voller Belastung der Säge fiel die Tourenzahl auf 50 Umdrehungen, es fiel auch der Kesseldruck und konnte sich nicht mehr erholen. Näheres über dieses Diagramm besagt der Text.

Diagramm Fig. 56.

Das Diagramm rechts zeigt sehr schöne Verhältnisse, während das Diagramm links Reibung des Indicatorkolbens verräth. Der Gegendruck ist wegen langer, enger Auspuffleitung etwas zu hoch.

Diagramm Fig. 57 und 58.

In dieser Woolf'schen Maschine stellt sich bei dem Uebertritte in den grossen Cylinder ein bedeutender Druckverlust ein.

Die effective Diagrammfläche beträgt hier 54·1 Proc. der theoretischen Fläche; es sind somit 45·9 Proc. Diagrammverluste.

Der Flächenverlust, nur in Folge der Druckverluste im grossen Cylinder, beträgt 28·7 Proc.

Das Verhältniss der Cylinderleistungen ist sehr ungleich.

Die Dampfwege sind trotz des langsamen Ganges der Maschine (9 Umdrehungen in der Minute) für die Dampfmenge zu knapp bemessen, daher die gedrosselte Einströmung im Hochdruckcylinder.

Die Ventile dichten nicht besonders gut und könnte die Condensation, beziehungsweise das Vacuum ein besseres sein.

Diagramm Fig. 59 und 60.

Die effective Diagrammfläche dieser Woolf'schen Balancier-Maschine beträgt hier nur 58·2 Proc. der theoretischen vollen Fläche; es sind somit 41·8 Proc. Diagrammverluste. Der Flächenverlust in Folge der Druckverluste während der Expansion im grossen Cylinder beträgt 31·1 Proc. Dies liegt an dem Mangel eines Dampfmantels.

Diese Maschine wurde seither durch eine Compound-Maschine ersetzt, deren Diagramme Fig. 72 und 73 zeigt.

Diagramm Fig. 61.

Die stark ausgezogenen Diagramme des Hochdruckcylinders dieser Tandemmaschine zeigen bei kleiner Leistung sehr hohe Compressionen und etwas gedrosselten Eintritt. Die in dünnen Linien dargestellten Diagramme sind wesentlich besser, zeigen aber noch sehr verschiedene Leistung auf beiden Kolbenseiten, die Compression indess ist unvortheilhaft klein geworden.

Diagramm Fig. 62.

Diese Diagramme, bei normaler Belastung abgenommen, sind im Allgemeinen sehr schön, auch ist die Arbeitsleistung eine entsprechende; doch wäre die Leistung des grossen Cylinders um etwas zu erhöhen. Der Druckabfall der Expansionslinie im Niederdruckcylinder gegenüber der theoretischen Expansionslinie ist etwas zu gross. Das Vacuum der Maschine ist, wenngleich etwas zögernd eintretend, ein vorzügliches, was der Bauart des Condensators zuzuschreiben ist.

Bei der Leistungsprobe betrug der effectiv am Speisewasser gemessene Dampfverbrauch pro Pferdekraft und Stunde 6·15 Kilogr., wobei das Mantelwasser direct im Kessel zurückgepumpt wurde.

Diagramm Fig. 63 und 64.

Die effective Diagrammfläche dieser Pumpwerkmaschine beträgt 86·5 Proc. der theoretischen vollen Fläche; es sind somit 13·5 Proc. Diagrammverluste. Der Flächenverlust in Folge der Druckvariation während der Expansion ist hier ein negativer, d. h. die effective Fläche, nach Abzug des Gegendruckes während der Ausströmung, ist um 1·7 Proc. grösser als dies theoretisch möglich ist. Nachdem hier kein Dampfmantel wirksam ist, rührt dies von undichten Maschinentheilen her.

Diagramm Fig. 65 und 66.

Die beiden Diagramme für Hoch- und Niederdruck dieser Compoundmaschine gehören nicht genau zusammen, daher kommt es auch, dass die effective Diagrammfläche um 3·1 Proc. mehr als die theoretische volle Fläche beträgt, wenn diese Diagramme rankineisirt würden. Die Flächendifferenz, in Folge der Druckverluste während der Expansion allein, betrüge hier 25·6 Proc. als Ueberschuss über das theoretische Diagramm.

Die Diagramme zeigen evident den Einfluss der rationellen Heizung des Receivers und des Cylinders.

Diagramm Fig. 67.

Das Hochdruckdiagramm verräth starken Druckabfall im Hochdruckcylinder während der Expansion, die Ausströmung ist

schön, sowie auch die Compression, welche nur gegen Hubende eine Undichtheit des Kolbens aufweist. Das Niederdruckdiagramm ist schön und zeichnet sich besonders durch das gute Vacuum, welches gleich bei Beginn des Kolbenrücklaufes eintritt, aus. Die Compression im grossen Cylinder wäre vortheilhaft etwas grösser zu halten. Die Arbeiten sind in rationeller Weise gleichmässig auf beide Cylinder vertheilt.

Diagramm Fig. 68 und 69.

Es sind dies Beispiele sehr schlechter Diagramme. Die Ventile spiessen sich etwas und die Dampfexpansion lässt manches zu wünschen übrig. Compression fehlt in beiden Cylindern vollkommen. Sehr schlecht ist das Niederdruckdiagramm, welches ein bedeutendes Nacheinströmen und schlechtes Vacuum aufweist. Diese Maschine ist ein grosser Dampfverschwender.

Diagramm Fig. 70, 71 und 76.

Dieses Locomobil wurde im Zustande, wie dies Fig. 70 für den Hochdruckcylinder zeigt, vorgefunden. Ungenaueres, poröses Schiebergesicht verschlissener Schieber mit mangelhafter Function der Schieber ergeben dieses traurige Diagramm. Bei correcter Functionirung dieses Cylinders zeigt sich Diagramm Fig. 76, welchem eine $2\frac{1}{2}$ mal grössere Leistung bei wesentlich geringerem Dampfverbrauch zukommt. Der Niederdruckcylinder ist in Ordnung, das Diagramm Fig. 71, gleichzeitig mit Fig. 70 abgenommen, leidet nur wegen der Fehler des kleinen Cylinders.

Diagramm Fig. 72 und 73.

Diese Compound-Maschine leistet normal 430 indic. Pferdekräfte und zeichnet sich durch grosse Gleichmässigkeit ihres Ganges aus, wie dies die während einer Minute geschriebene Fig. 72 zeigt.

Diagramm Fig. 74 und 75.

Bei dieser neuen Compound-Maschine, welche eine Gilainische Maschine, Fig. 49 und 50, ersetzt, sind die Kurbeln nicht wie gewöhnlich um 90° , sondern um 110° versetzt. Die beiden Diagramme gehören nicht zusammen. Vorausströmung könnte in beiden Cylindern etwas grösser sein. Das Vacuum ist ziemlich schlecht.

Die Admissionsdrücke im Niederdruckcylinder sind sehr hohe. Die Receivergrösse entspricht dem Inhalte des grossen Cylinders; die Maschine war noch nicht vollkommen ausregulirt.

Diagramm Fig. 77.

Diese Betriebsmaschine einer Waldsäge lief überlastet mit rund 50 Umdrehungen, sie blieb oft stecken. Es wurde rückwärts ein horizontaler, doppelt wirkender Condensator angehängt und die Tourenzahl geändert. Das Diagramm zeigt die ungenügenden Querschnitte für die Ausströmung bei der jetzt gesteigerten Tourenzahl 78, was 2 M. Kolbengeschwindigkeit entspricht. Das Mittel, diese Ausströmung durch grössere Vorausströmung zu verbessern, versagte, da die Maschine heftige Stösse zeigte. Diese Maschine ist in hohem Grade cassirungsreif.

Diagramm Fig. 79 und 85.

Diese Diagramme veranschaulichen die Extreme in der Belastung. Fig. 79 ist von einer für die Leistung viel zu kleinen Maschine, Fig. 85 von der für die gleiche Leistung eingebauten Ersatz-Betriebsmaschine viel zu gross dimensionirten Maschine abgenommen. Erstere mit ganz wirkungsloser unnützer Condensation, letztere ohne solche.

Diagramm Fig. 80.

Diese Maschine besitzt Condensationseinrichtung, die aber in Folge eingetretenen Wassermangels theilweise, bezüglich des Einspritzwassers, ausser Function gestellt werden musste. Da das Werk in der Folge eine Erweiterung in's Auge fasste, so wurde die Anlage derart geplant, dass dieser Cylinder in Zukunft Hochdruckcylinder einer Compound-Maschine würde. Zur Aufstellung des Niederdruckcylinders kam es indess theils aus Geschäftsrücksichten, theils wegen Wassermangels vorläufig noch nicht.

Diagramm Fig. 81.

Die Abbildung zeigt die Veränderungen während einer Minute; es sind 60 Diagramme übereinander geschrieben.

Diagramm Fig 82 bis 97.

Diese Diagramme fanden im Texte eingehende Besprechung.

Untersuchungen an Locomotiven

mittelst des

Indicators

mit

specieller Berücksichtigung neuester Verbund-Locomotiven

bearbeitet von

Carl Gölsdorf

Ober-Ingenieur der k. k. österr. Staatsbahnen.

Einleitende Bemerkungen.

Relativer Werth der Diagramme.

Die an Stabilmaschinen abgenommenen Indicator-Diagramme geben, sachgemässe Anbringung und Behandlung des Indicators vorausgesetzt, ein vollständig getreues Bild der Dampfarbeit und bieten eine sichere Basis für genaue Berechnung des Wirkungsgrades der Maschine.

Diagramme, an Locomotiven abgenommen, geben wohl im Allgemeinen ein Bild über die Vorgänge im Dampfzylinder, besitzen jedoch, da bei Abnahme derselben mehrere Bedingungen nicht so erfüllt werden können wie bei den Stabilmaschinen, nicht jenen positiven Werth wie die erstgenannten Diagramme. Setzt schon die Abnahme von Diagrammen an Stabilmaschinen, abgesehen von der Vertrautheit mit dem Instrumente selbst, grosse körperliche Geschicklichkeit voraus, so ist dieses in noch höherem Masse der Fall beim Indiciren von Locomotiven, da hier nicht allein die „ruhige Hand“, sondern auch die Fähigkeit, den ganzen Körper, trotz Schwankens der Locomotive, ruhig zu halten, in Betracht kommt.

Insbesondere bei hohen Geschwindigkeiten (70—100 Kilom. pro Stunde) ist es fast unmöglich, das Papier ohne Falten auf die Trommel aufzuziehen, beinahe unmöglich, das Schreibzeug so anzulegen, dass ein reiner Strich erzielt wird. Die fast unvermeidlichen Falten bieten dem Schreibstifte einen Widerstand — Folge Verringerung der Diagrammhöhe — und durch diesen Widerstand wird dann noch das Papier nach oben geschoben, so dass die Gegendrucklinie einen grösseren Abstand von der atmosphärischen Linie erhält. Ungemein wichtig für die Erzielung

richtiger Diagramme ist es ferner, dass das Papier frei von feuchten Flecken (Oel, Wasser) und frei von Staub und Kohlentheilchen sei: Bedingungen, die, weil im Freien experimentirt wird, schwer zu erfüllen sind. Das Indicatorpapier kann schon darum selten rein aufgezogen werden, weil der Experimentirende, trotz Aufgebot grosser Willenskraft, oft genöthigt ist, bei Schwankungen der Maschine sich mit den Händen an den mit Oel und Kohlenruss belegten Theilen des Rauchkastens und der Cylinder etc. etc. anzuklammern.

Diese Umstände, Falten und Flecken auf dem Papiere und zu heftiges oder ungenügend starkes Anlegen des Schreibstiftes sind Ursache, dass selbst in einer Reihe von Diagrammen, die bei gleichem Dampfdrucke, gleicher Füllung, gleicher Regulatoröffnung und gleicher Geschwindigkeit aufgenommen wurden — was nur bei Lastzügen möglich ist — solche wesentliche Verschiedenartigkeiten vorkommen, dass es schwer wird, das den Thatsachen am besten entsprechende Diagramm zu erkennen. Nur grosse Vertrautheit mit den genannten Factoren ermöglicht es, aus einer Anzahl unter gleichen Bedingungen aufgenommenen Diagrammen das richtige herauszufinden. Diagramme, die bei hohen Geschwindigkeiten abgenommen werden, sind deshalb nur mit grosser Reserve aufzunehmen, insbesondere auch darum, weil Controldiagramme (eine Reihe von Diagrammen) wegen zu schnellen Wechsels der einzelnen Grössen: Geschwindigkeit, Dampfdruck etc. etc., nicht abgenommen werden können.

Aus dem Gesagten dürfte hervorgehen, dass der Indicator bei Locomotiven wohl einen grossen relativen Werth besitzt, wenn es sich „nur“ um den Vergleich verschiedener Typen und Steuerungen handelt, dass ihm aber nicht jener absolute Werth — genaue Bestimmung des Dampfverbrauches und der Leistung — in dem Masse beizulegen ist, wie bei Stabilmaschinen, umso mehr, als der wirkliche wirthschaftliche Effect der Locomotive nicht allein von der Güte der Dampfmaschinen, sondern auch von der sachgemässen Behandlung und Führung der ganzen Maschine abhängt.

Der bei Stabilmaschinen aus dem Diagramm ermittelte Dampf-, beziehungsweise Wasserverbrauch pro Stunde und Pferdekraft stimmt, mit einem für alle Anlagen nahezu constanten

Coefficienten multiplicirt, gut überein mit der aus dem Wasserbehälter entnommenen Speisewassermenge. Die stets wechselnden Betriebsverhältnisse bei Locomotiven — Anhalten, lange und kurze Steigungen — die das Halten eines constanten Dampfdruckes nicht ermöglichen, und zu grossen Dampfverlusten durch Entweichen von Dampf aus den Sicherheitsventilen führen, das nicht continüirlich durchzuführende Speisen, verbunden mit bedeutenden Speisewasser-Verlusten aus dem Injector etc. etc., lassen bei Locomotiven die Annahme eines constanten Corrections-Coefficienten nicht zu. Bei der Locomotive ist aber Motor und Kessel derart ein Ganzes, dass eine Trennung: Güte des Motors und Güte des Kessels, nicht leicht durchführbar ist. Der ökonomische Effect ist schliesslich nur gegeben aus der Ziffer: Kohlenverbrauch pro 1000 Tonnenkilometer, und diese Ziffer ist, da sie nicht allein eine Function des Motors und des Kessels, sondern auch der Witterungsverhältnisse, der Geschicklichkeit des Führers und Heizers etc. etc. ist, so variabel, dass beispielsweise unter einer Reihe von fünfzehn ganz gleichen Locomotiven, die ganz denselben Dienst versehen, die Verbrauchsziffern an Kohle um 50—70 Proc. verschieden sein können. Es ist daher für Locomotive zwecklos, aus Diagrammen — wenn sie auch hohen relativen Werth besitzen — eine absolute Ziffer: Dampfverbrauch pro Stunde und Pferdekraft, herauszurechnen, und es wäre falsch, diese Ziffer als positives Ergebniss hinzustellen.

Indicirung der Locomotiven.

Die an Locomotiven abgenommenen Indicator-Diagramme liefern den Beweis, dass die einfachen Coulissensteuerungen — richtige Dimensionirung der Dampfwege vorausgesetzt — weitaus besser sind, als im Allgemeinen angenommen wird; sie liefern den Beweis, dass Dampfarbeiten erzielt werden — innerhalb der naturgemäss bei Locomotiven möglichen kleinen Füllungsgrade — wie sie mit Präcisionssteuerungen nicht viel besser erreicht werden können.

Als Beispiel hierfür sei erwähnt Diagramm Fig. 87 für den Hochdruck- und Fig. 88 für den Niederdruckcylinder, abgenommen an einer Verbundlocomotive. Die Admissionslinien im Hoch- und Niederdruck-Diagramm sind nahezu horizontal, der Abschluss der Dampfströmungscanäle erfolgt rasch (sehr geringe Abrundung in der Diagrammlinie an der entsprechenden Stelle) und die Ausströmungs- und Compressionslinien zeigen vollständig richtigen Verlauf. Die bei dieser Locomotive angewendete Steuerung ist nach Bauart Heusinger ausgeführt. Fig. 87 zeigt das Hochdruck- und Fig. 88 das Niederdruck-Diagramm beider Kolben-seiten. Fig. 89 zeigt das rankineisirte Diagramm.

Der grosse Werth des Indicators, durch periodische Anwendung desselben den dauernd guten Zustand der Maschine sicher zu erkennen, insbesondere Defecte in der Steuerung und den Kolben aufzufinden — Undichtheiten der Schieber, Ventile und Kolben — ist bei Locomotiven bedeutend vermindert dadurch, dass die verschiedenen Defecte, die sich bei kleinen Tourenzahlen ganz deutlich zeigen, bei den grossen Kolbengeschwindigkeiten nicht mehr zum Ausdrucke kommen, wenigstens nicht bei den heute zu Gebote stehenden Instrumenten.

Fig. 87 und 88.

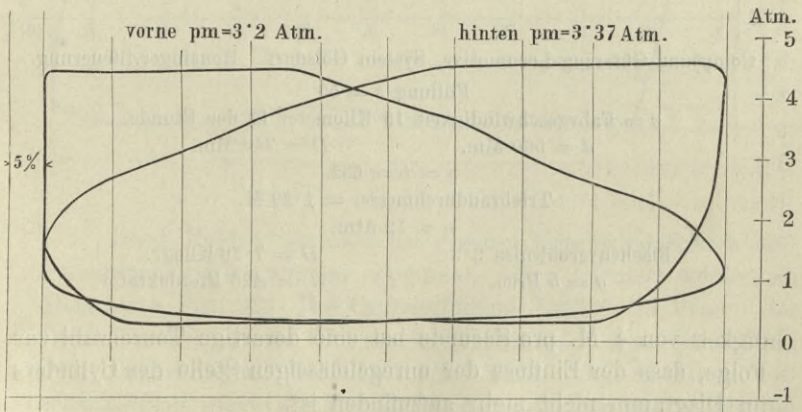
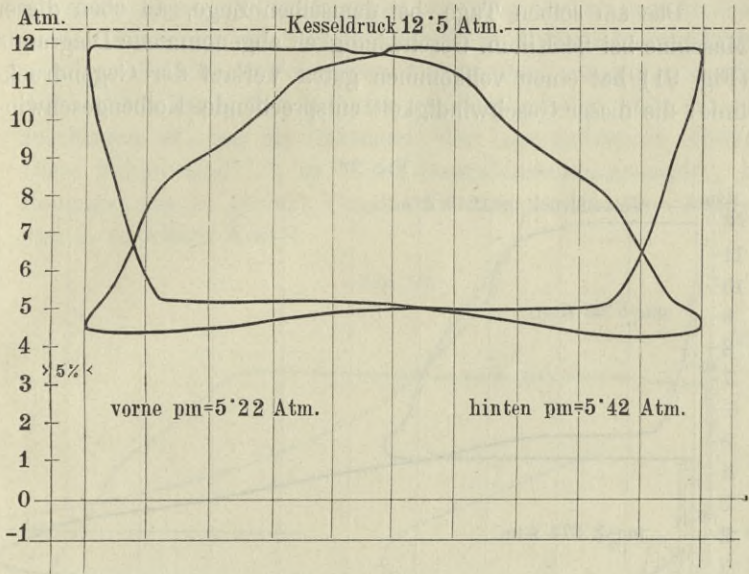
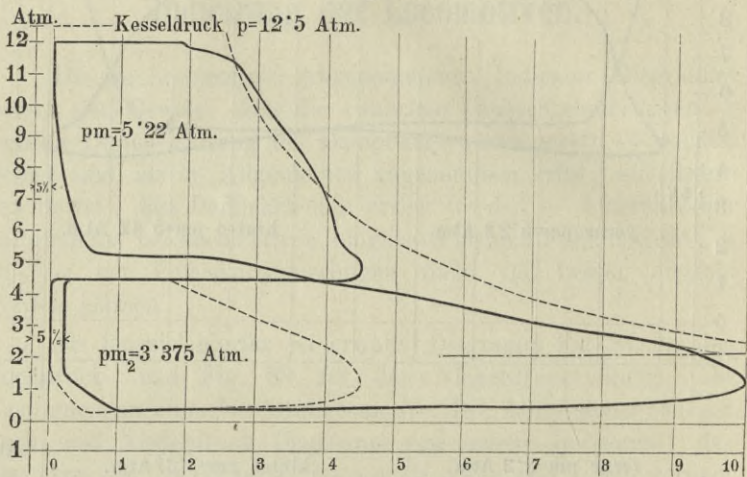


Fig. 90 stellt ein Diagramm dar, abgenommen an einer Schnellzug-Locomotive im Momente des Anfahrens; bei *a* zeigt die Gegendrucklinie eine Erhöhung, die eine ganz bedeutende

locale Undichtheit, eine unrunde Stelle im Cylinder, erkennen lässt.*)

Das am selben Tage, bei demselben Zuge, an eben dieser Maschine bei 64 Kilom. Geschwindigkeit abgenommene Diagramm (Fig. 91) hat einen vollkommen guten Verlauf der Gegendrucklinie: die dieser Geschwindigkeit entsprechende Kolbengeschwin-

Fig. 89.



Compound-Güterzug-Locomotive, System Gölsdorf. Heusinger-Steuerung.

Füllung $\varepsilon = 55$

$v =$ Fahrgeschwindigkeit 15 Kilometer in der Stunde.

$d = 500$ Mm.

$D = 740$ Mm.

$s = S = 632$

Triebraddurchmesser = 1.29 M.

$p = 12$ Atm.

Flächenverhältniss 2.2

$D = 7.76$ Kilogr.

$\sigma = 5$ Proc.

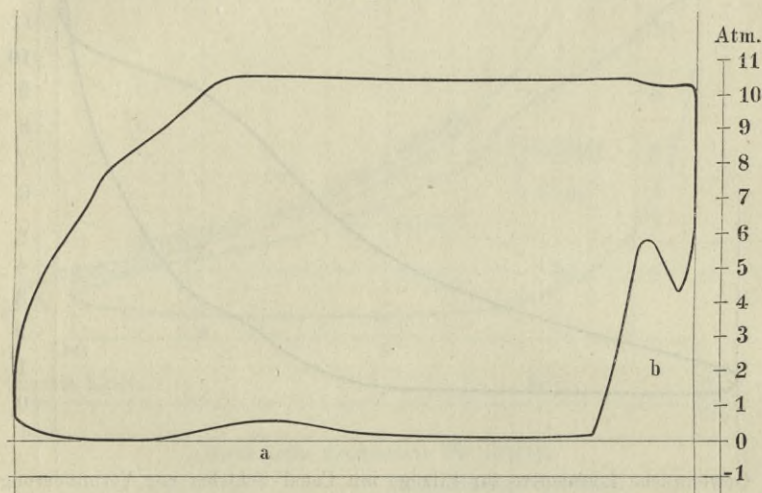
$N_i = 425$ Pferdekräfte

digkeit von 4 M. pro Secunde hat eine derartige Tourenzahl zur Folge, dass der Einfluss der unregelmässigen Stelle des Cylinders im Diagramm nicht mehr aufzufinden ist.

*) Eine ähnliche Erscheinung in Diagramm Fig. 28 und 78 hatte dort einen ganz anderen Grund, sie wurde als Einwirkung der Ausströmung der Gegenseite bei grosser Füllung und kleinen Blasrohrquerschnitten nachgewiesen. P.

Der eigentliche Werth der bis heute vorgenommenen Indicator-Versuche an Locomotiven besteht nicht allein im Vergleich einzelner Typen und Steuerungen, nicht im Suchen nach Defecten in der Steuerung etc., sondern darin, dass Eigenthümlichkeiten, richtiger Fehler, der heutigen Locomotiven constatirt werden, dass mithin durch den Indicator der Weg gezeigt wird, der einzuschlagen ist, um die Oekonomie der Locomotiven zu erhöhen. Diese Fehler sind: 1. zu kleine Dampfeinströmungscanäle, beziehungsweise zu geringe Canaleröffnungen durch den Schieber, und 2. zu kleine Kessel.

Fig. 90.

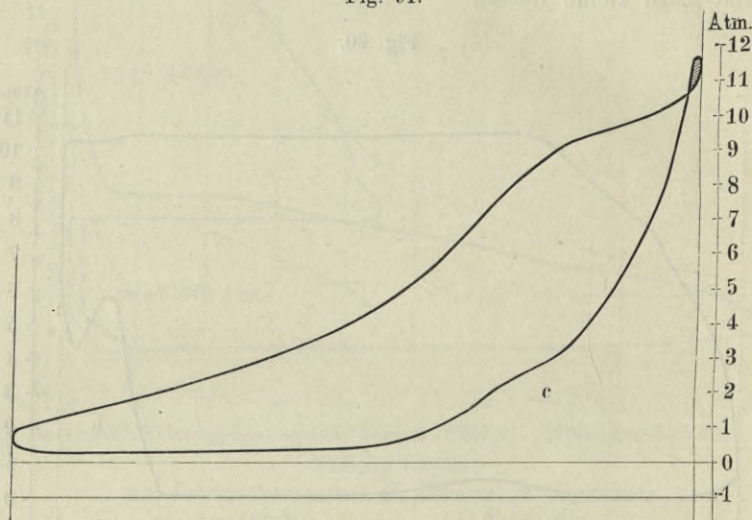


Diese Fehler, an allen bei grossen Geschwindigkeiten aufgenommenen Diagrammen erkennbar, sollen erläutert werden an Diagramm Fig. 92. Die Cylinderfüllung beträgt 23 Proc., der Dampfdruck im Kessel 12 Atm., der Treibraddurchmesser 1·960 M., die Geschwindigkeit 86 Kilom. pro Stunde. Bei 86 Kilom. Geschwindigkeit macht die Maschine 4 Radumdrehungen pro Secunde, mithin sind pro Stunde $3600 \times 16 = 57600$ Cylinderfüllungen erforderlich; bei einem Cylinderdurchmesser von 430 Mm. und 600 Mm. Kolbenhub ergibt dies pro Stunde 5,018.803 L. Dampf. Aus dem Diagramm folgt $p_e = 3$ Atm. absolut; die pro Stunde

und \square M. Heizfläche zu producirende, theoretisch kleinste Dampfmenge ohne Rücksicht auf die Compression ergibt sich daher mit $\frac{5,018.803}{125 \times 586} = 68.5$ Kilogr. (586, das aus der Tabelle entnommene spezifische Dampfvolumen für $p_e = 3$ Atm. absolut).

Es ist dies eine Kesselleistung, die vielleicht durch einige Minuten, nicht aber dauernd erreicht werden kann, denn sie setzt bei der in Frage stehenden Locomotive eine stündliche Dampfproduction

Fig. 91.



Gewöhnliche Locomotive für Eilzüge mit Canal-Schieber zur Verminderung der Compression.

$v = 64$ Kilom.

$c = 4$ M.

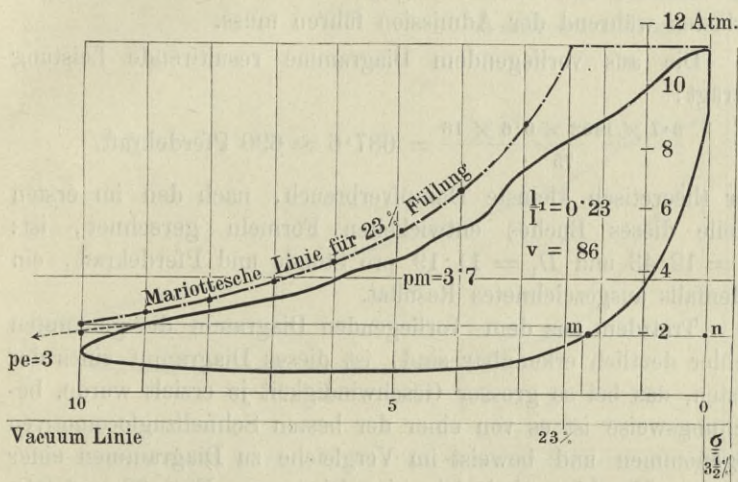
von $68.5 \times 125 = 8562$ Kilogr. voraus. Unter Annahme einer guten Schwarzkohle von siebenfacher Verdampfungsfähigkeit ergibt sich, da die Rostfläche $2.2 \square$ M. beträgt, eine pro \square M. Rostfläche zu verbrennende Kohlenmenge von $\frac{8562}{2.2 \times 7} = 556$ Kilogr., eine Menge, die mit den heutigen Mitteln ökonomisch nicht zur Verbrennung gebracht werden kann.

Bei der angewandten Füllung von 23 Proc. sollte theoretisch ein Enddruck von 3.4 Atm. vorhanden sein; die von der ideellen

Diagrammlinie stark abweichende Form des wirklichen Diagrammes — Drosselung während der Admission und dementsprechend kleinerer mittlerer Druck und kleinerer Enddruck p_e — ist daher nicht allein Folge zu kleiner Dampfwege für die Einströmung, sondern auch Folge eines für diese Geschwindigkeit unzureichenden Kessels.

Bei einer Füllung von 20 Proc. wäre der theoretische Enddruck p_e 3 Atm. Die Anwendung dieser Füllung hätte aber

Fig. 92.



Gewöhnliche Locomotive für Eilzüge.

$\varepsilon = 23$ Proc.	Treibraddiameter 1.96 M.
$v = 86$ Kilom.	$N_i = 690$ Pferdekräfte
$d = 430$	$D = 12.43$
$s = 600$	$D_1 = 11.19$

wegen Kleinheit der Canalöffnungen und wegen noch kleinerer Oeffnungsdauer derselben eine weitere Drosselung des Dampfes zur Folge gehabt, so dass der mittlere Druck von 3.7 Atm., mithin auch die Geschwindigkeit von 86 Kilom. nicht erreicht worden wäre. Denn schon bei einer Füllung von 23 Proc., ist die Dauer der Voreinströmung mit 3 Proc. angenommen, die Zeit, während welcher der Canal für den Dampfeintritt offen ist, eine minimale. Die Geschwindigkeit der Kurbel als constant vorausgesetzt, ist

bei dieser Füllung der Einströmungscanal während 64° des Kurbelkreises geöffnet; es ergibt das bei vier Touren pro Secunde eine Dauer der Oeffnung von $t = \frac{1}{8} \cdot \frac{64}{180} = 0.044$ Secunden, und bei der Breite der Dampfcanäle von 400 Mm., einer grössten Canalöffnung von 12 Mm. und einem der Füllung von 23 Proc. entsprechenden Dampfquantum von 20 L. pro Hub, eine mittlere Dampfgeschwindigkeit von $V = \frac{20.2}{0.48 \cdot 0.044} = 189.4$ rund 200 M. pro Secunde, eine Geschwindigkeit, die zu bedeutenden Druckverlusten während der Admission führen muss.

Die aus vorliegendem Diagramme resultirende Leistung beträgt:

$$\frac{3.7 \times 1452 \times 0.6 \times 16}{75} = 687.6 \approx 690 \text{ Pferdekraft.}$$

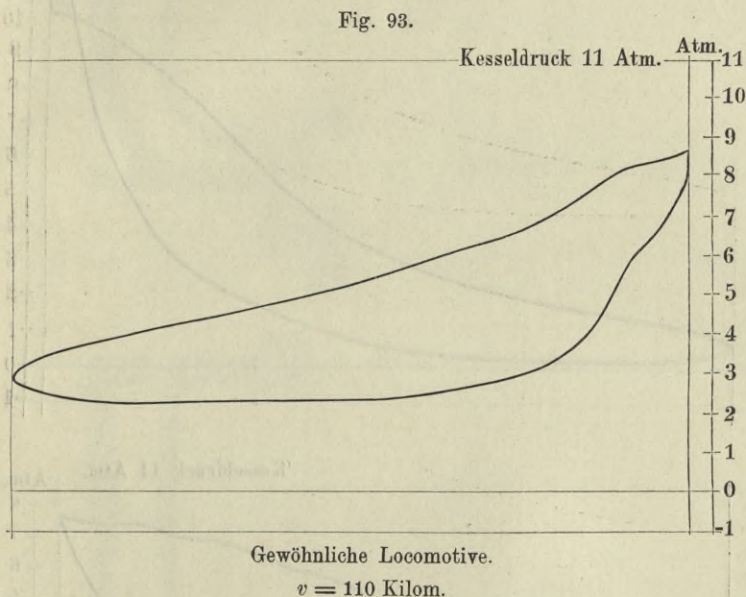
Der theoretisch kleinste Dampfverbrauch, nach den im ersten Theile dieses Buches entwickelten Formeln gerechnet, ist: $D = 12.43$ und $D_1 = 11.19$ pro Stunde und Pferdekraft, ein jedenfalls ausgezeichnetes Resultat.

Trotzdem aus dem vorliegenden Diagramm die genannten Fehler deutlich erkennbar sind, ist dieses Diagramm eines der besten, das bei so grosser Geschwindigkeit je erzielt wurde, beziehungsweise ist es von einer der besten Schnellzuglocomotiven abgenommen und beweist im Vergleiche zu Diagrammen einer anderen Maschine (beispielsweise Diagramm Fig. 93 und 94), dass bei Construction dieser Locomotive Alles gethan wurde, um innerhalb der Grenzen der Achsbelastung einen der Cylindergrösse entsprechenden Kessel zu schaffen.

Der Einfluss der Geschwindigkeit auf die Grösse des Gegendruckes ist ersichtlich aus dem Vergleich der Diagramme 93, 94 und 95, die von derselben Maschine, bei verschiedenen Geschwindigkeiten von 64, 74 und 110 Kilometer pro Stunde abgenommen wurden.

Viele bei grosser Geschwindigkeit aufgenommene Diagramme zeigen derart grosse Compressionen, dass negative Arbeit verrichtet wird — Schlingen im Diagramm, s. Fig. 94. Ursache dieser Erscheinung sind zu kleine Einströmungscanäle, zu grosse innere Ueberdeckungen und zu kleine schädliche Räume. Oft ist

es, bedingt durch Anordnung, Profil etc., nicht möglich, genügend grosse Canäle zu machen; ganz grosse Geschwindigkeiten bringen ausserdem derart hohe Dampfgeschwindigkeiten mit sich, dass die alleinige Verbreiterung der Dampfcanäle diesem Uebelstand nicht abhilft. Besonders bei Verbundlocomotiven, wo der in den Receiver auspuffende Dampf nach Abschluss der Ausströmung, von ca. 5 Atm. Druck ausgehend, comprimirt wird — gegenüber einem Drucke von ca. 1 Atm. bei gewöhnlichen Locomotiven —



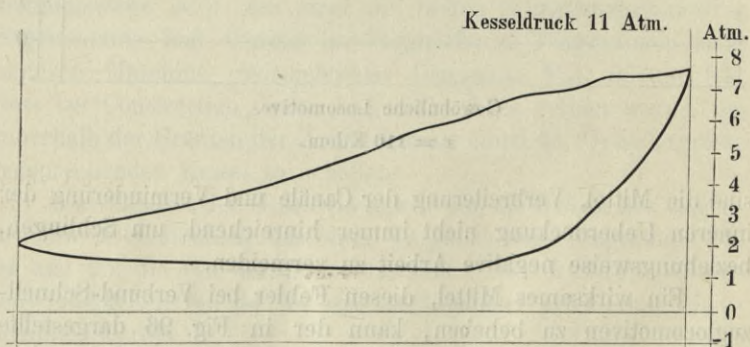
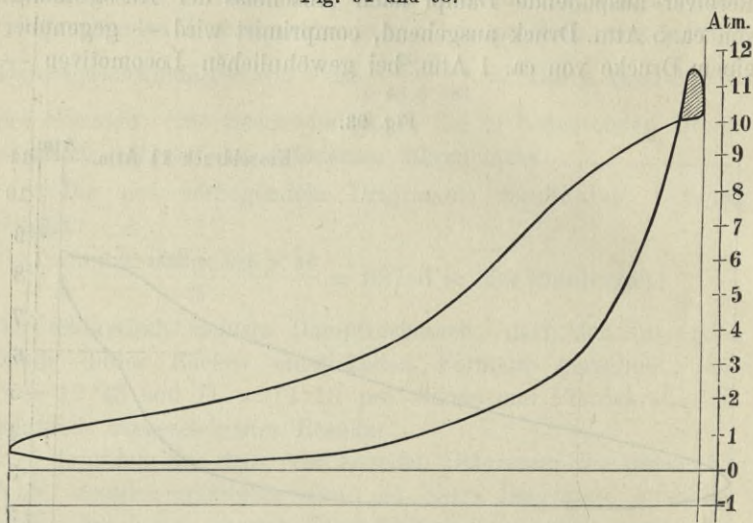
sind die Mittel, Verbreiterung der Canäle und Verminderung der inneren Ueberdeckung nicht immer hinreichend, um Schlingen, beziehungsweise negative Arbeit zu vermeiden.

Ein wirksames Mittel, diesen Fehler bei Verbund-Schnellzuglocomotiven zu beheben, kann der in Fig. 96 dargestellte Schieber für den Hochdruckcylinder bilden; die Wirksamkeit dieses Schiebers im angegebenen Sinne wurde vorläufig an einer gewöhnlichen Schnellzuglocomotive constatirt.

Der Schieber ist ein Canalschieber, analog dem Allan-Trickschen Canalschieber; der Canal ist an der Muschelseite angeordnet

und soll den auf der Kolbenrückseite comprimierten Dampf hinüberführen auf die Kolbenvorderseite, wo in dieser Phase Ausströmung stattfindet. Ein Ueberströmen von Dampf von der Ausströmungs-, beziehungsweise Expansionsseite in den Raum,

Fig. 94 und 95.



wo Compression herrscht, findet wegen der grossen Druckdifferenz nur beim Anfahren statt (Fig. 90 bei b); während des raschen Ganges (der Schieber ist nur für Schnellzuglocomotiven bestimmt) ist ein Ueberströmen nicht mehr erkennbar, wohl aber tritt eine

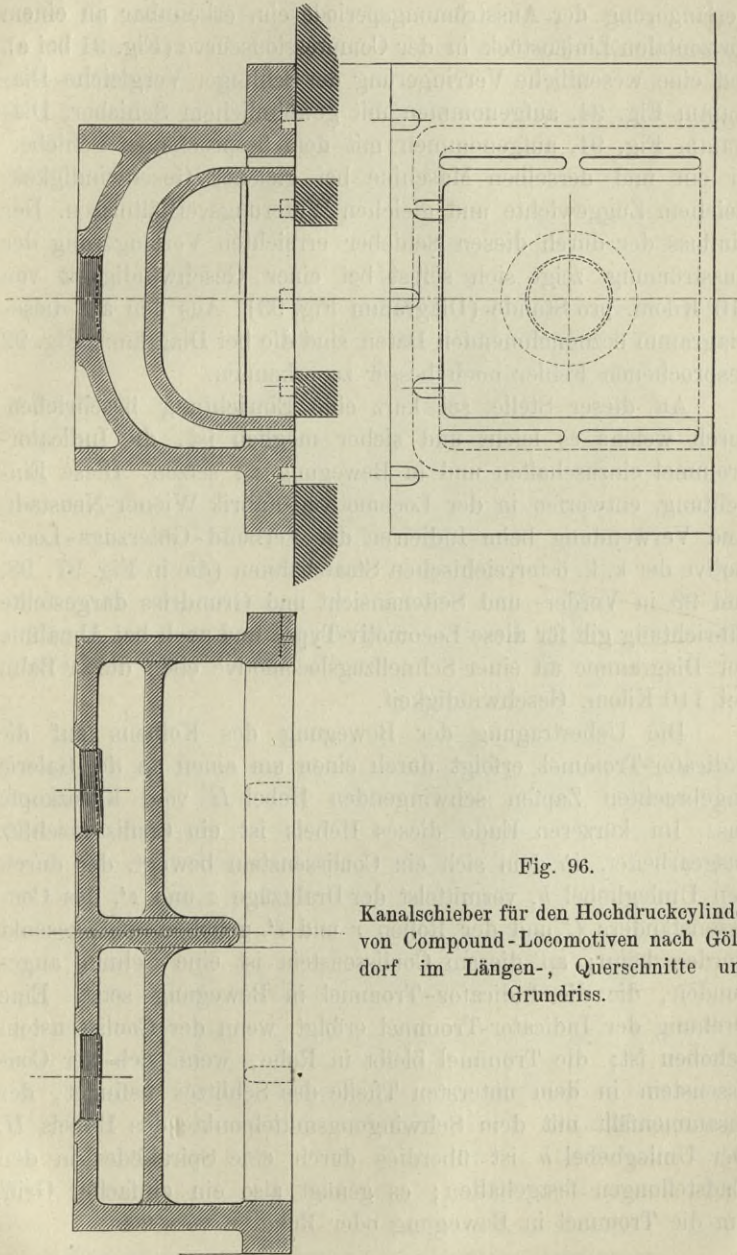


Fig. 96.

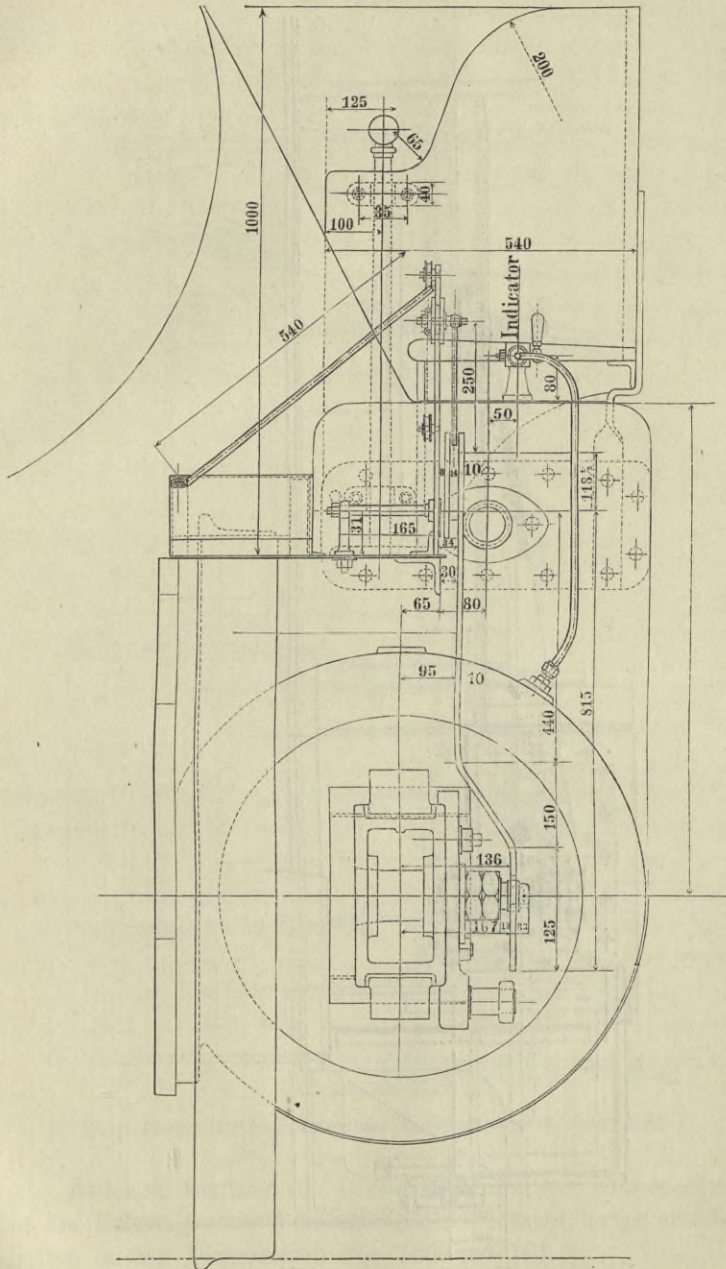
Kanalschieber für den Hochdruckcylinder
von Compound-Locomotiven nach Göls-
dorf im Längen-, Querschnitte und
Grundriss.

Verlängerung der Ausströmungsperiode ein, erkennbar an einem horizontalen Linienstück in der Compressionscurve (Fig. 91 bei c). und eine wesentliche Verringerung der Schlinge. Vergleiche Diagramm Fig. 94, aufgenommen mit gewöhnlichem Schieber, Diagramm Fig. 91, aufgenommen mit dem besprochenen Schieber. an ein und derselben Maschine bei gleicher Geschwindigkeit, gleichem Zuggewichte und gleichen Witterungsverhältnissen. Der Einfluss der durch diesen Schieber erreichten Verlängerung der Ausströmung zeigt sich selbst bei einer Geschwindigkeit von 110 Kilom. pro Stunde (Diagramm Fig. 93). Aus den auf dieses Diagramm bezugnehmenden Daten sind die bei Diagramm Fig. 92 besprochenen Fehler noch besser zu erkennen.

An dieser Stelle sei kurz eine Einrichtung beschrieben, durch welche es leicht und sicher möglich ist, die Indicator-Trommel einzuschalten und in Bewegung zu setzen. Diese Einrichtung, entworfen in der Locomotiven-Fabrik Wiener-Neustadt, fand Verwendung beim Indiciren der Verbund-Güterzugs-Locomotive der k. k. österreichischen Staatsbahnen (die in Fig. 97, 98, und 99 in Vorder- und Seitenansicht und Grundriss dargestellte Einrichtung gilt für diese Locomotiv-Type) und auch bei Abnahme der Diagramme an einer Schnellzugslocomotive eben dieser Bahn bei 110 Kilom. Geschwindigkeit.

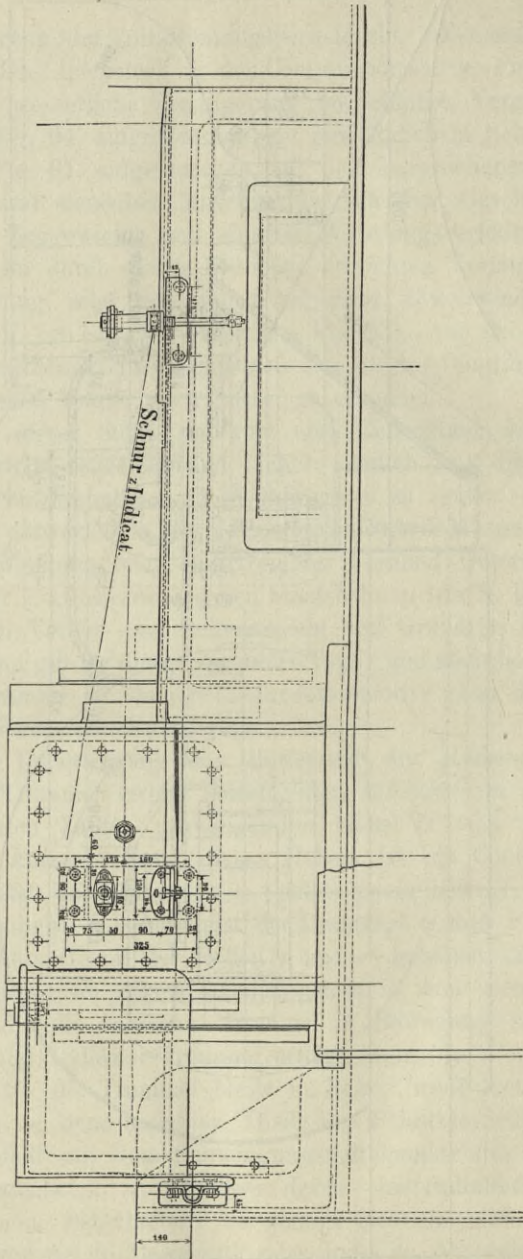
Die Uebertragung der Bewegung des Kolbens auf die Indicator-Trommel erfolgt durch einen um einen an der Galerie angebrachten Zapfen schwingenden Hebel H vom Kreuzkopfe aus. Im kürzeren Ende dieses Hebels ist ein Coulissenschlitz ausgearbeitet, in dem sich ein Coulissenstein bewegt, der durch den Umleghebel h , vermittelt der Drahtzüge z und z' , des Coulissenständers C und der Rollen r und r' gehoben und gesenkt werden kann; an diesem Coulissenstein ist eine Schnur angebunden, die die Indicator-Trommel in Bewegung setzt. Eine Drehung der Indicator-Trommel erfolgt, wenn der Coulissenstein gehoben ist; die Trommel bleibt in Ruhe, wenn sich der Coulissenstein in dem untersten Theile des Schlitzes befindet, der zusammenfällt mit dem Schwingungsmittelpunkte des Hebels H . Der Umleghebel h ist überdies durch eine Spiralfeder in den Endstellungen festgehalten; es genügt also ein einfacher Griff, um die Trommel in Bewegung oder Ruhe zu versetzen.

Fig. 97.



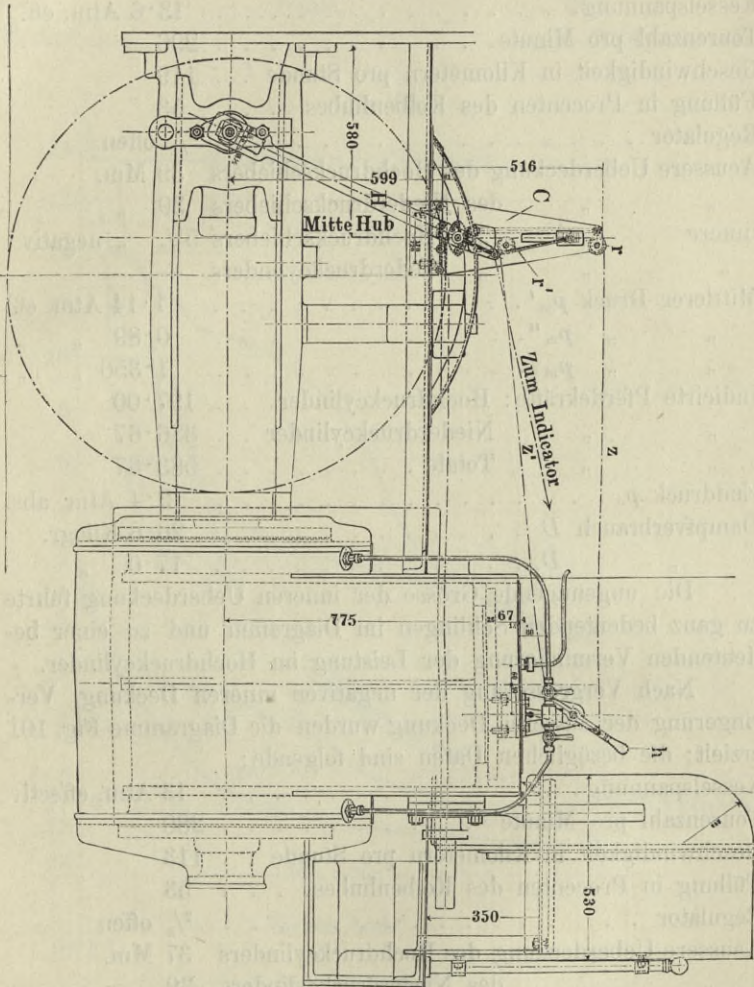
Einrichtung zur Indierung der Locomotiven. Vorderansicht.

Fig. 98



Einrichtung zur Indicirung der Locomotiven. Daraufrsicht.

Fig. 99.



Einrichtung zur Indieirung der Locomotiven. Seitenansicht.

Welchen Einfluss die Grösse der inneren Ueberdeckung auf die Leistung einer Verbundlocomotive ausübt, möge erläutert werden in den Diagrammen Fig. 100 und 101.

Das in Fig. 100 dargestellte Diagramm wurde unter folgenden Verhältnissen, bezw. mit folgenden Ergebnissen abgenommen:

Kesselspannung	13·6	Atm. eff.
Tourenzahl pro Minute	296	
Geschwindigkeit in Kilometern pro Stunde	119	
Füllung in Procenten des Kolbenhubes	53	
Regulator	$\frac{1}{2}$	offen
Aeussere Ueberdeckung des Hochdruckschiebers	39	Mm.
„ „ des Niederdruckschiebers	39	„
Innere „ „ Hochdruckschiebers	$5\frac{1}{2}$	„ negativ
„ „ „ Niederdruckcyinders	—	
Mittlerer Druck p_m'	1·14	Atm. eff.
„ „ p_m''	0·89	„ „
„ „ p_m	1·356	„ „
Indicirte Pferdekkräfte: Hochdruckcyinder	197·00	
„ „ Niederdruckcyinder	386·67	
„ „ Totale	583·67	
Enddruck p_e	2·4	Atm. abs.
Dampfverbrauch D	26·6	Kilogr.
„ D_1	17·0	„

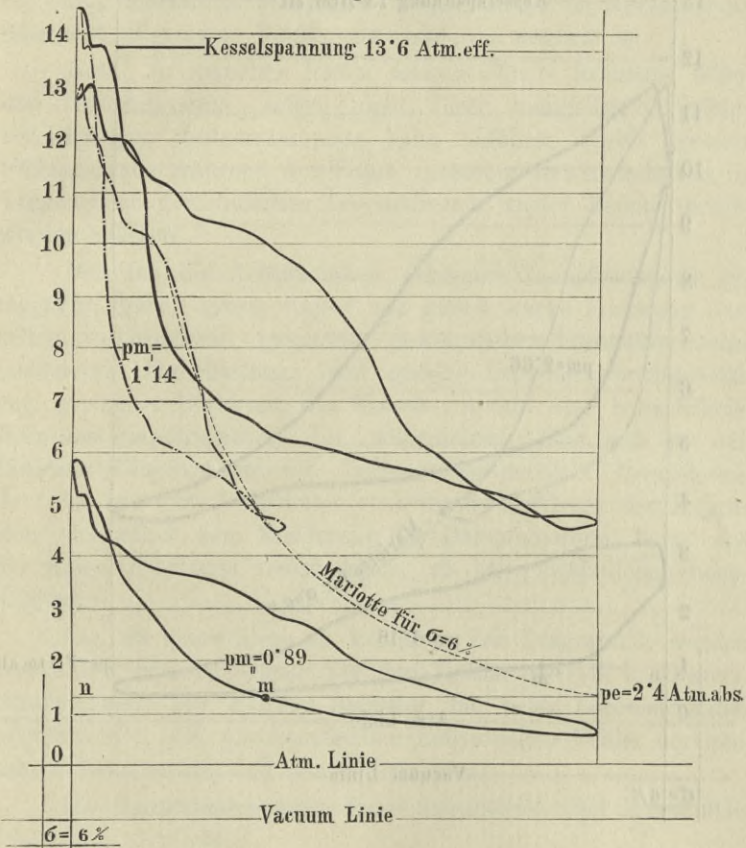
Die ungenügende Grösse der inneren Ueberdeckung führte zu ganz bedeutenden Schlingen im Diagramm und zu einer bedeutenden Verminderung der Leistung im Hochdruckcyinder.

Nach Vergrösserung der negativen inneren Deckung, Vergrößerung der äusseren Deckung wurden die Diagramme Fig. 101 erzielt; die bezüglichen Daten sind folgende:

Kesselspannung	13	Atm. effectiv
Tourenzahl pro Minute	280	
Geschwindigkeit in Kilometern pro Stunde	113	
Füllung in Procenten des Kolbenhubes	53	
Regulator	$\frac{2}{3}$	offen
Aeussere Ueberdeckung des Hochdruckcyinders	37	Mm.
„ „ des Niederdruckcyinders	39	„
Innere „ „ des Hochdruckcyinders	8	„ negativ
„ „ des Niederdruckcyinders	$5\frac{1}{2}$	„ „
Mittlerer Druck p_m'	2·66	Atm. eff.
„ „ p_m''	1·16	„ „
„ „ p_m	2·224	„ „

Indicirte Pferdekkräfte: Hochdruckcylinder . . .	436
„ „ Niederdruckcylinder . . .	478
„ „ Totale	914
Enddruck p_e	2·00 Atm. eff.

Fig. 100.

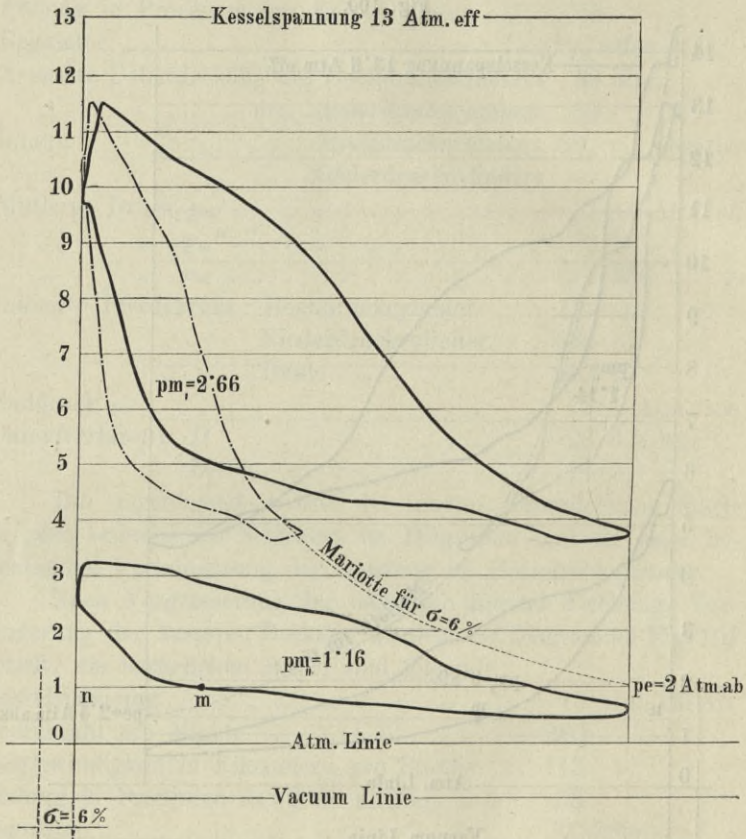


Dampfverbrauch D	13·7
„ D_1	10·6

Die Locomotive, an welcher diese Diagramme abgenommen wurden (amerikanische Verbund - Schnellzugs - Locomotive) hat folgende Hauptverhältnisse:

Rostfläche 2·1 □ M.
 Heizfläche total 170 " "
 Querschnittsverhältniss der Cylinder 1 : 2·5.

Fig. 101.



Die Unzulänglichkeit der meisten Locomotivkessel kann auf directem Wege nicht corrigirt werden; der Vergrößerung der Kessel steht der Umstand entgegen, dass jede Locomotive in Folge der verlangten hohen Leistungsfähigkeit schon ein derartig hohes Eigengewicht besitzt, dass der für die betreffende Type erlaubte zulässige Achsdruck fast immer erreicht ist. Eine gründ-

liche Verbesserung kann nur durch eine bessere Dampfausnützung, d. h. durch Anwendung des Verbundsystemes, oder durch Präcisions-Steuerungen erreicht werden.

Die Präcisions-Steuerungen, vereinzelt mit gutem Erfolge versucht (Französische Orléans-Bahn, Französische Staatsbahnen etc. etc.), führten zu derartigen Complicationen im Mechanismus, dass eine allgemeine Einführung wohl nie möglich ist.

Gute, in manchen Fällen ausgezeichnete Resultate liefert das Verbundsystem, sofern nicht durch mangelhafte Anfahr-
vorrichtungen Zeitversäumnisse beim Anfahren durch grössere Füllungsgrade während der Fahrt (grössere Geschwindigkeit im Vergleich zu gewöhnlichen Locomotiven) wieder hereingebracht werden müssen.

Der für die Arbeitseinheit geringere Dampfverbrauch ermöglicht, gleich grosse Kessel und gleich starke Forcirung derselben vorausgesetzt, gegenüber gewöhnlichen Locomotiven eine bedeutende Mehrleistung; oder gleiche Leistung vorausgesetzt, eine geringere Forcirung des Kessels, mithin eine beträchtliche Brennmaterial-Ersparniss. Im „Allgemeinen“ lässt sich aus den Indicator-Diagrammen von Verbund-Locomotiven herauslesen, dass der aus dem Diagramme resultirende Enddruck der Expansion viel näher dem Enddrucke des Dampfquantums liegt, das der Kessel überhaupt liefern kann, als bei gewöhnlichen Locomotiven.

Fig. 89 diene hiezu als Beispiel. Die Diagramme wurden von einer zweicylindrigen Verbund-Locomotive (k. k. Oesterr. Staatsbahnen) mit einem Indicator für beide Locomotivseiten abgenommen (die unvermeidlichen individuellen Fehler der einzelnen Instrumente sind damit vermieden).

Die Hauptabmessungen dieser Locomotive sind neben dem Diagramm verzeichnet.

Der schädliche Raum misst 5 Proc. des Cylinders, der Inhalt des Receivers beträgt 1.1 mal den Inhalt des Niederdruck-cylinders.

Bei der Abnahme der Diagramme war die Kesselspannung 12.5 Atm., die Füllung in beiden Cylindern 55 Proc., die Geschwindigkeit 15 Kilom. pro Stunde.

Aus dem Diagramm folgt:

$$p_m' = 5.220 \text{ Atm.}$$

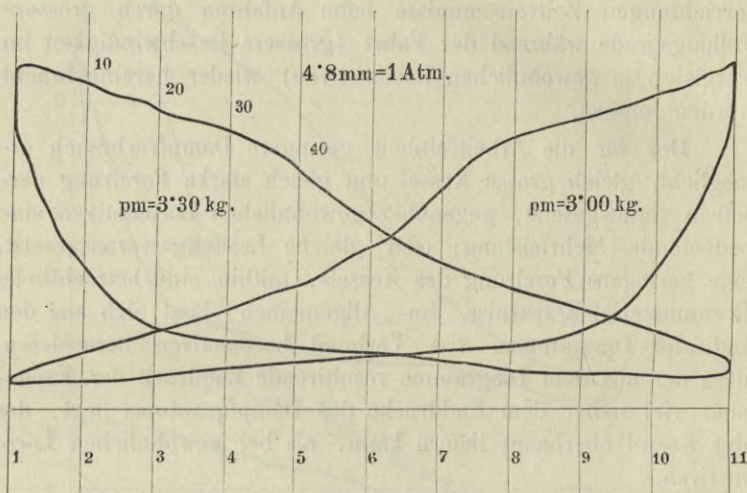
$$p_m'' = 3.375 \text{ „}$$

$$p_m = \frac{5.220}{2.2} + 3.375 = 5.747 \text{ Atm.}$$

$$p_e = 3 \text{ Atm. absolut, mithin}$$

$$D = \frac{W p_e}{p_m} = \frac{44.583}{5.747} = 7.76 \text{ Kilogr.}$$

Fig. 102.



Indicirte Pferdekräfte: Hochdruckcylinder 176

„ „ Niederdruckcylinder 249

„ „ Total 425

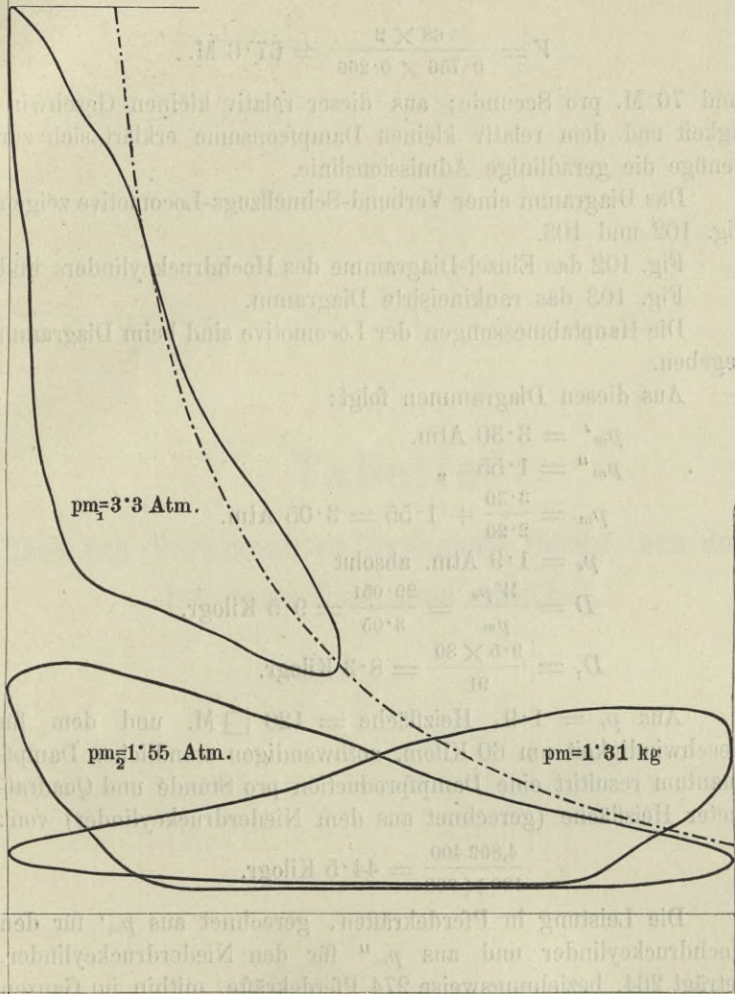
Der Winkel am Kurbelkreise, der 55 Proc. Füllung entspricht, ist rund 96° , die Dauer, während welcher der Canal offen hält, ist in Folge dessen

$$t = \frac{1}{2} \times \frac{96}{180} = 0.266 \text{ Secunden,}$$

Breite des Einströmcanales 420 Mm., Grösse der Canaleröffnung 18 Mm., mithin Querschnitt der Oeffnung $f = 0.756 \square \text{ Decim.}$

Aus der pro Hub erforderlichen Dampfmenge von 68 Litern folgt die Geschwindigkeit des Dampfes im Einströmcanale mit:

Fig. 103.



Compound-Locomotive für Schnellzüge der Jura-Simplon-Bahn.

$d = 650$ Mm. $D = 670$ Mm.

$s = S = 650$

Triebraddurchmesser 1.83 M.

$p = 12$ Atm.

Flächenverhältniss der Cylinder 1.22

$\sigma = 5$ Proc.

$D = 9.5$ Kilogr.

$v = 60$ Kilom

$D_1 = 8.3$ "

$\varepsilon = 40$ Proc.

$N_i = 538$ Pferdekräfte

$$V = \frac{68 \times 2}{0.756 \times 0.266} = 67.6 \text{ M.}$$

rund 70 M. pro Secunde; aus dieser relativ kleinen Geschwindigkeit und dem relativ kleinen Dampfconsume erklärt sich zur Genüge die geradlinige Admissionslinie.

Das Diagramm einer Verbund-Schnellzugs-Locomotive zeigen Fig. 102 und 103.

Fig. 102 das Einzel-Diagramme des Hochdruckeylinders und Fig. 103 das rankineisirte Diagramm.

Die Hauptabmessungen der Locomotive sind beim Diagramm gegeben.

Aus diesen Diagrammen folgt:

$$p_m' = 3.30 \text{ Atm.}$$

$$p_m'' = 1.55 \text{ „}$$

$$p_m = \frac{3.30}{2.20} + 1.55 = 3.05 \text{ Atm.}$$

$$p_e = 1.9 \text{ Atm. absolut}$$

$$D = \frac{W p_e}{p_m} = \frac{29.051}{3.05} = 9.5 \text{ Kilogr.}$$

$$D_1 = \frac{9.5 \times 80}{91} = 8.3 \text{ Kilogr.}$$

Aus $p_e = 1.9$, Heizfläche = 120 □ M. und dem für Geschwindigkeit um 60 Kilom. nothwendigen stündlichen Dampfquantum resultirt eine Dampfproduction pro Stunde und Quadratmeter Heizfläche (gerechnet aus dem Niederdruckeylinder) von:

$$\frac{4,802.400}{120 \times 900} = 44.5 \text{ Kilogr.}$$

Die Leistung in Pferdekräften, gerechnet aus p_m' für den Hochdruckeylinder und aus p_m'' für den Niederdruckeylinder, beträgt 264, beziehungsweise 274 Pferdekräfte, mithin im Ganzen 538 Pferdekräfte.

Nach dem in den vorhergehenden Beispielen eingeschlagenen Vorgange berechnet sich die Dampfgeschwindigkeit im Einströmcanale mit 178 M.

Die Drosselung während der Admission ist daher nicht Folge eines zu kleinen Kessels (44.5 Kilogr. Dampfproduction ist auch auf ökonomische Weise zu erreichen), sondern Folge der zu kleinen Einströmcanäle am Hochdruckeylinder.

Tabelle

über den Verbrauch an trockenem Dampf, aus dem
Indicator-Diagramm ermittelt.

Zur Ermittlung der pro Stunde und Pferdekraft dem Diagramme entsprechenden Dampfmenge in Kilogrammen, ohne Berücksichtigung der Compression und der Dampfverluste durch Condensation und Undichtheit, wurde vorstehend auf Seite 110 die Formel abgeleitet,

$$D = \frac{W p_e}{p_m}$$

In dieser Formel bezeichnet W die in der Stunde für eine Pferdekraft indicirter Leistung erforderliche Dampfmenge in Kilogrammen, wenn p_m den mittleren Dampfdruck während eines Kolbenhubes, aus dem Diagramme berechnet, und p_e den absoluten Enddruck der Expansion bedeutet.

Die oben als D gefundene Dampfmenge muss entsprechend der Grösse der auftretenden Compression, respective der Grösse des schädlichen Raumes, eine Correction erfahren.

Bezeichnet λ die Länge des Diagrammes, λ_1 , im Sinne der Kolbenbewegung gemessen, die Länge (Diagrammweg), bei welcher die Compression genau wieder den Druck p_e erreicht, so ist die bezüglich des schädlichen Raumes corrigirte Dampfmenge $D_1 = D \frac{\lambda_1}{\lambda}$ in Kilogrammen pro Stunde und Pferdekraft.

Diese aus dem Indicardiagramme ermittelte Dampfmenge ist die minimale für eine Maschine und setzt einen vollkommen trockenen Zustand voraus.

Die folgende Tabelle enthält für die absolute Endspannung der Expansion am Hubende (p_e) in Atmosphären, wie sie in dem Diagramm gemessen wird, als zweite Rubrik das diesem Drucke entsprechende specifische Dampfvolumen (v_e).

In der dritten Rubrik sind die Producte der beiden ersten Rubriken gebildet ($p_e v_e$).

Die vierte Rubrik gibt die Werthe $W = \frac{26127 \cdot 34}{1000 p_e v_e}$; das ist der Dampfverbrauch, wie er aus dem Diagramme resultirt, unter der Voraussetzung, dass der mittlere wirksame Dampfdruck p_m identisch ist mit dem Enddrucke der Expansion p_e .

In der fünften Rubrik wurde das Product der ersten und der vierten Rubrik ($W p_e$) gebildet.

Zur Berechnung der Dampfmenge D aus irgend einem Diagramm für einen gewissen mittleren Dampfdruck p_m , welcher von dem absoluten Enddrucke der Expansion abweicht, sind die Werthe dieser Rubrik nur durch diesen Druck p_m zu dividiren.

Zur Ermittlung der praktisch normalen Dampfmenge, welche eine gewisse Maschinentype oder ein Einzelexemplar einer Dampfmaschine erfordert, sind zu der mit D_1 bezeichneten Dampfmenge die durch die Praxis sanctionirten Zuschläge zu machen, wie dies Seite 168 gezeigt wurde. Die Gesamtdampfmenge pro Stunde und eine Pferdekraft beträgt sodann:

$$D = D_1 + \frac{\alpha d \sqrt{p_m}}{N_i} \text{ Kilogr.}$$



Pro Stunde und Pferdekraft erforderliche Menge trockenen
Dampfes in Kilogrammen.

Absoluter Enddruck der Expansion p_e Atmosph.	Specifisches Dampfvolum v_e Kubikmeter	Product $p_e v_e$	$W =$ $\frac{26127 \cdot 34}{1000 p_e v_e}$ Kilogr.	$W \cdot p_e$
0.1	14.504	1.450	18.010	1.801
0.2	7.525	1.505	17.418	3.483
0.3	5.128	1.540	16.960	5.088
0.4	3.908	1.560	17.750	6.700
0.5	3.165	1.580	16.530	8.265
0.6	2.665	1.600	16.339	9.803
0.7	2.304	1.610	16.230	11.361
0.8	2.031	1.620	16.120	12.896
0.9	1.818	1.630	16.020	14.418
1.0	1.646	1.646	15.870	15.870
1.1	1.505	1.655	15.780	17.385
1.2	1.386	1.663	15.710	18.852
1.3	1.285	1.670	15.640	20.332
1.4	1.199	1.680	15.540	21.756
1.5	1.123	1.684	15.510	23.265
1.6	1.057	1.691	15.450	24.720
1.7	0.999	1.699	15.370	26.129
1.8	0.946	1.703	15.340	27.612
1.9	0.899	1.708	15.290	29.051
2.0	0.857	1.714	15.243	30.486
2.1	0.819	1.718	15.208	31.937
2.2	0.784	1.725	15.146	33.321
2.3	0.751	1.727	15.128	34.794
2.4	0.722	1.733	15.076	36.182
2.5	0.695	1.741	15.002	37.505
2.6	0.670	1.742	14.990	38.947
2.7	0.646	1.744	14.970	40.190
2.8	0.625	1.750	14.929	41.801
2.9	0.604	1.752	14.921	43.271
3.0	0.586	1.758	14.861	44.583
3.1	0.568	1.761	14.838	45.998
3.2	0.551	1.763	14.818	47.417
3.3	0.535	1.765	14.790	48.807
3.4	0.521	1.771	14.749	50.146
3.5	0.507	1.774	14.723	51.330
3.6	0.493	1.775	14.720	52.992

Absoluter Enddruck der Expansion p_e Atmosph.	Specificsches Dampfvolum v_e Kubikmeter	Product $p_e v_e$	$W =$ $\frac{26127 \cdot 34}{1000 p_e v_e}$ Kilogr.	$W \cdot p_e$
3.7	0.481	1.780	14.68	54.316
3.8	0.469	1.782	14.66	55.708
3.9	0.458	1.786	14.63	58.057
4.0	0.447	1.788	14.61	58.440
4.1	0.437	1.792	14.58	59.778
4.2	0.427	1.793	14.56	61.152
4.3	0.418	1.797	14.53	62.479
4.4	0.409	1.799	14.52	63.888
4.5	0.400	1.800	14.51	75.295
4.6	0.392	1.803	14.49	66.654
4.7	0.384	1.805	14.45	67.915
4.8	0.377	1.810	14.43	69.264
4.9	0.370	1.813	14.41	70.609
5.0	0.363	1.815	14.39	71.950
5.1	0.356	1.816	14.38	73.338
5.2	0.350	1.820	14.36	74.672
5.3	0.343	1.821	14.35	76.055
5.4	0.337	1.823	14.33	77.382
5.5	0.332	1.825	14.31	78.705
5.6	0.326	1.826	14.30	80.080
5.7	0.321	1.829	14.26	81.282
5.8	0.316	1.833	14.25	82.650
5.9	0.311	1.835	14.24	84.016
6.0	0.306	1.836	14.23	85.380
6.25	0.294	1.838	14.21	88.812
6.5	0.284	1.845	14.16	92.040
7.75	0.273	1.848	14.13	95.377
7.0	0.265	1.855	14.10	98.700
7.25	0.256	1.856	14.07	100.977
7.5	0.248	1.860	14.04	105.300
7.75	0.241	1.867	13.99	108.422
8.0	0.234	1.872	13.96	111.680
8.25	0.227	1.873	13.95	114.077
8.5	0.221	1.878	13.91	118.235
8.75	0.215	1.881	13.89	121.537
9.0	0.209	1.883	13.86	124.740
9.25	0.204	1.887	13.84	128.020
9.5	0.199	1.891	13.81	131.195
9.75	0.194	1.893	13.80	134.550
10.0	0.190	1.900	13.75	137.500

Verlag von Carl Gerold's Sohn in Wien.

Hlubek, Anton, Dienstinstruction für Kesselheizer und Maschinenwärter. Plakat. Separatabdr. aus Hlubek's Verhaltungsregeln bei Dampfbetrieben etc. 40 Pfg.

Klingatsch, A., Die graphische Ausgleichung bei der trigonometrischen Punktbestimmung durch Einschneiden. Mit 4 farbigen Tafeln und 26 Holzschnitten im Text. gr. 8°. [48 S.] cart. 3 M.

Lindheim, Wilhelm von, Beiträge zur Beurtheilung der Lage der Eisenindustrie. gr. 8°. [38 S.] 80 Pfg.

Lindheim, Wilhelm von, Kohle und Eisen im Welthandel in den Jahren 1865—1876. Statistische Studie über Metallproduction und Metallverkehr. Mit 7 lithogr. Tafeln und 32 Tabellen. 4°. [84 S.] 10 M.

Lindheim, Wilhelm von, Die Production der Eisenwerke in Oesterreich und der Bedarf der österr.-ungar. Eisenbahnen. Mit 1 Karte der Eisenhütten und Eisenbahnen der österr.-ungar. Monarchie in Farbendruck. 4°. [68 S.] 6 M.

Lindheim, Wilhelm von, Lage und Aussichten der Eisenindustrie 1881 unter besonderer Berücksichtigung der Verhältnisse in Oesterreich-Ungarn. gr. 8°. [40 S.] 1 M. 20 Pfg.

Lindheim, Wilhelm von, Strassenbahnen in Belgien, Deutschland, Grossbritannien und Irland, Frankreich, Italien, Oesterreich-Ungarn, den Niederlanden, Niederländisch-Indien, der Schweiz und den verschiedenen Staaten von Amerika. Statistisches und Finanzielles unter besonderer Berücksichtigung der Wiener Verhältnisse. gr. 4°. [IV, 132 S.] 8 M.

Lorber, Franz, Das Nivelliren. Mit 97 in den Text gedruckten Figuren. Zugleich neunte, neu bearbeitete Auflage der theoretischen und praktischen Anleitung zum Nivelliren, von S. Stampfer. gr. 8°. [XVI, 608 S.] In Leinwandband 15 M.

Lorenz-Liburnau, Dr. Josef Ritter v., Die Donau, ihre Strömungen und Ablagerungen. kl. 8°. [VIII, 124 S.] Mit 49 Textabbildungen. cart. 3 M. 20 Pfg.

Mittheilungen aus dem Gebiete des Seewesens, herausgegeben vom k. k. hydrographischen Amte, Marine-Bibliothek. I.—XIX. Jahrg. à 12 Hefte. gr. 8°. 1873—1894. pro Jahrgang 12 M.
(Die Jahrgänge 1881 und 1884—1887 sind vergriffen.)

Verlag von Carl Gerold's Sohn in Wien.

Plener, Dr. Ernst von, Die englische Fabrikgesetzgebung. gr. 8°. [VI, 114 S.] 2 M. 40 Pfg.

Plener, Dr. Ernst von, Englische Baugenossenschaften. gr. 8°. [IV, 56 S.] 1 M. 60 Pfg.

Radinger, Johann, Ueber Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit. Dritte umgearbeitete, vielfach vermehrte Auflage. Mit 92 Holzschnitten im Text und 3 Tabellen. 8°. [XVI, 368 S.]
Lnwbd. 15 M.

Ausführliche Prospective gratis.

Reh, F., Lehrbuch der mechanischen Weberei für Textil-Gewerbe- und höhere technische Schulen. Zweite Auflage. Mit 306 Holzschn. gr. 8°. [VIII, 224 S.] 5 M.

Winkler, Dr. E., Professor an der königl. technischen Hochschule in Berlin, Vorträge über Brückenbau, gehalten an den technischen Hochschulen in Prag, Wien und Berlin. gr. 8°.

Theorie der Brücken:

1. Heft: Aeussere Kräfte der Balkenträger. Mit 256 Holzschn. und 6 lithogr. Taf. Dritte Auflage. gr. 8°. [VI, 356 S.] 8 M.
2. „ Theorie der gegliederten Balkenträger. Mit 234 Holzschnitten und 8 lithogr. Taf. Zweite Auflage. gr. 8°. [396 S.] 8 M. 40 Pfg.

Hölzerne Brücken:

1. Heft: Balkenbrücken. Mit 262 Holzschn. Zweite Auflage. gr. 8°. [VI, 198 S.] 3 M.

Eiserne Brücken:

4. Heft: Querconstructionen. Mit 565 Holzschn. Zweite Auflage. gr. 8°. [VII, 536 S.] 12 M.

Jedes Heft bildet ein für sich abgeschlossenes Ganze und wird einzeln abgegeben.

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inw.

5430

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000299085