

VI. Abschnitt.

Die Untersuchung der Dampfmaschine.

102. Der Indikator. In diesem Abschnitt sollen zunächst die gewöhnliche Art und Weise der Abnahme von Indikator diagrammen, sei es zum Zwecke der Bestimmung der indizierten Leistung der Maschine, oder zum Studium der Dampf-Verteilung und Wirkungsweise desselben im Cylinder, beschrieben, sowie jene Messungen erörtert werden, welche zur Ermittlung des thermischen Wirkungsgrades erforderlich sind. Einen weiteren Gegenstand dieses Abschnittes bildet die Bestimmung der effektiven oder Nutzarbeit einer Maschine, deren Verhältnis zur indizierten Arbeit den mechanischen Wirkungsgrad ergibt.

Das Indikator diagramm gibt, abgesehen von seinem Nutzen zur Ermittlung der Leistung, ein vollständiges Bild über die vier Vorgänge im Inneren des Cylinders der Maschine während eines Doppelhubes und zwar der Admission, Expansion, Ausströmung und Kompression, welche vereint mit dem Ausdrucke „Dampfverteilung“ bezeichnet werden; es gibt Aufschluß über eventuelle Fehler in der Funktion der Steuerorgane und ermöglicht auf diese Weise, die Mängel in der Dampfverteilung verbessern und beheben zu können. Wenn nebst dem Indikator diagramm auch die pro Kolbenhub verbrauchte Dampfmenge bekannt ist, dann hat man alle Mittel zur Hand, um die Wirkungsweise der Maschine analysieren, sowie den Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes und die Wechselwirkung von Dampf und Cylinderwandung in jedem beliebigen Stadium des Kolbenhubes bestimmen zu können.

Erfinder des Indikators war James Watt. Für den Ausbau der Dampfmaschine war der Indikator für Watt jedenfalls von größter Wichtigkeit und die Dampfmaschine würde kaum in solcher Vollendung aus seinen Händen hervorgegangen sein, wenn ihm dies Instrument gefehlt hätte. Watt hat daher auch diese Erfindung in großes Geheimnis gehüllt und sich dadurch jene Überlegenheit über seine Zeitgenossen gesichert, welche ja genugsam bekannt ist; erst nach seinem Tode, also vor

ca. 80 Jahren, gelangte dieses Instrument in andere Hände. Watt hatte dasselbe bereits so sehr vervollkommnet, daß längere Zeit nach seinem Tode wenig an der allgemeinen Anordnung geändert wurde; nur die hin- und hergehende Bewegung der ebenen Schreibtafel wurde von Mac Naught in die Oszillationsbewegung eines Schreibcylinders verwandelt. Weitere Verbesserungen, namentlich hinsichtlich der Bewegungsübertragung auf den Schreibstift in Berücksichtigung der stetig zunehmenden Kolbengeschwindigkeit und Umlaufzahl der Dampfmaschinen wurden von Richards, Thompson, Rosenkranz, Elliott, Wayne, Crosby u. a. gemacht.

Der Indikator besteht dem Wesen nach aus einem kleinen Dampfzylinder, in welchem sich ein Kolben möglichst leicht bewegt; durch eine Spiralstahldrahtfeder wird derselbe stets nach abwärts gedrückt. Der Indikatorzylinder wird durch ein unterhalb des Kolbens einmündendes Rohr mit dem einen oder anderen Ende des Maschinenzylinders verbunden, so daß der Dampf des Dampfzylinders freien Zutritt zu demselben hat und der Kolben des Indikators, den Druckschwankungen innerhalb des Maschinenzylinders folgend, sich auf- und abwärts bewegt; jeder Stellung desselben entspricht somit eine ganz bestimmte Spannung im Dampfzylinder. Diese Bewegung des Kolbens wird direkt oder indirekt auf einen Schreibstift übertragen, welcher sich somit auf- und abwärts bewegt, auf einem Blatt Papier, welches korrespondierend den Bewegungen des Kolbens der Maschine hin- und herbewegt wird, einen Linienzug, das Diagramm zeichnend. Bei dem Indikator von Watt und Mac Naught war der Schreibstift mit dem Indikatorkolben direkt verbunden, während Richards in seinem verbesserten Indikator die Bewegung des Kolbens durch einen Lenkermechanismus derart auf den Stift übertrug, daß dieselbe vergrößert auf dem Schreibblatte zum Ausdrucke kam. Diese Anordnung hat den Vorteil, daß ein Diagramm bestimmter Größe durch einen viel kleineren Hub des Indikatorkolbens als im anderen Falle gezeichnet werden kann, daher auch Fehler infolge der Trägheit des Kolbens entsprechend vermindert werden; speziell bei schnellgehenden Maschinen ist es von großer Wichtigkeit, die Trägheit des Kolbens und der mit demselben bewegten Teile des Schreibmechanismus möglichst zu vermindern, um nicht verzerrte, daher falsche Diagramme zu erhalten.

Richards wendete bei seinem Indikator zur Vergrößerung des Kolbenweges den bereits von Watt zur Geradföhrung der Kolbenstange bei Balanciermaschinen angewendeten, als Watt'sches Parallelogramm bekannten Lenkermechanismus an. Das Bestreben, den Indikator den Anforderungen des immer mehr um sich greifenden Schnellbetriebes, sowie der stetig zunehmenden Betriebsdampfspannung anzupassen, föhrte zu

einer Reihe neuerer Konstruktionen, welche sich die Verringerung der bewegten Massen, sowie die Vereinfachung der Bauart und Bedienung des Indikators zur Aufgabe stellen.

Eine der besten dieser Modifikationen des Richardschen Indikators ist der sogenannte Crosbyindikator Fig. 49 und 50.

Die Dampfspannung im Cylinder hebt den Kolben *F* (Fig. 50) unter gleichzeitiger Kompression der darüber befindlichen Feder und zwingt den Zeichenstift, durch Vermittlung des Lenkers sich in einer nahezu vollkommen geraden Linie um eine Strecke zu bewegen, welche proportional vergrößert, der Kompression der Feder und daher der Dampfspannung im Cylinder der Maschine entspricht. Gleichzeitig erhält die Papiertrommel *D*, auf welcher das Papier zur Verzeichnung des Diagrammes entsprechend aufgespannt ist, von dem Kreuzkopfe oder irgend einem anderen hin- und hergehenden Teil der Maschine durch die Schnur *C* die erforderliche Oszillationsbewegung; durch die Spiralfeder *E* innerhalb der

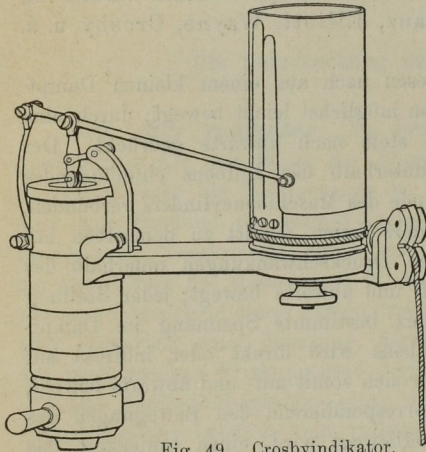


Fig. 49. Crosbyindikator.

Trommel, welche beim Anziehen der Schnur aufgewunden, somit gespannt wird, erfolgt die selbsttätige Rückdrehung der Trommel bei der rückläufigen Bewegung des Kolbens der Maschine. Der Raum über dem Indikator Kolben kommuniziert durch Öffnungen im Deckel *A* mit der Atmosphäre. Ein Hahn, welcher durch Vermittlung des in Fig. 50 ersichtlichen konischen Ansatzes und der Überwurfmutter mit dem Indikator dampfdicht verbunden wird, setzt den Raum unterhalb des Kolbens mit dem Cylinder der Maschine einerseits, sowie durch eine entsprechende Bohrung mit der Atmosphäre andererseits nach Belieben in oder außer Verbindung; bei der Verbindung dieses Raumes mit der Außenluft zeichnet der Stift die sogenannte atmosphärische Linie. Aus dieser Stellung bewegt sich der Indikator Kolben, die Feder ausdehnend, nach abwärts, sobald die Dampfspannung unter den Atmosphärendruck sinkt.

Jedem Indikator sind, den Abstufungen der Admissionsspannung entsprechend, mehrere Federn beigegeben und ist die Einrichtung so getroffen, daß die Feder leicht und rasch ausgewechselt werden kann. Die Federn sind den Spannungen, bis zu welchen sie verwendet werden

können, entsprechend numeriert und außerdem ist jeder Feder ein Maßstab für die Ordinaten (Drücke) des Diagrammes beigegeben. Die Richtigkeit dieser Maßstäbe soll vor Gebrauch des Indikators von Zeit zu Zeit kontrolliert werden, indem man den Indikator unter Dampf von verschiedener aber genau bestimmter Spannung ausprobiert; hierbei soll die Spannung nur schrittweise und zwar sowohl im zunehmenden als auch im abnehmenden Sinne geändert werden, um eventuelle Fehler infolge der Kolbenreibung konstatieren zu können, indem in solchen Fällen der Zeichenstift bei gleicher Dampfspannung bei der Abwärtsbewegung höher stehen würde, als bei der Aufwärtsbewegung desselben. Er-

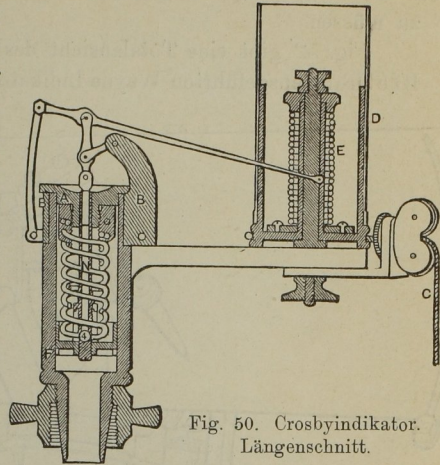


Fig. 50. Crosbyindikator.
Längenschnitt.

probung unter Wasserdruck ist nicht empfehlenswert, so lange nicht die Veränderungen der Elastizität der Federn unter wechselnder Temperatur genügend genau bekannt sind; die Federn sind gewöhnlich um 2—3% im kalten Zustande steifer als bei der Benützung unter Dampf, wobei sie eine Durchschnittstemperatur von ungefähr 100° C annehmen.

Um den Zeichenstift nach Belieben von dem Papier zurückziehen zu können, ist das Stück *BB* (Fig. 50), welches die Geradföhrung trägt, von dem Indikatorcylinder getrennt und um diesen drehbar ausgeführt; ein kleiner knopfartiger Handgriff (in Fig. 49 ersichtlich) dient diesem Zwecke; die Rückdrehung wird durch einen Anschlag begrenzt, damit der Stift nicht zu stark gegen das Papier gedrückt werden kann, was mangelhafte Diagramme infolge Festsetzen des Stiftes oder Zerreißen des Papiertes zur Folge hätte.

Fig. 51 zeigt eine andere Anordnung der Bewegungsübertragung auf den Zeichenstift, sowie der Feder, wie sie bei Indikatoren der Firma Elliott Brothers ausgeführt wird. Die Feder

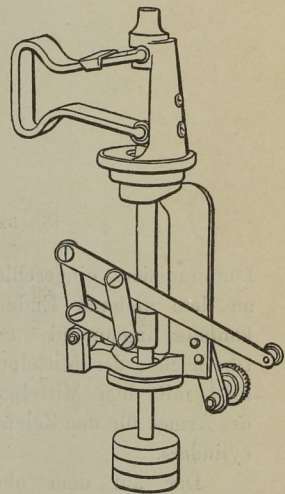


Fig. 51.

liegt hier außerhalb des Indikatorecyinders und ist zugleich so angeordnet, daß sie sehr leicht und bequem ausgewechselt werden kann, ohne mit dem durch Dampf erhitzten Teil des Indikators in Berührung kommen zu müssen.

Fig. 52 gibt eine Totalansicht des gleichfalls von der Firma Elliott Brothers ausgeführten Wayne-Indikators, welcher sich in der allgemeinen

Anordnung wesentlich von allen übrigen Indikatoren unterscheidet. Das Papier ist über eine Wiege aus Aluminium gespannt, welche eine vor- und rückwärtsgehende Bewegung besitzt; der Zeichenstift wird von einem radialen Arm getragen, welcher senkrecht zur geradlinigen Bewegung der Wiege hin- und herschwingt und seine Bewegung von der Achse eines oszillierenden Scheibenkolbens erhält; dieser Kolben ist in einer cylindrischen Kammer, welche mit dem Dampfeylinder

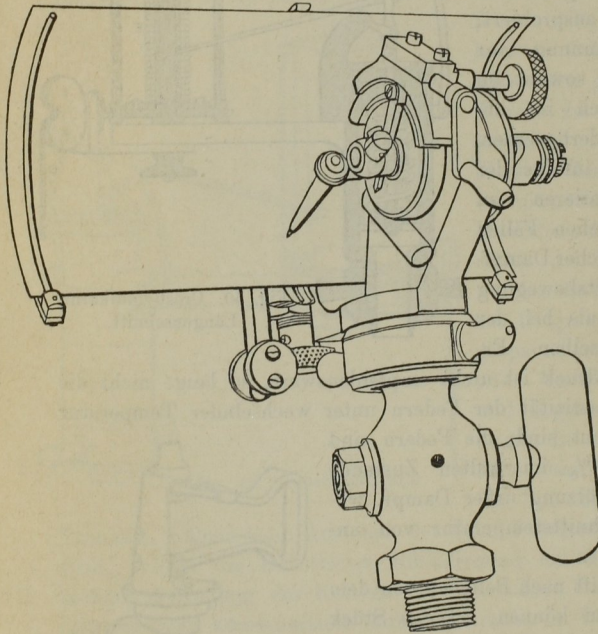


Fig. 52. Wayne-Indikator.

kommuniziert, eingeschlossen; die Feder zur Rückbewegung desselben ist an dem anderen Ende der oszillierenden Achse außerhalb der Dampfkammer angebracht. Das Zeichenpapier hat somit eine hohlcylindrische Oberfläche; der Mittelpunkt dieses Cylinders, beziehungsweise der Wiege, fällt mit dem Mittelpunkt der Oszillationsachse zusammen; die Länge des Armes für den Zeichenstift bildet daher den Halbmesser dieses Schreibcylinders.

Der auf dem oberen Teile der Dampfkammer ersichtliche Mechanismus hat den Zweck, die Bewegung des Zeichenstiftes auf ein beliebig kleines Maß einzuschränken, wenn irgend eine spezielle Partie des Diagramms eingehender untersucht werden soll; für den gewöhn-

lichen Gebrauch des Indikators kann dieser zusätzliche Mechanismus abgenommen werden.

Die Bewegung der Wiege gibt somit die Abscissen (Kolbenhubvolumen), die dazu senkrechte Bewegung des Zeichenstiftes die Ordinaten (Spannungen) des Indikatorgrammes. Dieser Indikator ist in jenen Fällen vorteilhaft zu verwenden, in welchen die Trägheit der gewöhnlichen Lenkermechanismen für die Bewegung des Zeichenstiftes Störungen der Bewegung desselben verursacht.

103. Bedingungen für das genaue Arbeiten eines Indikators.

Jeder Indikator muß, wenn er seinen Zweck, korrekte Diagramme zu liefern, erfüllen soll, zwei Bedingungen genügen: 1) muß die Bewegung des Zeichenstiftes beziehungsweise des Indikatorkolbens der Änderung der Dampfspannung im Arbeitscylinder proportional sein und 2) muß die Bewegung der Zeichentrommel proportional der Bewegung des Dampfkolbens sein.

Um der ersten Bedingung zu genügen, muß einerseits das den Indikator mit dem Dampfzylinder verbindende Rohr möglichst kurz und genügend weit, andererseits die Einmündung desselben in den Cylinder so situiert sein, daß die Spannung an dieser Stelle nicht durch die kinetische Energie des in den Cylinder einströmenden Dampfes beeinflußt wird. Häufig werden von beiden Cylinderseiten Diagramme in der Weise abgenommen, daß man den Indikator in der Mitte des Cylinders anbringt und durch Röhren mit den Enden desselben verbindet; diese Anordnung, welche für kleinere Cylinder recht zweckmäßig ist und genügend genaue Diagramme gibt, ist jedoch für größere und große Maschinen nicht empfehlenswert, weil die Verbindungsrohre ihrer bedeutenden Länge wegen zu Fehlern Veranlassung geben können. Zur Indizierung großer Maschinen bedient man sich daher mit Vorteil zweier Indikatoren, deren jeder möglichst direkt mit dem betreffenden Ende des Cylinders zu verbinden ist. Hat man nur einen Indikator zur Verfügung, dann müssen die Diagramme zuerst von der einen und dann durch Übersetzen des Instrumentes von der anderen Cylinderseite genommen werden; die erstere Methode ist jedoch der letzteren insofern vorzuziehen, als man zu beiden Cylinderseiten gleichzeitig abgenommene Diagramme erhält, was namentlich für den Vergleich der Dampfverteilungsverhältnisse vor und hinter dem Kolben von Vorteil ist. Eine in diesem Sinne mangelhafte Verbindung des Indikators mit dem Cylinder hat zur Folge, daß die Spannung im Indikator hinter jener im Cylinder zurückbleibt, die Diagramme daher zu schmal werden.

Die erste Bedingung korrekter Funktion eines Indikators wird ferner

auch durch die Reibung des Kolbens, die Reibung in den Gelenken der Geradföhrung des Zeichenstiftes, sowie dessen Reibung am Papiere nachteilig beeinflusst. Der Kolben muß sich vollkommen frei und möglichst reibungslos bewegen; jede Packung ist daher ausgeschlossen und der eventuell um den Kolben infolge Undichtheit entweichende Dampf muß durch den Cylinderdeckel ungehindert abziehen können. Der Zeichenstift soll nicht stärker gegen das Papier gedrückt werden, als zur Erreichung eines deutlichen Linienzuges erforderlich ist. Bei sorgfältigem Gebrauche eines gut ausgeführten Indikators sind die Eigenreibungen so gering, daß sie tatsächlich ohne Einfluß auf das Diagramm bleiben.

Eine andere Quelle nachteilig wirkender Einflüsse ist die Trägheit der bewegten Massen, wodurch diese Teile in Oszillation kommen, sobald der Indikatorkolben plötzlich seine Lage ändert. Diese Schwingungen erzeugen im Diagramm wellenförmige Linien, namentlich bei schnelllaufenden Maschinen und geringer Eigenreibung des Instrumentes; man ersetzt dieselben dann durch eine von Hand aus eingezeichnete mittlere kontinuierliche Kurve. Um dieses Peitschen des Zeichenstiftes namentlich bei schnellgehenden Maschinen tunlichst zu verringern, müssen steife Federn und möglichst leichte Lenker behufs Geradföhrung des Stiftes verwendet werden. Fehlerhafte Diagramme können auch durch lockere Scharniere, welche mit Spielraum arbeiten, verursacht werden. Schließlich muß darauf geachtet werden, daß die Feder niemals bis zur Elastizitätsgrenze belastet werde, damit die Bewegung derselben stets proportional zur Dampfspannung bleibe.

Bezüglich der Bewegung der Zeichentrommel ist zunächst dafür zu sorgen, daß die Bewegung des Dampfkolbens auf die wünschenswerte Länge des Diagramms reduziert werde; es muß dies in vollkommen genauer Weise geschehen, sodaß die relativen Wege des Zeichenstiftes auf dem Papier ein genaues Bild des Kolbenweges geben. Dies kann auf verschiedene Art, entweder durch einfache Hebelübersetzungen oder durch eigene Apparate, den sogenannten Hubverminderungs- oder Reduktions-Apparaten erfolgen. Diese bestehen zumeist aus zwei auf ein- und derselben Achse angebrachten Rollen, deren größere von irgend einem mit dem Kolben der Maschine identisch oder proportional bewegten Teile mittels einer darum gelegten Schnur bewegt wird, während die kleinere Rolle durch Vermittlung einer zweiten Schnur die Bewegung des Papiercylinders besorgt.

Die Durchmesser dieser beiden Rollen müssen selbstverständlich dem Kolbenwege und der Diagrammlänge proportional sein. Um für verschiedene Maschinen beziehungsweise verschiedene Hublängen wenigstens annähernd gleiche Diagrammlängen zu erhalten, wird jedem Hubreduk-

tionsapparat eine Anzahl ungleicher kleinerer Rollen beigegeben. Diese Apparate sind im allgemeinen den schwingenden Hebeln, komplizierten Differentialrollen, Pantographen etc. vorzuziehen.

Die Bewegungsübertragung und Reduktion durch einfache Schwinghebel, wie beispielsweise in Fig. 53 skizziert, erfolgt zwar nicht mathematisch genau, hat jedoch den Vorteil großer Einfachheit, sowie des Wegfalles aller zarten, sich leicht und rasch abnützenden Teile für sich.

Auf eine fixe Drehachse A wird ein Hebel AB aufgehängt, dessen Ende B durch eine kurze Lenkerstange mit dem Kreuzkopfe C verbunden ist. Der Schreibcylinder des Indikators erhält seine Bewegung von irgend einem entsprechend gewählten Punkte D des Schwinghebels AB , durch Vermittlung einer Schnur, welche nötigenfalls noch über Rollen zu führen ist. Um die Schreibtrommel ein- oder ausschalten zu können, empfiehlt sich die Anbringung einer Nut im Hebel AB , wie aus der kleinen Seitenskizze bei D zu ersehen, in welche die mit einem Haken versehene Schnur eingehängt wird; will man die Schreibtrommel aushängen, dann schiebt man den Haken einfach aufwärts nach A . Damit die Bewegungsübertragung des Anlenkpunktes C auf den Punkt D möglichst genau erfolge, mache man die Länge des Schwinghebels AB wesentlich größer als die Hubstrecke des Punktes C .

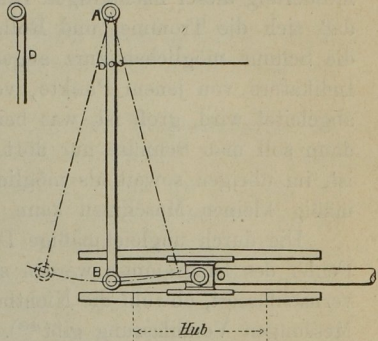


Fig. 53.

Eine andere Anordnung des Schwinghebels besteht darin, daß man mit Hinweglassung des Zwischengliedes BC das Ende B des Hebels direkt an den Kreuzkopf anlenkt und den Zapfen A auf einem Gleitstück befestigt, welches sich bei der hin- und hergehenden Bewegung des untern Hebelendes B zwischen fixen Gleitschienen auf- und abverschiebt. Es ist dies in geometrischer Beziehung eine bessere Anordnung, erfordert jedoch zur Vermeidung toter Bewegung bei A einer sorgfältigen Ausführung.

Wenn aber auch auf ein oder die andere Weise die Schnur, welche die Bewegung auf die Papiertrommel überträgt, mit der Kolbenstange so verbunden ist, daß sie die Bewegung desselben genau kopiert, so kann trotzdem die Bewegung der Trommel ungenau werden, zufolge der veränderlichen beziehungsweise nicht genau konstanten Schnurlänge. Die Veränderung der Spannung der Schnur verursacht Änderungen der Dehnung derselben und wenn die Schnur lang ist, können hierdurch wesent-

liche Fehler im Diagramm entstehen. Die Dehnung der Schnur wird beeinflußt durch den veränderlichen Widerstand der Trommelfeder, durch die Veränderungen der Winkelgeschwindigkeit der Trommelbewegung und durch die Reibung der Trommel sowie der eventuell vorhandenen Führungsrollen der Schnur. Die beiden ersten Ursachen können sich in ihrer Wirkung gegenseitig aufheben, die Reibung der Trommel hat jedoch zur Folge, daß die Schnur während der Vorwärtsbewegung länger wird, als während der Rückdrehung der Trommel, da bei dieser Bewegung die Reibungswiderstände nicht durch die Schnur, sondern durch die Feder direkt überwunden werden müssen. Es ist daher zur tunlichsten Verminderung dieser nachteiligen Einflüsse von Wichtigkeit darauf zu achten, daß sich die Trommel und Rollen leicht und gleichmäßig bewegen und die Schnur möglichst kurz angeordnet wird. Wenn die Entfernung des Indikators von jenem Punkte, von welchem die Bewegung der Trommel abgeleitet wird, groß ist, was bei großen Maschinen zumeist der Fall ist, dann soll man Schnüre nur dort verwenden, wo Biegsamkeit erforderlich ist, im übrigen soweit als möglich stärkeren Draht; selbst bei verhältnismäßig kleinen Maschinen kann Draht mit Vorteil verwendet werden*).

Die durch ungleichmäßige Dehnung langer Schnüre hervorgerufenen Fehler des Diagrammes werden sehr häufig bei Abnahme von Versuchen vernachlässigt, obwohl die Nichtbeachtung derselben zu direkt unrichtigen Messungen Veranlassung gibt**).

Alle Schnüre müssen vor ihrer Verwendung derart gestreckt werden, daß sie während des Versuches keine bleibende Verlängerung erfahren; geflochtene, nicht gedrehte Schnüre sind besonders zu empfehlen; die gedrehten Schnüre verdrehen sich bei wechselnden Zugkräften.

104. Anleitung zur Abnahme von Indikatordiagrammen.

Bei der Abnahme von Indikatordiagrammen mögen die nachstehenden Bemerkungen von Nutzen sein. Bevor der Indikator in Gebrauch genommen wird, überzeuge man sich, ob derselbe rein und in jeder Beziehung in Ordnung ist; der Kolben soll sich sehr leicht bewegen; die Gelenke müssen mit feinem Öl geschmiert und genügend schlaff sein, um Reibung zu vermeiden, doch keinesfalls so schlaff, daß der Zeichenstift schüttelt; die Spitze des Stiftes muß scharf und derselbe so adjustiert

*) Siehe als Beispiel das Arrangement, welches von Prof. Reynolds bei der Versuchsmaschine zu Owens College, wobei die Länge der Schnur auf einige Zoll reduziert ist, getroffen wurde (*Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, Vol. XC, 1889).

***) Siehe die Besprechung der Fehlerquellen der Indikatoren und darauf bezüglicher Untersuchungen von Prof. Reynolds und Brightmore: *Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, 1896.

sein, daß er leicht gegen das Papier drückt. Die Schreibtrommel muß sich gleichfalls frei bewegen, ohne toten Gang; die Spindel derselben erfordert zeitweilige Ölung.

Die Indikatorfeder muß nach der Admissionsspannung und der Umlaufszahl der Maschine gewählt werden; für raschlaufende Maschinen wähle man entsprechend steifere Federn, damit die Oszillationsbewegungen des Zeichenstiftes nicht zu heftig werden; ist dies bei ein oder dem anderen Diagramme trotzdem der Fall, dann muß man ein neues Diagramm mit steiferer Feder abnehmen, da das Einzeichnen einer mittleren Linie zwischen Wellenberg und Wellental des verpeitschten Diagrammes kein genügend genaues Diagramm gibt.

Bei Auswechslung einer Indikatorfeder muß darauf géachtet werden, daß die Feder mit dem Kolben ohne Spielraum oder totem Gang verbunden ist.

Bei Anbringung des Indikators am Cylinder beziehungsweise Befestigung desselben durch Vermittlung der Überwurfmutter an den Hahn, achte man darauf, daß der Handgriff desselben durch die Stellung der Überwurfmutter nicht in der freien Bewegung gehindert werde. Ferner soll die Schnur zur Bewegung der Trommel in ihrer Mittellage senkrecht zur Richtung des Hebels stehen und ihre Länge so eingestellt werden, daß die Trommel bei ihrer Oszillationsbewegung weder vorn noch rückwärts anschlägt, sich somit vollkommen frei bewegt; sollte die Trommel in einem oder dem anderen Sinne anschlagen, dann ist die Schnur zu kurz oder zu lang; stößt die Trommel beiderseits an, dann ist ihr Hub zu groß und der Anlenkpunkt der Schnur muß mehr gegen den Stützpunkt des Hebels verschoben werden.

Die Papiertrommel soll nicht unnütz spielen; man löse dieselbe daher nach Abnahme des Diagrammes aus und setze sie erst wieder in Tätigkeit, sobald ein neues Papier aufgezogen ist. Das Papier soll glatt und ohne Falten oder Runzeln aufgezogen sein; auch achte man darauf, daß der umgebogene Rand desselben den Lenker nicht streift und in seiner freien Bewegung hindert.

Vor Abnahme eines Diagrammes wärme man den Indikator und das Anschlußrohr durch Dampf an, drücke dann den Stift leicht gegen das Papier und zwar solange, bis ein vollständiges Diagramm gezeichnet ist; dann ziehe man den Zeichenstift zurück, schließe den Hahn, der zu dem betreffenden Cylinder führt und öffne den Hahn der anderen Cylinderseite (falls ein Indikator zum Indizieren beider Cylinderseiten benützt wird), drücke neuerdings den Zeichenstift gegen das Papier und nehme auf diese Weise das andere Diagramm. Nun schließe man die Verbindung des Indikators mit dem Cylinder, stelle die Verbindung desselben mit der

Außenluft her und zeichne die atmosphärische Linie; damit ist das Doppel-
diagramm vollendet.

Die Trommel schalte man nun in bekannter Weise aus, ziehe das
Papier ab und bezeichne die Diagramme hinsichtlich der korrespondierenden
Cylinderseite, notiere auf denselben die Nummer der Federskala, die
Tourenzahl der Maschine, eventuell Tag und Stunde der Abnahme und
andere wünschenswerte Daten, als korrespondierende Kesselspannung,
Vakuum im Kondensator etc.

105. Berechnung der indizierten Leistung. Das Kolbendiagramm
gibt die Drücke und deren Veränderlichkeit an, welche während
eines Doppelhubes des Kolbens auf einer Kolbenseite auftreten. Nachdem
unter normalen Verhältnissen die Drücke und Gegendrücke auf beiden
Kolbenseiten ziemlich gleichwertig sind, kann man die vom Diagramm
eingeschlossene Fläche als nahezu direkt proportional der auf den Kolben
während eines Hubes übertragenen Arbeit annehmen; strenge genommen
müßten die aktiven Drücke vor dem Kolben mit den gleichzeitig auf-
tretenden passiven Drücken hinter dem Kolben kombiniert werden.

Die Diagrammfläche gibt die pro Kolbenhub und Quadratcentimeter
der wirksamen Kolbenfläche auf den Kolben übertragenen Arbeit. Die
Diagrammfläche bestimmt sich aus der mittleren Höhe (Ordinate) des
Diagrammes und der Länge des Kolbenhubes; diese mittlere Höhe ist der
resultierende mittlere, konstant wirksam gedachte Arbeitsdruck, welcher
während eines Hubes auf den Kolben wirkend die gleiche Arbeit ver-
richten würde, wie die wechselnden Drücke, die das Diagramm angibt.
Man nennt diese mittlere Höhe den **mittleren wirksamen Dampfdruck**; die-
selbe kann auf verschiedene Weise bestimmt werden. Die zur Zeit ge-
naueste Methode besteht in der Bestimmung der Diagrammfläche und
Teilung derselben durch die Diagrammlänge; diese Flächenbestimmung
geschieht am zweckmäßigsten mittelst eines Planimeters. Die Anwendung
des Planimeters ist in allen Fällen sehr zu empfehlen, wo der Maßstab
der Ordinaten konstant ist; weist jedoch die Indikatorfeder eine gleiche
Maßabteilung nicht auf, dann ist das Planimetrieren nicht zu empfehlen,
weil die Resultate mitunter von der Wirklichkeit bedenklich abweichen können.

Gebräuchlicher ist die Bestimmung der mittleren Höhe durch Zer-
legung der Diagrammfläche in eine beliebige Anzahl gleichbreiter Felder;
man verfährt dabei in der Weise, daß man die Basis des Diagrammes
mit Hilfe eines gewöhnlichen Maßstabes oder eines sogenannten Rostrates
(Parallellineal) gewöhnlich in 10 gleiche Teile teilt, durch die Teilpunkte
selbst oder in der Mitte jedes dieser Teile zur atmosphärischen Linie
Senkrechte zieht und entweder nach der Simpsonschen oder einer anderen

Formel die mittlere Länge dieser Ordinaten bestimmt. Die Längen der einzelnen Ordinaten werden entweder durch die den Indikatoren beigegebenen Maßstäbe oder durch einen gewöhnlichen Maßstab gemessen; im letzteren Falle muß die gefundene mittlere Ordinatenlänge noch mit der Skalanummer der benützten Indikatorfeder multipliziert werden.

Sei p_m dieser mittlere wirksame Vorderdampfdruck, p_m' der mittlere wirksame Dampfdruck auf der anderen Kolbenseite in kg/qcm, a und a' die korrespondierende wirksame Kolbenfläche in qcm, ferner l in Metern die Länge des Kolbenhubes, dann ist die pro Doppelhub beziehungsweise pro Umdrehung der Kurbel geleistete indizierte Arbeit

$$l(p_m a + p_m' a') \text{ kgm};$$

die bei n Umdrehungen in der Minute geleistete Arbeit

$$nl(p_m a + p_m' a') \text{ kgm};$$

endlich die sekundliche Arbeit in PS_i ausgedrückt

$$N_i = \frac{nl(p_m a + p_m' a')}{60 \times 75}.$$

Gewöhnlich sind a und a' nahezu gleich, namentlich bei Maschinen mit durchgehender Kolbenstange; man kann daher an Stelle des Klammerausdruckes das Mittel dieser Werte $\left(\frac{a + a'}{2}\right)$ mit $(p_m + p_m')$ multiplizieren. Hat man viele Diagramme einer Maschine zu berechnen, dann empfiehlt es sich, den Ausdruck $\frac{l(a + a')}{2 \times 4500}$ als einen konstant bleibenden Faktor zu rechnen und denselben für jedes Diagrammpaar mit $n(p_m + p_m')$ zu multiplizieren, um die indizierte Leistung zu ermitteln.

106. Beispiele von Indikator diagrammen. Fig. 54 zeigt ein Paar Indikator diagramme einer Eincylinder-Corlißkondensationsmaschine

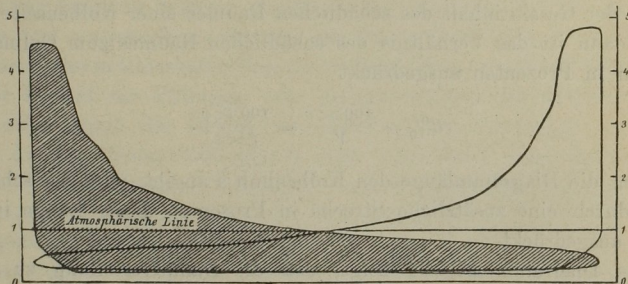


Fig. 54. Indikator diagramme einer Corlißmaschine.

kleiner Füllung und geringer Admisionsspannung. Die Dampfdrücke sind in kg/qcm eingetragen. In diesen Diagrammen sowie in allen folgenden

ist die Linie des absoluten Vakuums sowie die dem schädlichen Raume entsprechenden Grenzordinaten eingezeichnet.

Die Vakuumlinie würde der Indikator schreiben, wenn unter dem Kolben absolutes Vakuum bestünde. Der Abstand dieser Linie von der Atmosphärenlinie, zu 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 bei ein und derselben Feder die Lage des absoluten Vakuums sich ändern.

Für einen Barometerstand von 76 cm (28,075 Pariser oder 29,92 englische Zoll) beträgt der Druck einer Atmosphäre 1,033 kg/qcm (14,696 englische Pfund pro Quadratzoll). Ändert sich der Barometerstand, so ist für genaue Untersuchungen die Korrektur des Vakuums nötig.

Für das Maß des Vakuums gilt stets die effektive Atmosphäre, während für den Überdruck die neue Atmosphäre d. i. 1 kg auf 1 qcm angenommen wird; eine neue Atmosphäre ist gleich 0,968 alten Atmosphären (14,223 englische Pfund pro Quadratzoll).

In nahezu allen praktischen Fällen werden jedoch die Differenzen des Vakuums bei geändertem Barometerstande ungemein klein und können zumeist vernachlässigt werden, namentlich wenn man berücksichtigt, daß in der Regel der Barometerstand etwas geringer als 76 cm, die alte Atmosphäre hingegen größer als die neue ist; es tritt also von selbst ein gewisser Ausgleich ein.

Sei d der Durchmesser des Cylinders der zu untersuchenden Maschine, δ der Durchmesser der Kolbenstange, s der Kolbenhub, in beliebigem Maßstabe gemessen, dann ist die wirksame Kolbenfläche $f = \frac{\pi}{4} (d^2 - \delta^2)$ Quadrateinheiten und das Cylinderhubvolumen $V = f \times s$ Kubikeinheiten. Betrage der Gesamtinhalt des schädlichen Raumes einer Kolbenseite v Einheiten, dann ist das Verhältnis des schädlichen Raumes zum Cylinderhubvolumen in Prozenten ausgedrückt

$$\sigma\% = \frac{100 \times v}{V} = \frac{100 \times v}{f \times s}.$$

Nachdem die Diagrammlänge den Kolbenhub s angibt, wird der schädliche Raum durch eine zusätzliche Strecke in Prozenten dieser Länge im Diagramm ausgedrückt.

Das Diagramm Fig. 54 zeigt, daß die Dampfverteilung zu beiden Cylinderseiten ziemlich gleichförmig war; die Kompression würde vorteilhafterweise zu vergrößern sein. Zeichnet man durch den Anfangspunkt der Expansion unter Annahme eines normalen Feuchtigkeitsgehaltes eine Adiabate, dann sieht man, daß die Expansionslinie des Indikator-

grammes anfänglich unter der Adiabate liegt, sich jedoch später über dieselbe erhebt als Folge der eingetretenen Wiederverdampfung des Kondensates (§ 83).

Figg. 55 und 56 mögen als Beispiel der Indikatordiagramme einer

kleineren Compoundmaschine mit Schiebersteuerung dienen; Fig. 55 gibt die Diagramme des Hochdruck-, Fig. 56 jene des Niederdruckcyinders. Die Diagramme zeigen, daß diese Maschine hinsichtlich der Dampfverteilung in jeder Beziehung gut funktionierte; der Übergang aus der Admissionslinie in die Expansionslinie ist genügend scharf, der Beginn der Ausströmung und Kompression ist deutlich

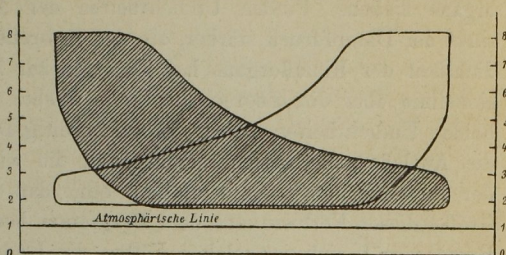


Fig. 55.

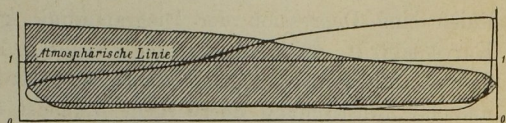


Fig. 56.

markiert, die Ausströmung erfolgt frei ohne merkbare Drosselung. Andere Beispiele von Compoundmaschinen werden an späterer Stelle besprochen werden.

Was den Verlauf der einzelnen Linien eines guten Indikatordiagrammes betrifft, so soll die die Dampfeinströmung darstellende Linie, die sogenannte Einströmlinie, nahezu vertikal verlaufen, da die Eröffnung des Dampfeinlasses meist in der Nähe des toten Punktes und zwar vor demselben beginnt. Nach-einströmung kann im Systeme der Steuerung oder aber in schlecht unterhaltenen und ausgelaufenen Steuerungen durch toten Gang in den Bolzen, Scharnieren oder in fehlerhafter Dampfverteilung überhaupt ihren Grund haben.

Der Verlauf der Füllungs- oder Admissionslinie soll möglichst horizontal sein, damit der Dampf mit seiner vollen Spannung gegen den Kolben drücke; häufig fällt jedoch diese Linie mehr oder minder stark ab. Die Ursache dieser Erscheinung ist Drosselung des Dampfes infolge zu geringer Durchgangsquerschnitte bei gegebenem Cylinderdurchmesser und gegebener Kolbengeschwindigkeit.

Der Verlauf der Expansionslinie verglichen mit der Adiabate gesättigten Dampfes wurde bereits früher mit einigen Worten erörtert. Den tatsächlichen Verhältnissen des in einem Dampfzylinder expandierenden Dampfes liegt die isothermische Kurve konstanter Temperatur näher als die Adiabate, und da sich diese sehr leicht konstruieren läßt, so wird sehr

häufig das Studium der Expansionslinie des Indikatorgrammes unter Zugrundelegung der Mariotte vorgenommen.

Aus dem Verlaufe der wirklichen Expansionslinie gegenüber der isothermischen Kurve läßt sich ein Schluß auf das Dichtsein der Steuerorgane ziehen. Finden Undichtheiten der Ausströmorgane statt, dann sinkt der Dampfdruck stärker, als der theoretischen Linie entspricht. Undichtheit der Einlaßorgane hat hingegen zur Folge, daß sich die Expansionslinie über die theoretische Linie erhebt. Summieren sich jedoch die beiden Undichtheiten derart, daß gleichzeitig Dampf nachströmt und durch die Auslaßorgane abzieht, dann kann die wirkliche Expansionslinie mit der theoretischen zusammenfallen, ohne daß man in der Lage wäre, die Größe dieser Verluste aus dem Diagramm beurteilen zu können. In der Regel verrät sich in solchen Fällen die Undichtheit dadurch, daß beim Zusammenfallen des Anfangs- und Enddruckes der beiden Expansionslinien eine Depression der Diagrammlinie gegenüber der theoretischen Kurve eintritt, da zu Beginn der Expansion die Verluste infolge der undichten Ausströmung, gegen Ende derselben jedoch die Verluste durch undichte Einströmung überwiegen. Zumeist üben die Undichtheiten der Einlaßorgane, wenn sie nicht verhältnismäßig sehr bedeutend sind, auf den Verlauf der Expansionslinie durch Erhöhung der Endspannung keinen merklichen Einfluß; während der Ausströmperiode nehmen sie jedoch infolge der großen Druckdifferenz bedeutend zu; andererseits zieht der Dampf ganz ohne nützliche Arbeit zu verrichten, den Gegendruck steigend beziehungsweise das Vakuum vermindern, vom Cylinder nahezu ohne Kontrolle ab.

Sobald mit Ende der Expansion die Ausströmung geöffnet wird, beginnt die Ausström- beziehungsweise Gegendrucklinie; der Verlauf derselben steht im innigen Zusammenhange mit dem Charakter der Maschine, doch läßt sich hierfür keine allgemein gültige Regel angeben. Bei Einfachexpansionsmaschinen soll nach erfolgter Ausströmeröffnung der Dampfdruck im Inneren des Cylinders so rasch als möglich auf sein Minimum sinken und die Gegendrucklinie parallel und im geringsten Abstände von der atmosphärischen beziehungsweise Nulllinie verlaufen.

Die Kolbenstellung bei welcher der Austritt beginnt, sollte möglichst nahe dem Hubende liegen; sie ist jedoch teils durch die Kolbengeschwindigkeit und die Ausströmverhältnisse, teils durch die Art und Weise der Steuerung bedingt, so daß sich auch in dieser Beziehung keine Norm als Kennzeichen einer gut funktionierenden Maschine aufstellen läßt.

In dem Momente als der Austritt des Dampfes geschlossen wird, beginnt die Kompression des im Cylinder zurückgebliebenen Dampfes. Auf den Verlauf und Enddruck der Kompression sind außer der Dauer der-

selben die Höhe des Gegendruckes mit Schluß der Ausströmung, die Beschaffenheit des rückständigen Dampfes, sowie die Größe des schädlichen Raumes von Einfluß; die theoretische Kompressionskurve kann daher genau nur von Fall zu Fall bestimmt werden, doch legt man derselben gewöhnlich die Mariotte zu Grunde.

Durch die Kompression wird die effektive Gesamtfläche des Diagrammes, somit der mittlere wirksame Dampfdruck, beziehungsweise die indizierte Arbeit der Maschine verringert; andererseits nimmt aber auch die pro Pferdekraftstunde benötigte Dampfmenge mit zunehmender Kompressionsendspannung ab. Bei rasch umlaufenden Maschinen findet ferner durch das allmähliche Anwachsen des Druckes vor dem Hubwechsel ein ruhiger Ausgleich des Dampfdruckes statt, was einen stoßfreien mehr oder minder weichen und ruhigen Gang der Maschine zur Folge hat.

Indikatordiagramme werden auch öfters aufgenommen, um das Spiel der Einlaßventile bei Ventilmaschinen oder die Wirkungsweise des Schiebers bei Schiebermaschinen klar zu legen; erstere nennt man Ventilerhebungsdiagramme, letztere Schieberdiagramme. Schieberdiagramme erhält man, indem man den Indikator derart installiert, daß sein Kolben den Drücken im Dampfzylinder ausgesetzt ist, während der Papierzylinder von der Schieberstange Bewegung erhält; diese Diagramme sind speziell auch geeignet, die im gewöhnlichen Cylinderdiagramm am toten Punkt liegenden Einströmverhältnisse zu verdeutlichen, da dieselben hier in der Nähe der Hubmitte liegen. Leitet man die Bewegung der Papiertrommel wie gewöhnlich von der Bewegung des Kolbens, die Bewegung des Indikator- kolbens jedoch von der Bewegung des Steuerorgans (Schieber, Ventil) ab, dann erhält man die kombinierten Schieberbewegungs- beziehungsweise Ventilerhebungsdiagramme; dieselben stellen nur Wege, somit keine Arbeit dar. Erstere

haben die Form einer geneigten Ellipse, letztere sind von einer Geraden (Ventilschluß) rasch aufsteigende und gegen diese mehr oder weniger steil abfallende Kurven.

Zur Bestimmung der Leergangswiderstände resp. des Leergangsdampfverbrauches nimmt man zumeist Diagramme bei unbelasteter, also

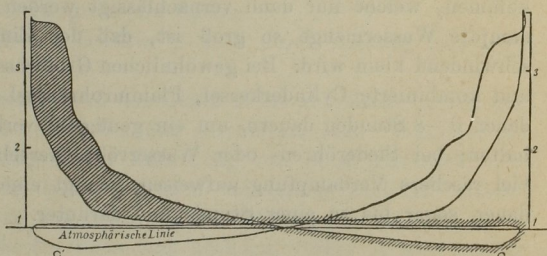


Fig. 57.

nach außen keine Arbeit abgebender Maschine. Fig. 57 sind ein Paar Diagramme einer Corlißkondensationsmaschine, aufgenommen bei ausgehängter

Kondensation; der Auspuff erfolgte in die Atmosphäre; die Expansionsendspannung war kleiner als der Atmosphärendruck, daher bei Eröffnung der Auslaßorgane der Druck im Inneren wieder hinaufging (C, C' in Fig. 57). Die Schlinge des Diagramms stellt daher negative Arbeit dar; der Überschuß der positiven Arbeit gibt somit die zur Überwindung der Reibungswiderstände der Maschine aufgewendete Dampfarbeit. Solche Leergangdiagramme können gleichzeitig zur Untersuchung der Steuerorgane benützt werden, da sich eine Undichtheit derselben gerade in solchen Diagrammen sehr erkenntlich machen würde*).

107. Thermodynamische Untersuchungen. Bestimmung des Dampfverbrauches durch Messung des Speisewassers. Wenn eine Maschine auf ihren thermischen Wirkungsgrad untersucht werden soll, dann wird für den Vergleich mit der geleisteten Arbeit entweder die zugeführte oder abgeführte Wärme durch Messung bestimmt. Gewöhnlich wird die zugeführte Wärmemenge gemessen; es giebt jedoch Fälle, wo diese Bestimmungsmethode unpraktisch und die Messung der abgeführten Wärmemenge leichter durchführbar ist; in allen Fällen ist jedoch die letztere Methode eine wertvolle Kontrolle der ersteren und es wurden viele sehr zufriedenstellende Versuche sowohl nach der einen als auch nach der anderen Methode durchgeführt.

Um die zugeführte Wärme zu bestimmen, wird die von der Maschine verbrauchte Dampfmenge gemessen und zwar durch Messung jener Wassermenge, welche während einer gewissen Zeit in den Kessel gespeist werden muß, um den Wasserstand in demselben konstant zu erhalten. Man wähle die Beobachtungsdauer nicht zu kurz, nachdem durch die unvermeidliche Ungenauigkeit bei Ablesung des Wasserstandes Fehler in die Messung kommen, welche nur dann vernachlässigt werden können, wenn die verdampfte Wassermenge so groß ist, daß der Einfluß dieser Fehler verschwindend klein wird. Bei gewöhnlichen Großwasserraumkesseln (einfache und kombinierte Cylinderkessel, Flammrohrkessel etc.) soll die Versuchsdauer 6—8 Stunden dauern, um ein genügend verlässliches Resultat zu erhalten; bei Siederöhren- oder Wasserröhrenkesseln, welche zumeist eine viel raschere Verdampfung aufweisen, genügt eine viel kürzere Versuchsdauer, sogar bis zu einer Stunde und darunter.

*) Neuere deutsche Litteratur über Indikatoren: Haeder, *Der Indikator*, 3. Aufl., 1900. — Pichler, *Der Indikator und sein Diagramm*, 2. Aufl., 1895. — Rosenkranz, *Der Indikator und seine Anwendung, mit spezieller Beziehung auf den Indikator nach Richards*, 6. Aufl., 1901. Ältere Litteratur: Schäffer und Budenberg, *Über Indikatoren und deren Verwendung bei Prüfung von Dampfmaschinen*, 1883. — Völkers, *Der Indikator*, 2. Aufl., 1878.

Besondere Sorgfalt soll darauf verwendet werden, daß mit Ende des Versuches dieselben Verhältnisse hergestellt sind, wie zu Beginn desselben; wenn z. B. bei Beginn des Versuchs die Speisepumpe tätig war, so soll sie mit Schluß desselben unter den gleichen Voraussetzungen arbeiten; ferner soll die Dampfspannung zu beiden Zeiten dieselbe sein etc. Unter diesen Voraussetzungen kann bei einem bestimmten Wasserstande angenommen werden, daß sich mit Ende des Versuches im Kessel wieder dieselbe Wassermenge befindet, wie zu Beginn desselben, die während der Dauer des Versuches gespeiste Wassermenge somit jener Dampfmenge gleich ist, die innerhalb derselben Zeit dem Kessel entnommen wurde. Wenn keine Undichtheiten vorhanden sind, die Sicherheitsventile nicht abgeblasen haben, oder Dampf auf andere Weise dem Kessel entzogen wurde, dann entspricht die gespeiste Wassermenge der von der Maschine innerhalb dieser Zeit verbrauchten Dampfmenge.

Beistehende Skizze Fig. 58 zeigt eine zweckmäßige Anordnung zur Messung der Speisewassermenge. Ein kleineres Gefäß *A* ist über einem größeren *B* so angeordnet, daß dessen Inhalt in letzteres abgelassen werden kann. Das obere Gefäß *A* ist mit einem Wasserstandsglase, das untere mit einer Marke oder einem Zeiger *D* ausgestattet; das Abflußrohr des oberen Gefäßes ist durch einen Hahn oder ein Ventil abschließbar; desgleichen das Rohr *F*, durch welches das Gefäß *A* frisch gefüllt wird. Das bis nahe an den Boden von *B* mündende Rohr *E* ist das Saugrohr der Speisevorrichtung. Der Inhalt des Gefäßes *A* muß durch Aichung genau bestimmt sein.

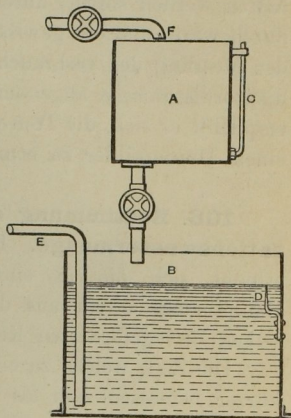


Fig. 58.

Zu Beginn der Messung muß das Gefäß *B* bis zur Marke gefüllt und das Abflußrohr zwischen beiden Gefäßen geschlossen sein. Während des Versuches wird nach Maßgabe der Entleerung von *B*, *A* frisch und vollkommen gefüllt und sein Inhalt jedesmal vollständig nach *B* entleert, wobei man die Zeit genau notiert, so oft die Füllung von *A* nach *B* abgelassen wird. Mit Ende des Versuches, nachdem vorher *A* zum letztenmale gefüllt wurde, läßt man von dessen Inhalt nur soviel nach *B* abfließen, daß das Wasserniveau in *B* genau bei der Marke einspielt; an dem Wasserstandsglase von *A* liest man endlich ab, welcher Betrag der vollen Füllung nach *B* abgelassen wurde. Bei größerer Versuchsdauer empfiehlt es sich, die ganze Periode in zwei oder mehrere Teilperioden

zu teilen, während welchen die Messungen getrennt vorgenommen werden. Gleichzeitig werden die jeweilige Kesselspannung, die Tourenzahl der Maschine, sowie alle übrigen Faktoren in regelmäßigen Intervallen aufgenommen; doch soll darauf geachtet werden, daß die sämtlichen Verhältnisse während der Dauer des Versuches möglichst konstant bleiben; auch ist es zweckmäßig die Aufnahme diagrammartig zu zeichnen, indem man die gemessenen Größen als Ordinaten über die Zeit als Abscisse aufträgt; man bedient sich hierzu am besten eines sogenannten Millimeterpapiers.

Bevor mit dem eigentlichen Dauerversuche begonnen wird, soll die Maschine womöglich unter denselben Verhältnissen hinsichtlich Tourenzahl, Kesseldruck, Belastung etc., welche während des Versuches eingehalten werden sollen, durch einige Zeit laufen, damit dieselbe durch und durch warm und ein gewisser Beharrungszustand hergestellt wird; während der Messung des verbrauchten Speisewassers werden von Zeit zu Zeit Indikatorgramme abgenommen und die Zeit der Abnahme notiert; auch empfiehlt es sich, die Tourenzahl während der ganzen Versuchsdauer durch einen Tourenzähler zu ermitteln.

108. Bestimmung des Dampfverbrauches aus der Kondensationswassermenge. Bei Maschinen mit Oberflächenkondensatoren bestimmt sich die in einer gegebenen Zeit von derselben verbrauchte Dampfmenge direkt aus dem Gewichte der von der Luftpumpe in derselben Zeit geförderten Kondensationswassermenge.

Die Zeit, welche zu einem solchen Versuche erforderlich ist, kann viel kürzer bemessen sein als bei der Bestimmung der Dampfmenge aus der Speisewassermenge; wenn die Maschine vor Beginn der Messung lange genug gelaufen ist, um warm zu sein und sich im Beharrungszustande zu befinden, dann nimmt die eigentliche Messung nur kurze Zeit, etwa 10 bis 15 Minuten in Anspruch; es kann daher in der gleichen Zeit eine Serie von Versuchen unter verschiedenen Voraussetzungen durchgeführt werden.

109. Messung des Manteldampfverbrauches. Sind die Cylinder einer Maschine mit Dampf geheizt, dann ist die durch die Luftpumpe geförderte Wassermenge um die in den Mänteln durch Kondensation des Heißdampfes gebildete Wassermenge zu vermehren; aber auch in jenen Fällen der Bestimmung des Dampfverbrauches aus der Speisewassermenge empfiehlt es sich, den Verbrauch an Manteldampf separat zu messen. Dies geschieht am einfachsten durch Ablassen des Kondensates in ein oder mehrere Gefäße, und Abwägen desselben. Das Wasser muß frei ablaufen können, um jede Ansammlung desselben in den Mänteln zu vermeiden;

andererseits soll mit dem Wasser nicht Dampf entweichen. Beistehende Skizzen Fig. 59 zeigen diesem Zwecke dienende Vorrichtungen, wie sie bei derlei Messungen mit bestem Erfolge benutzt wurden.

Ein Wasserstandsglas ist in dem Mantelabflußrohre eingeschaltet (rechte Figur) oder seitlich an demselben angebracht (linke Figur); unterhalb desselben befindet sich ein Drosselventil, durch welches der Abfluß so reguliert werden kann, daß sich ein konstanter Wasserspiegel einstellt, die abfließende Wassermenge daher gleich der zufließenden ist. Um eine Verdampfung des abfließenden heißen Wassers zu verhindern, leitet man das Rohr durch ein Gefäß mit kaltem Wasser, sodaß das Mantelwasser abgekühlt ist, bevor es in das Meßgefäß gelangt.

110. Vergleich der Speisewassermenge mit der Menge des kondensierten Wassers.

Der Dampfverbrauch einer Maschine wird vielfach durch beide im vorhergehenden beschriebene Methoden, nämlich durch Messung der Speisewassermenge einerseits, sowie durch Messung der von der Luftpumpe ausgeworfenen und von den Mänteln abfließenden Kondensationswassermenge andererseits bestimmt. In den meisten dieser Fälle macht sich jedoch ein kleiner Unterschied bemerkbar, indem um durchschnittlich 5% mehr Wasser in den Kessel gespeist als von der Maschine wieder abgegeben wird. Diese Differenz wird zum Teil durch den in der Luftpumpe noch rückständigen, nicht kondensierten, mit dem Kondensat ausgeworfenen Dampf, größtenteils jedoch durch Undichtheiten verursacht. Undichtheiten in den Flanschverbindungen der Rohrleitung und Rohranschlüsse, in den Kesseln, namentlich an den Anschlußstellen der Siederöhren und Feuerbüchse bei Lokomotiv- und Schiffskesseln etc., sind gewöhnlich äußerlich nicht erkenntlich, geben jedoch summiert einen direkten Dampfverlust, welcher zur Folge hat, daß die Ermittlung des thermischen Wirkungsgrades aus dem von der Maschine abgegebenen Wasser günstigere Resultate ergibt, als jene unter Zugrundelegung der Speisewassermenge. Sollte sich eine bedeutende Differenz beider Messungen ergeben, dann müssen die Ursachen aufgesucht und beseitigt werden.

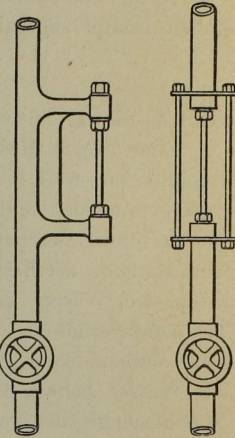


Fig. 59.

111. Bestimmung der zugeführten Wärme. Messung der Trockenheit des Dampfes durch das Gefäßkalorimeter.

Nachdem auf diese Weise die dem Cylinder und Dampfmantel einer Maschine zu-

geführte Dampfmenge durch Messung bekannt ist, erübrigt nunmehr die Berechnung der von derselben aufgenommenen Wärmemenge. Da das Feuchtigkeitsverhältnis des Dampfes gewöhnlich nicht bekannt ist, geht man am sichersten von der Annahme aus, daß derselbe bei seinem Eintritt in die Maschine trocken sei; diese Annahme erfolgt allerdings zu Ungunsten der Maschine, da der Wärmegehalt des trockenen Dampfes größer ist als jener des voraussichtlich in die Maschine gelangenden feuchten Dampfes.

Wenn die Trockenheit q bekannt ist, dann ist die pro Gewichtseinheit Dampf zugeführte Wärmemenge (nach § 38)

$$qL + h - h_0,$$

wenn h_0 die im Speisewasser enthaltene Wärmemenge bedeutet.

Eine direkte Messung von q ist namentlich aus dem Grunde schwer durchführbar, weil hierbei von der kaum zutreffenden Voraussetzung ausgegangen werden muß, daß der auf seine Trockenheit untersuchte Dampf von derselben Beschaffenheit ist, wie der der Maschine zugeführte Dampf. Eine Methode der Bestimmung von q besteht darin, daß man Kesseldampf in ein mit Wasser gefülltes Gefäß leitet, kondensiert und einerseits die Temperaturerhöhung, andererseits die Gewichtszunahme der Wasserfüllung nach Verlauf einer bestimmten Zeit mißt. Der erste Wert gibt die an das Wasser behufs Kondensation des eingeblassenen Dampfes abgegebene Wärmemenge; der zweite Wert gibt das Gewicht des Dampfes selbst.

Steigt die Temperatur des Wassers von t_1 auf t_2 , während das Gewicht von W_1 auf W_2 zunimmt, dann bestimmt sich q aus der Gleichung

$$(W_2 - W_1)(qL + h - h_2) = W_1(h_2 - h_1),$$

wenn sich die Flüssigkeitswärmen h_1 und h_2 auf die Temperaturen t_1 und t_2 , h und L hingegen auf den Zustand des zugeführten Dampfes beziehen. Der so gefundene Wert von q bedarf noch einer kleinen Korrektur infolge Wärmeverlustes durch Ausstrahlung, sowie des Einflusses der Wärmekapazität des Gefäßes selbst. Genaue Resultate sind durch diese Methode nicht leicht zu erreichen, weil auch nur geringe Ungenauigkeiten bei den Abwägungen grobe Fehler zur Folge haben.

112. Barrus-Kalorimeter. Ein anderes Verfahren zur Bestimmung der Trockenheit des Dampfes beruht gleichfalls auf der Messung der bei Kondensation des Dampfes abgeführten Wärme, jedoch mit dem Unterschiede, daß sich der kondensierte Dampf nicht mit dem Kühlwasser mischt; dieses Verfahren ist von Prof. Barrus erdnen und daher nach ihm benannt.

Der zu untersuchende Dampf strömt in ein von außen gekühltes Rohr; zum Zwecke der Kühlung wird dasselbe durch ein mit Wasser gefülltes Gefäß geleitet, das Kühlwasser fließt gleichmäßig zu und wieder ab, nachdem es durch den Dampf erwärmt wurde; der ganze Apparat ist daher dem Wesen nach ein Oberflächenkondensator. Bevor mit den erforderlichen Ablesungen begonnen wird, muß der Apparat einige Zeit funktionieren, damit bezüglich der Temperaturen des zu- und abfließenden Kühlwassers und des Kondensators ein gewisser Beharrungszustand eingetreten ist. Nun werden die Temperaturen t_1 und t_2 des Kühlwassers beim Eintritt und Austritt gemessen, sowie das Gewicht des im Rohre kondensierten Dampfes, nachdem das Kondensat durch eine mit Regulierventil und Wasserstandsglas versehene Vorrichtung, wie in Fig. 59 skizziert, abgelassen wurde, ermittelt, und dessen Temperatur t_3 abgelesen; desgleichen wird das Gewicht des in derselben Zeit durch das Kühlgefäß geleiteten Wassers gemessen.

Ist W die Kühlwassermenge, welche zur Kondensation der Dampfmenge w benützt wurde, dann bestimmt sich q aus der Gleichung

$$w(qL + h - h_2) = W(t_2 - t_1);$$

der Wert von q bedarf auch hier einer, wenn auch geringfügigen Korrektur hinsichtlich der Ausstrahlung an Wärme, welche durch Bestimmung der Zeit, welche das mit Wasser von der mittleren Temperatur $\frac{t_1 + t_2}{2}$ gefüllte Kalorimeter benötigt, um auf die Temperatur der Außenluft abzukühlen, ermittelt werden kann.

113. Feuchtigkeitsbestimmung des Dampfes durch Drosselung desselben. Bereits an früherer Stelle (§ 52) wurde auf die Trocknung des Dampfes durch Drosselung hingewiesen; diese Erscheinung liegt einem Verfahren zur Bestimmung des Feuchtigkeitsgehaltes des Dampfes von Professor Peabody zu Grunde*). Ein einfacher Apparat, dessen Anordnung aus Fig. 60 (s. S. 246) ersichtlich ist, beruht in seiner Wirkungsweise darauf, daß der zu untersuchende feuchte Dampf soweit gedrosselt wird, daß er in den trockenen oder wenig überhitzten Zustand übergeht.

Der Dampf gelangt nach Passierung des Drosselventiles A in die Kammer B , welche gegen Wärmeaustausch durch eine wärmedichte Hülle geschützt ist; Temperatur und Spannung des Dampfes in B werden durch ein Thermometer C und ein Manometer D gemessen. Aus dem Gefäße B gelangt der expandierte Dampf durch das Regulierventil E in die Atmosphäre oder einen Kondensator. Die Ventile werden so eingestellt,

*) *Thermodynamics of the Steam-Engine*, pag. 237.

daß der Dampf in der Kammer *B* leicht überhitzt ist, was durch einen Vergleich der beobachteten Temperatur mit der Sättigungstemperatur des Dampfes bei der beobachteten Spannung leicht erkannt werden kann. Der Grad der Überhitzung, sowie der Spannungsabfall, der diese Überhitzung zur Folge hatte, werden notiert.

Sei p_1 die beobachtete Dampfspannung in der Kammer *B*, t_1 die Temperatur des gesättigten Dampfes dieser Spannung, und t_1' die beobachtete wirkliche Temperatur, dann besteht nach früher die Gleichung

$$qL + h = L_1 + h_1 + c_p(t_1' - t_1),$$

worin c_p die mittlere spezifische Wärme bei konstantem Druck des von der Sättigungstemperatur t_1 auf t_1' überhitzten Dampfes bedeutet.

Bei geringer Überhitzung ist der Wert von c_p unsicher (siehe § 65), daher es für die Benützung dieser Untersuchungsmethode von größter Wichtigkeit ist, die Temperaturdifferenz ($t_1' - t_1$) so klein als möglich zu erhalten. Wenn diese Vorsicht nicht beobachtet wird, können die Messungsergebnisse auch keinen Anspruch auf Genauigkeit erheben. Der gewöhnlich angenommene Wert von c_p für überhitzten Dampf gleich 0,48 führt wahrschein-

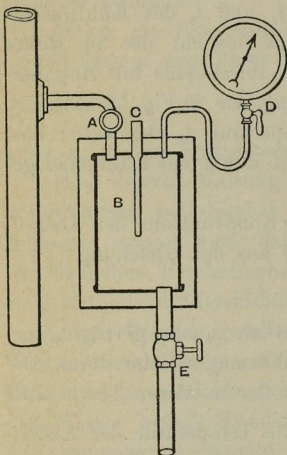


Fig. 60.

lich zu einer Unterschätzung des Feuchtigkeitsgehaltes, nachdem in den ersten Stadien der Überhitzung der Wert von c_p größer als 0,48 erwartet werden kann.

Da keine Notwendigkeit vorhanden ist, t_1' wesentlich größer als t_1 zu erhalten, so mache man diese Differenz nur so groß, daß der Dampf in der Kammer *B* mit Sicherheit als trocken angenommen werden kann; nur wenn der zu untersuchende Dampf bereits nahezu trocken ist, wird er durch die Drosselung etwas überhitzt oder mindestens noch trockener werden.

Die Feuchtigkeitsgrenze, über welche hinaus der Apparat, selbst wenn der Dampf durch die Drosselung nur getrocknet wird, nicht mehr benützt werden kann, ist nicht hoch; wenn z. B. Dampf von 7 Atm. Druck derartig gedrosselt wird, daß die Spannung in der Kammer gleich jener der Atmosphäre ist, können nur ca. 4% der Feuchtigkeit beseitigt werden; bei Vorhandensein eines Kondensators kann die Spannung in der Kammer so weit erniedrigt werden, daß dieser Betrag 6% erreicht.

Prof. Barrus*) hat diesen Apparat insofern abgeändert, daß anstelle des Gefäßes *B* ein Rohr tritt, welches von dem Dampfrohre durch eine Scheidewand getrennt ist; in dieser Wand befindet sich eine kleine Öffnung, durch deren Passierung der Dampf gedrosselt wird. Zwischen diesem Drosselapparate und dem Dampfrohre ist noch ein sogenannter „Separator“ eingeschaltet, zur Trennung beziehungsweise Abscheidung des größten Teiles der Feuchtigkeit oder Nässe des Dampfes vor Drosselung desselben; durch diesen Apparat wird es möglich, diese Untersuchungsmethode selbst auf ursprünglich sehr feuchten oder nassen Dampf auszudehnen, da der Separator so wenig Feuchtigkeit in dem Dampfe zurückläßt, daß durch die darauffolgende Drosselung der Dampf vollständig getrocknet wird. Das vom Separator gesammelte Wasser ist bei Bestimmung des Feuchtigkeitsgehaltes des untersuchten Dampfes selbstverständlich in Rechnung zu ziehen.

Ein poröser Spund ist behufs Drosselung des Dampfes dem Drosselventil, sowie der vorhin erwähnten kleinen Öffnung einer Scheidewand, vorzuziehen, denn der Dampf verliert bei seinem Austritte sehr rasch die Überhitze; es ist daher notwendig, daß das Thermometer zur Messung der Temperatur nach erfolgter Drosselung so nahe als möglich an der Austrittsstelle des Dampfes angebracht werde, was jedoch beim Drosselventil als auch beim Mundloch aus dem Grunde nicht zulässig ist, weil die kinetische Energie des Dampfstromes vorerst vernichtet sein muß, bevor derselbe mit dem Thermometer in Berührung kommt. Wenn aber auch der Voraussetzung entsprochen wird, daß zwischen dem Momente der Drosselung und jenem der Temperaturbestimmung keine Wärme verloren geht, kann diese Methode im günstigsten Falle nur dazu dienen, den Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes unmittelbar vor dessen Eintritt in die Drossel zu ermitteln; ob dieser Zustand der gleiche ist, wie jener an den verschiedenen Punkten des Dampfzuleitungsrohres, bleibt eine offene Frage, denn der für den Zweck der Untersuchung entnommene Dampf ist auf seinem Wege zum Drosselapparat der Abkühlung, beziehungsweise teilweisen Kondensation ausgesetzt, infolgedessen die Messung voraussichtlich eine größere Feuchtigkeit ergeben wird, als der Dampf in der Leitung wirklich besitzt. Andererseits dürfte sich an der inneren Oberfläche des Dampfzuleitungsrohres zur Maschine ein Niederschlag bilden, welcher durch den Dampfstrom mitgerissen und der Maschine zugeführt wird, während durch ein von diesem Rohre abzweigendes, zum Kalorimeter führendes Rohr, wenn es nicht so angeordnet ist, daß ein entsprechender Teil dieses tauartigen Niederschlages in dasselbe gelangen kann, Dampf

*) *American Society of Mech. Engineers*, 1890.

zur Untersuchung gelangt, welcher diesen Feuchtigkeitsgehalt nicht nachweist.

Aus diesen Betrachtungen ergibt sich, daß die Bestimmung des Feuchtigkeitsgehaltes nach einer der besprochenen Methoden im allgemeinen wenig geeignet ist, einen verlässlichen Schluß auf den allgemeinen Nässezustand des der Untersuchung unterworfenen Dampfes ziehen zu können*).

114. Bestimmung der von der Maschine abgegebenen Wärme.

Wie bereits bemerkt, wird die von der Maschine abgegebene Wärme dadurch bestimmt, daß die zur Kondensation des Dampfes erforderliche Wassermenge ihrem Gewichte nach sowie in Bezug auf die während des Durchflusses durch den Kondensator erfahrene Temperaturerhöhung gemessen wird. Bei kleinen Maschinen kann das Gewicht des Wassers durch direkte Abwägung ermittelt werden, indem das Wasser in einem Gefäße oder in zwei Gefäßen, deren eines entleert wird, während sich das andere füllt, aufgefangen wird. Gewöhnlich ist jedoch die Wassermenge zu groß, um auf diese Weise gemessen werden zu können; man bedient sich dann entweder eines Überfalles oder einer Ausflußöffnung genau bestimmter Größe und mißt nur die Höhe des Wasserspiegels über dem Überfall beziehungsweise über der Ausflußöffnung. Diese Messung wird gewöhnlich vorgenommen, nachdem das Wasser den Kondensator verlassen hat; es ist daher bei Einspritzkondensatoren in der abgeführten Wassermenge nicht nur das Kühlwasser, sondern auch der kondensierte Dampf enthalten; um ersteres allein zu bestimmen, ermittelt man die Speisewassermenge durch Messung oder Schätzung und zieht diesen Betrag von der Gesamtwassermenge ab.

Für große Wassermengen, also große Maschinen, ist ein offener Überfall mit rechteckiger oder V-förmiger Einschnittöffnung sehr geeignet; für kleinere Wassermengen ist jedoch eine unter dem Wasserspiegel liegende kreisrunde Öffnung empfehlenswerter, weil die Genauigkeit des Resultates durch eine Ungenauigkeit bei Messung der Druckhöhe weniger beeinflusst wird als im ersteren Falle. Beistehende Fig. 61 zeigt eine Anordnung, welche sich für solche Messungen bestens bewährt. Das Wasser fließt durch ein Rohr bei *A* in das Meßgefäß und gelangt durch eine Reihe voller und perforierter Zwischenwände zur Ruhe, bevor es die Ausflußöffnung *B* erreicht. Diese Öffnung ist nach Art der Skizze mit scharfen Rändern, nach außen sich erweiternd, versehen. Sei *h* der Abstand der Mitte der Öffnung vom Wasserspiegel unmittelbar vor der Öffnung gemessen,

*) Siehe Prof. Reynolds „*On methods of determining the dryness of saturated Steam.* Proc. Manchester Phil. Soc., 1896; ebenso enthält Brit. Assoc. Report, 1884, S. 392 einen Bericht über verschiedene Methoden der Bestimmung der Trockenheit des Dampfes.

s die Fläche derselben und μ ein Ausflußkoeffizient, dann ist die in der Zeiteinheit (Sekunde) ausfließende Wassermenge

$$Q = \mu s \sqrt{2gh}.$$

Für eine kreisrunde Öffnung in ebener Wand kann der Wert des Ausflußkoeffizienten mit $\mu = 0,62$ angenommen werden, wenn die Öffnung im Verhältnis zu ihrem Durchmesser genügend tief unter dem Wasserspiegel liegt.

Für einen offenen rechtwinkligen Einschnitt mit scharfen Kanten in einer vertikalen Wand ist h zu messen von der Sohle des Einschnittes bis zum Wasserspiegel entsprechend weit vor der Öffnung, wo derselbe glatt und ruhig ist. Wenn b die Breite des Einschnittes bezeichnet, ergibt sich Q aus der Gleichung

$$Q = 1,838 (b - 0,2h) h^{\frac{3}{2}}.$$

Für einen offenen dreieckigen Einschnitt, dessen nach oben liegende Basis doppelt so groß ist wie die Tiefe derselben, wird für den Abstand h der unteren Dreiecksspitze vom ruhigen glatten Wasserspiegel

$$Q = 1,402 h^{\frac{5}{2}}.$$

In diesen Gleichungen sind b und h in Metern einzusetzen; Q ergibt sich in Kubikmetern.

Für derartige Messungen genügt ein länglich rechtwinkliger Kasten aus Blech von 1 qm Bodenfläche und 1 m Höhe. Das Zufuhrrohr wird zweckmäßig in einer Ecke untergebracht und reicht mit seiner Mündung bis nahe an den Boden. Die untere Partie des Gefäßes ist mit mehrfachen Lagen von Gazestoff, welche die Herstellung eines ruhigen Wasserspiegels bezwecken, gefüllt; das Wasser steigt über denselben ruhig aufwärts und entweicht durch eine oder mehrere scharfkantige runde, etwa 300 bis 400 mm unter dem oberen Rande des Gefäßes angebrachte Öffnungen der Seitenwand.

Bei Untersuchungen von Schiffsmaschinen ist diese Methode aus naheliegenden Gründen unpraktisch und wählt man zumeist die Einschaltung eines Wassermessers zwischen Speisepumpe und Kessel und erhält auf diese Weise genügend verläßliche Resultate.

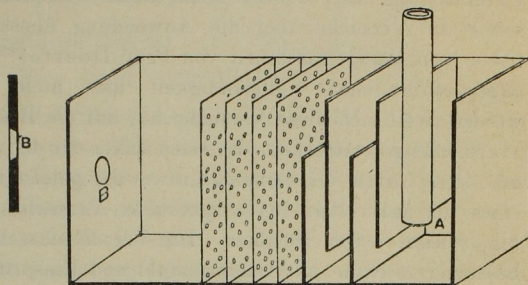


Fig. 61.

115. Beispiel der Untersuchung einer Maschine. So vollständig durchgeführte Versuche, wie sie für die Illustration der in Rede stehenden Untersuchungsmethoden erforderlich sind, werden selten vorgenommen, gewöhnlich nur für Studienzwecke benützt und gelangen somit nicht immer in die Öffentlichkeit. Die in jüngster Zeit veröffentlichte Untersuchung einer 600 PS. Dreicylinder-Dampfmaschine von H. Lorenz*), sowie die Versuche über die Anwendung überhitzten Dampfes zum Betriebe von Dampfmaschinen von Prof. Doerfel**) etc. können trotz ihrer außergewöhnlichen Vollständigkeit hier nicht als Unterlagen benützt werden, weil sich diese Versuche nur auf die Bestimmung der zugeführten Wärmemenge erstrecken. Es seien daher für den Vergleich der zugeführten und abgeführten Wärmemenge sowie der geleisteten Arbeit die Unterlagen eines von Mair-Rumley ausgeführten Versuches, auf welchen bereits § 98 hingewiesen wurde, benützt. Die Versuchsmaschine war eine Compound-Balanciermaschine mit Dampfmantel und Einspritzkondensator. Die Cylinder hatten einen Durchmesser von 535 und 915 mm bei einem Kolbenhub von 1125 mm. Die Speisewassermenge wurde durch 6 Stunden gemessen; der Luftpumpenauswurf wurde nach der im vorhergehenden Paragraphen beschriebenen Methode ermittelt. Die Versuchsergebnisse waren folgende:

Kesselspannung absolut 5,17 kg/qcm (Sättigungstemperatur 151,6° C,
 $h = 153,1$, $H = 652,74$, $L = 499,64 \pm 500$).

Dauer des Versuches 6 Stunden.

Umdrehungen 8632 oder 24,0 pro Minute.

Indizierte Leistung 125,6 PS.

Speisewasser 5458 kg.

Luftpumpenauswurf 552 kg pro Minute.

Mantelwasser 729 kg.

Trockenheit des zugeführten Dampfes 0,96.

Temperatur des Speisewassers $t_0 = 15^0$ C.

„ „ Einspritzwassers $t_1 = 10^0$ C.

„ „ Luftpumpenauswurfes $t_2 = 23^0$ C.

Daraus ergeben sich folgende Resultate:

Speisewasserverbrauch pro Umdrehung	0,632 kg
Mantelwasser	0,0844 kg
Füllungsdampf	0,5476 kg
Einspritzwasser	$\left(\frac{552}{24} - 0,5476\right) = 22,45$ kg

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1901, S. 649.

**) Ebenda, 1899, S. 601.

Von der Arbeitssubstanz pro Umdrehung aufgenommene Wärme

$$= 0,632 (qL + h - h_0)$$

$$= 0,632 (0,96 \times 500 + 153,1 - 15) = 389,38 \text{ W.E.}$$

In Arbeit verwandelte Wärme pro Umdrehung

$$= \frac{125,6 \times 10,57^*)}{24} = 55,31 \text{ W.E.}$$

Die pro Umdrehung abgeführte Wärme sollte daher betragen

$$389,38 - 55,31 = 334,07 \text{ W.E.}$$

Der weitaus größere Teil der Arbeitssubstanz, welcher als Cylinderfüllung zur Wirkung gelangt, gibt seine Wärme einerseits und hauptsächlich an das Injektionswasser, die Temperatur desselben von t_1 auf t_2 erhöhend, und andererseits in der Weise ab, daß dieser Teil selbst von der Temperatur t_2 der Luftpumpe auf die Temperatur t_0 des Speisewassers, mit welcher derselbe in den Kessel zurückgeleitet wird, abgekühlt werden muß. Die von diesem Teile der Arbeitssubstanz abgegebene Wärme beträgt daher pro Umdrehung der Maschine:

$$22,45 (t_2 - t_1) + 0,5476 (t_2 - t_0)$$

$$= 22,45 (23 - 10) + 0,5476 (23 - 15) = 296,23 \text{ W.E.}$$

Der restliche, zur Mantelheizung dienende Teil der Arbeitssubstanz gibt seine Wärme in der Weise ab, daß er von der Kondensationstemperatur des Dampfes auf jene Temperatur abkühlt, mit welcher er in den Kessel zurückgelangt. In dem vorliegenden Falle wurde das Mantelwasser in das Speisereservoir abgeleitet, die Temperatur desselben wurde daher auf die Temperatur des Speisewassers t_0 erniedrigt.

Die abgeführte Wärme des Manteldampfes beträgt daher pro Umdrehung der Maschine

$$0,0844 (h - h_0) = 0,0844 (153,1 - 15) = 11,65 \text{ W.E.}$$

Die abgeführte Gesamtwärme beträgt somit

$$296,23 + 11,65 = 307,88 \text{ W.E.}$$

Es erübrigt daher ein unbedeckter Rest von

$$334,07 - 307,88 = 26,19 \text{ W.E.}$$

Diese Wärmemenge geht teils als von der Luftpumpe ausgeworfener Dampf, teils durch Ausstrahlung der Luftpumpe, Rohrleitung, Cylinder etc., endlich durch direkte Undichtheiten verloren. Bei dem in Rede stehenden Versuche wurde der Verlust durch Ausstrahlung mit ungefähr 12 W.E.

*) 10,57 W.E. ist das Wärmeäquivalent einer Pferdekraft pro Minute

$$= \frac{75 \times 60}{426}$$

geschätzt*); nach Abzug dieses Betrages reduziert sich die offene Differenz auf 14,19 W.E. oder ungefähr $3\frac{1}{2}$ Prozent der aufgenommenen Wärmemenge.

Der Dampfverbrauch pro indizierte Pferdekraftstunde berechnet sich aus der Speisewassermenge mit

$$\frac{5458}{6 \times 125,6} = 7,24 \text{ kg.}$$

Die pro kg Dampf geleistete indizierte Arbeit ist somit äquivalent

$$\frac{270000}{7,24 \times 426} = 87,5 \text{ W.E.}$$

Betrachtet man den Wirkungsgrad des ganzen Kreisprozesses, dann sollte man von diesem Arbeitswärmewerte noch jenen Arbeitsbetrag abziehen, welcher zur Zurückführung des kondensierten Dampfes vom Kondensator in den Kessel erforderlich ist; dieser Betrag berechnet sich für 1 kg Dampf (0,001 cbm) bei der gegebenen Kesselspannung von 5,17 kg/qcm mit

$$0,001 \times 5,17 \times 10,000 = 51,7 \text{ kgm}$$

oder

$$\frac{51,7}{426} = 0,12 \text{ W.E.}$$

Dieser Wert ist so gering, daß die Korrektur des oben gefundenen Betrages pro 87,5 W.E. gänzlich vernachlässigt werden kann.

Nachdem die pro kg Dampf aufgenommene Wärme

$$= qL + h - h_0 = 0,96 \times 500 + 153,1 - 15 = 618,1 \text{ W.E.},$$

so ergibt sich der thermische Wirkungsgrad mit 0,14**).

116. Feuchtigkeit des Dampfes während der Expansion. Die Ermittlung des Wassergehaltes im Cylinder in einem beliebigen Stadium der Expansionsperiode wurde in § 83, Abschnitt V erörtert und zugleich die Methode der graphischen Darstellung der Berechnungsergebnisse im Indikatorgramm durch die sogenannte „Sättigungskurve“, d. i. jener Kurve, welche das Volumen des Dampfes im Cylinder bei beliebiger Spannung unter der Voraussetzung vollkommener Trockenheit desselben darstellt, besprochen.

Um diese Kurve für jede der beiden Cylinderseiten zeichnen zu können, müßte man, um genau zu verfahren, wissen, inwieweit die einzelne Cylinder-

*) Der Verlust durch Ausstrahlung kann näherungsweise auf die Art geschätzt werden, daß man die Mäntel und Steuergehäuse mit Dampf füllt und die Maschine stehen läßt; nach einer bestimmten Zeit mißt man die während derselben kondensierte Dampfmenge.

**) Weitere sehr instructive Erläuterungen ausgeführter Untersuchungen von Dampfmaschinen enthalten die Berichte M. Longridges als Ingenieur der *Engine, Boiler and Employers Liability Association* vom Jahre 1880.

seite an dem summarischen Füllungsampfverbrauch beteiligt ist; darüber gibt jedoch die vorstehende Untersuchung keinen Aufschluß. Gewöhnlich ist jedoch die Wirkungsweise des Dampfes zu beiden Cylinderseiten angenähert gleich, sodaß man durch Kombination der beiden Diagramme, indem man das Mittel der beiden schädlichen Räume, sowie die Hälfte der Cylinderfüllung per Umdrehung der Maschine als mittlere Füllung der Konstruktion dieses Diagrammes zu Grunde legt, praktisch vollkommen genügende Resultate erhält. Das in Fig. 45 § 83 skizzierte Diagramm ist auch ein in dieser Weise gezeichnetes Kombinationsdiagramm.

Die Bestimmung des Feuchtigkeitsgehaltes des Dampfes während der Expansion ist ein sehr wichtiger Teil der Untersuchung einer Dampfmaschine und die Resultate können nicht besser ersichtlich gemacht werden, als durch Darstellung der Sättigungskurve in ihrer Beziehung zur wirklichen Druck-Volumenkurve.

Bei Compoundmaschinen zeichnet man die Sättigungskurve entweder für jeden Cylinder extra oder man legt nach einer später zu beschreibenden Methode die Diagramme der einzelnen Cylinder zu einem kombinierten Diagramm zusammen, in welches sodann die vereinte Sättigungskurve eingezeichnet wird.

Diese Methode der Bestimmung des Wassergehaltes während der Expansion durch Vergleich des Sättigungsvolumen mit dem von der Arbeitssubstanz wirklich gefüllten Volumen beruht auf der Annahme, daß das bis Ende des FüllungsHubes in den Cylinder gelangte Quantum an Arbeitssubstanz sich bis zu Beginn des Austrittes nicht ändert. Undichtigkeiten der Steuerorgane, des Kolbens etc. würden somit die Richtigkeit der Berechnung nachteilig beeinflussen.

117. Wärmeaustausch zwischen Dampf und Metall. Nachdem nunmehr das Verhältnis von Dampf und Wasser der Arbeitssubstanz während der Expansion derselben als bekannt angenommen werden kann, kann man zur Bestimmung jener Wärmemenge übergehen, welche vom Dampf an die Wandungen des Cylinders oder Kolbens abgegeben oder von diesen in irgend einem Stadium des Kolbenhubes aufgenommen wird.

Diese Wechselwirkung, auf welche zuerst Hirn aufmerksam machte, wurde in ihrer Beziehung zur Wirkungsweise des Dampfes im Cylinder durch seine Schüler und Nachfolger weiter entwickelt und auf Grundlage durchgeführter wissenschaftlicher Untersuchungen klargestellt*).

*) Siehe Dwelshauvers-Dery, „*Étude calorimétrique de la machine à vapeur*“. Ebenso Mair-Rumleys früher angeführten Bericht.

Es genügt, hier nur einen kurzen Auszug der Methode der Berechnung dieses Wärmeaustausches zu geben.

Es seien m und m' die in der Arbeitssubstanz während der Expansion oder Kompression vorhandenen Mengen trockenen Dampfes beziehungsweise Wassers. Ferner bezeichne I die innere Energie der ganzen Mischung; der Wert derselben für irgend ein Stadium der Zustandsänderung ist nach Gleichung 8 § 36

$$(m + m')h + m\varrho,$$

wobei ϱ die in § 36 erörterte Bedeutung besitzt. Nimmt man zwei beliebige Punkte der Expansions- oder Kompressionskurve an und berechnet man die diesen Punkten entsprechenden Werte von I , sie seien I_1 und I_2 , dann ist die zwischen diesen Punkten von dem Dampfe geleistete, oder bei Kompression auf ihn übertragene Arbeit bestimmt durch den Ausdruck

$$\int p dv,$$

worin p und v den wirklichen Druck und das tatsächliche Volumen der Mischung darstellen und das Integral zwischen den, den beiden gewählten Punkten entsprechenden Grenzwerten zu nehmen ist; diese geleistete beziehungsweise übertragene Arbeit sei $W_{1.2}$. Wenn $W_{1.2} = I_1 - I_2$, dann ist der Arbeitsprozeß adiabatisch, d. h. in diesem Falle wurde innerhalb der beiden Grenzpunkte weder Wärme von der Arbeitssubstanz an die Cylinderwandungen abgegeben noch von diesen aufgenommen. Gewöhnlich wird sich jedoch eine Differenz zwischen der geleisteten Arbeit und der Änderung der inneren Energie ergeben; diese Differenz ist das Maß des erfolgten Wärmeaustausches. Bezeichnet man die vier Momente einer Arbeitsperiode des Dampfes: Eintritt, Schluß der Füllung, Auslaß und Beginn der Kompression mit den Zeigern a, b, c und d , dann ist die während der Expansion von der Cylinderwand aufgenommene Wärme

$$Q_{bc} = W_{bc} - (I_b - I_c).$$

Ebenso ist die während der Kompression aufgenommene Wärmemenge

$$Q_{da} = W_{da} - (I_d - I_a),$$

worin die Werte von I sich auf die im schädlichen Raum eingeschlossene Arbeitssubstanz beziehen. W_{da} ist natürlich negativ. Diese Berechnung kann selbstverständlich auch auf jedes Stadium der einzelnen Arbeitsprozesse angewendet werden; wählt man eine Serie von naheliegenden Punkten, dann kann man eine Kurve verzeichnen, welche die Wärmeaufnahme oder -abgabe während einer Arbeitsperiode bildlich darstellt.

Während der Admission ändert sich die Menge der Mischung von Dampf und Wasser. Jene Menge derselben, welche mit Ende des Kolbenrücklaufes, bevor die Einströmung beginnt, im schädlichen Raume ein-

geschlossen ist, hat eine bestimmte innere Energie I_a . Der eintretende Dampf bringt die Energiemenge H_0 mit sich, welche, wenn der Feuchtigkeitsgehalt des Füllungsdampfes bekannt ist, leicht berechnet werden kann, indem sich H_0 aus der inneren Energie des Dampfes und dem ihm bei seinem Eintritte in den Cylinder innewohnenden Arbeitsvermögen $\frac{p_0 v_0}{J}$ zusammensetzt ($J = 426$ mkg). Die vom Dampf bis zum Momente des Füllungsschlusses geleistete Arbeit W_{ab} bestimmt sich aus dem Diagramm.

Die Wärmeübertragung während der Admissionsperiode beträgt daher

$$Q_{ab} = W_{ab} - (I_a - I_b + H_0);$$

diese Wärmemenge ist gewöhnlich negativ, nachdem in dieser Arbeitsperiode Wärme an die Cylinderwandung abgegeben wird.

Die Anwendung dieser Rechnungsmethode zur Bestimmung der während der Ausströmperiode der Cylinderwandung entzogenen Wärme (Q_{cd}) begegnet insofern Schwierigkeiten, als der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes beim Austritt aus dem Cylinder nicht bekannt ist. Der Wert von Q_{cd} kann jedoch indirekt auf folgende Weise ermittelt werden. Es sei nach früher Q_{ab} , Q_{bc} und Q_{da} die durch Wärmeaustausch zwischen Dampf und Metall übertragene Wärme während der Admission, Expansion, beziehungsweise Kompression; ferner Q_r der Wärmeverlust durch Ausstrahlung und Q_j die zusätzliche Wärme infolge der Kondensation des Dampfes im Mantel, alle Werte pro Kolbenhub gerechnet; dann wird, nachdem bei gleichmäßigem Gange der Maschine ein Ausgleich der Wärmeaufnahme und Wärmeabgabe seitens der metallischen Wandungen stattfindet,

$$Q_{cd} = Q_j - Q_r - Q_{ab} - Q_{bc} - Q_{da}.$$

Diese, von den Wandungen während der Ausströmperiode abgegebene Wärmemenge Q_{cd} wird in den Arbeiten Hirns und seiner Schüler „le refroidissement au condenseur“ genannt und in gewissem Sinne als das Maß der schädlichen Wirkung der Wandungen bezeichnet. Es soll jedoch hierbei nicht übersehen werden, daß der Wärmeaustausch zwischen Dampf und Metall selbst in dem Falle von schädlichem Einflusse ist, wenn der Dampf bis Ende der Expansion trocken bleibt, in welchem Falle wohl keine Wärme von den Wandungen an den Dampf während der Ausströmung derselben abgegeben wird.

Jener Teil der Wärme, welcher während der Admission dem Dampf entzogen, jedoch noch vor Beginn des Austrittes an denselben zurückgegeben wurde, erscheint nicht in dem Ausdrucke Q_{cd} , trotzdem derselbe den Wirkungsgrad vermindert, weil diese Wärmemenge bei hoher Temperatur des Dampfes entzogen, hingegen bei niedriger Temperatur derselben zurückgeleitet wird. Diese Wirkungsweise erstreckt sich auch auf

den extremen Fall, daß der Dampf bei seinem Austritte noch so trocken ist, daß $Q_{cd} = \text{Null}$ wird.

Statt der Methode von Hirn kann das Temperatur-Entropiediagramm zur Ermittlung und Darstellung der während der Expansion aufgespeicherten und abgeführten Wärme benutzt werden, wie bereits in § 84 Abschnitt V des näheren erörtert wurde.

118. Bestimmung des mechanischen Wirkungsgrades. Messung der effektiven Arbeit. Bei der Untersuchung auf den mechanischen Wirkungsgrad einer Kraftmaschine wird die Leistung derselben zur Überwindung künstlich erzeugter Reibung, oder anderer meßbarer Bewegungswiderstände, oder mit anderen Worten zur Betätigung eines Absorptionsdynamometers aufgezehrt.

Für Maschinen kleinerer Leistung eignet sich die in beistehender Fig. 62 skizzierte Bandbremse ihrer Einfachheit und bequemen Gebrauchsweise wegen am besten. Zwei oder mehrere durch einige Holzklötze parallel gehaltene Schnüre sind in der ange deuteten Weise um das Schwungrad der Maschine oder eine eigene Bremscheibe, falls für die Anbringung einer solchen genügend Platz vorhanden ist, geschlungen. Das schlaaffe Ende derselben ist mit einem Federdynamometer verbunden, während das andere Ende durch ein Gewicht T_1 direkt oder durch Hebelübersetzung indirekt belastet wird. Die reibende Oberfläche soll etwas geschmiert werden, damit die Bremse ruhig und gleichmäßig arbeitet, und das Rad selbst durch Wasserkühlung kühl erhalten werden; es empfiehlt sich, an der inneren Fläche des Rades durch beiderseits vortretende Flanschen eine Rinne zu bilden, welcher kontinuierlich kaltes Wasser zufließt und den Kranz somit von innen nach außen kühlt.

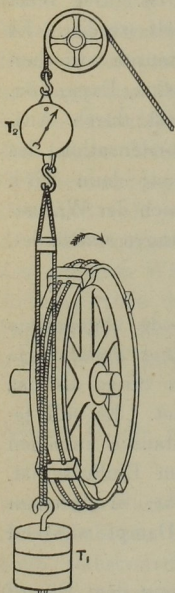


Fig. 62.

Der Reibungswiderstand wird durch Änderung des Gewichtes T_1 reguliert. Unterhalb dieses Gewichtes ist eine Unterlage, auf welcher dasselbe aufsitzt, wenn die Bremse durch Nachlassen der in Fig. 62 nach oben führenden Schnur außer Funktion gesetzt wird; wird diese Schnur hingegen angezogen, dann hebt sich das Gewicht von der Unterlage ab und die Bremse kommt zur Wirkung. Während der Dauer des Bremsversuches muß der Zug T_2 am Dynamometer von Zeit zu Zeit abgelesen werden.

Der effektive durch die Reibung hervorgerufene Widerstand am Umfange des Rades oder der Scheibe ist $T_1 - T_2$ und die per Umdrehung

verrichtete Bremsarbeit $2\pi r(T_1 - T_2)$, wobei r als Halbmesser von Mitte Welle bis Mitte Seil gemessen werden muß.

Die effektive Leistung ausgedrückt in Pferdekraften ergibt sich daraus mit

$$N_e = \frac{2r\pi n(T_1 - T_2)}{60 \times 75}.$$

Der mechanische Wirkungsgrad ist somit der Bruch

$$\frac{N_e \text{ (Nutzleistung in PS)}}{N_i \text{ (indizierte Leistung in PS)}};$$

oder, wenn man die Leistung nicht auf Pferdestärken reduziert, das Verhältnis der an der Bremse abgegebenen Arbeit zu der an den Kolben der Maschine abgegebenen Arbeit per Umdrehung derselben, nämlich

$$\frac{2r\pi(T_1 - T_2)}{l(p_m a + p_m' a')}$$

im Sinne der Bezeichnungen des § 105.

Ein biegsames Band z. B. aus einigen Streifen guten Baumwollstoffes gebildet, arbeitet viel weicher und ruhiger als Schnüre und bedarf keiner Schmierung, empfiehlt sich daher besonders zur Bremsung kleiner Maschinen. Wenn es sich nur um einige, etwa bis 3 Pferdekraften handelt, dann genügt schon ein einziger Tuchstreifen.

Für große Leistungen ist eines der besten und genauesten Absorptionsdynamometer jenes, bei welchem die Leistung der Maschine dazu verbraucht wird, um durch Rotation einer Art Turbinenrades in einem Gehäuse, welchem Wasser kontinuierlich zufließt, dieses hinauszuschleudern. Das Gehäuse wird durch einen belasteten Hebel verhindert sich mit zu drehen; durch das Moment des Belastungsgewichtes bestimmt sich die an die Welle des Turbinenrades abgegebene Arbeit. Um Transmissionseffektverluste zu verhindern, empfiehlt es sich, das Dynamometer direkt auf der Maschinenwelle anzubringen. Prof. Reynolds benutzte bei seinen Versuchen eine sehr vollkommene Bremse dieser Art, deren vollständige Beschreibung in den *Philosophical Transactions of the Royal Society* 1897 enthalten ist. Prof. Reynolds verwendete diese Bremse nicht nur zur Untersuchung von Maschinen hinsichtlich ihrer Nutzleistung, sondern auch zur Bestimmung des mechanischen Wärmeäquivalentes durch Beobachtung der die Bremse passierenden und infolge der in Wärme umgesetzten Arbeit von 0° C auf 100° C Temperatur erwärmten Wassermenge, bei gleichzeitiger Beobachtung der hierzu aufgewendeten Arbeit.

119. Versuche mit Maschinen bei veränderlicher Belastung.

In den meisten Fällen ihrer Verwendung arbeiten Wärmekraftmaschinen unter mehr oder minder veränderlicher Belastung und es ist daher von

Wichtigkeit und Interesse, die Leistungsfähigkeit einer Maschine bei abnehmender als auch bei der maximalen Belastung im Wege des Versuches kennen zu lernen. Bei elektrischen Lichtbetrieben z. B. arbeiten die Betriebsmaschinen zeitweilig bei sehr geringer Belastung und bildet gerade unter diesen Verhältnissen der Wirkungsgrad derselben ein wichtiges Moment für die Rentabilität der Anlage. Um in dieser Hinsicht ein vollständiges Urteil gewinnen zu können, müssen sich die Versuche auf eine Reihe von Belastungen, von voller Belastung bis herab zur Leerangabe der Maschine erstrecken.

Eine Reihe von in diesem Sinne vollständig durchgeführter Versuche enthält der bereits in Abschnitt IV erwähnte Bericht von Willans. Es empfiehlt sich, die Resultate solcher Versuche graphisch darzustellen durch eine Kurve, deren Abscissen die Leistung in Pferdestärken und deren Ordinaten den Dampfverbrauch pro Pferdekraftstunde darstellen. Zwei solcher Kurven, welche sich auf zwei von Willans durchgeführte Versuchsreihen mit einem seiner einfach wirkenden Compound Schnellläufer mit Kondensation beziehen, sind in dem Diagramm Fig. 63 dargestellt*).

Bei der einen Versuchsreihe war das Expansionsverhältnis konstant $r = 4,8$ und wurden die abnehmenden Leistungen beziehungsweise die korrespondierenden Dampfverbrauchsziffern durch Änderung der Anfangsspannung von ca. 9 Atmosphären absolut bis herab auf 3 Atmosphären erzielt.

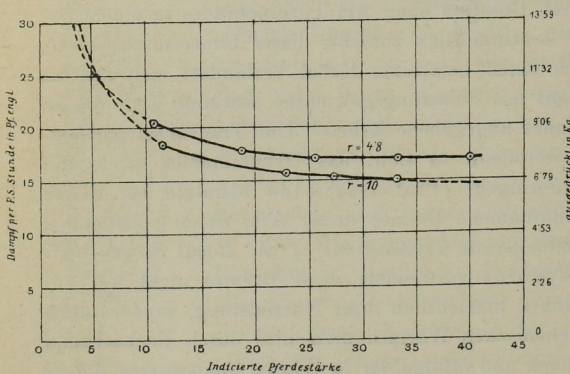


Fig. 63.

Kurven, welche einen ganz anderen, jedoch für die Beurteilung der Leistungsfähigkeit der Maschine charakteristischen Verlauf nehmen. Zwei

zielt. Die zweite Kurve gehört einer identischen Versuchsreihe an, bei welcher das Expansionsverhältnis jedoch konstant gleich 10 gehalten wurde.

Trägt man über die jeweilige Leistung einer Maschine als Abscisse den korrespondierenden Gesamtdampfverbrauch pro Stunde als Ordinate auf, so erhält man

*) Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Vol. CXIV, 1893.

solcher Kurven, entsprechend den beiden Versuchsreihen Fig. 63, sind in Fig. 64 abgebildet; die Leistung wurde wie dort durch Änderung der Admissionsspannung bei gleichbleibendem Expansionsverhältnis und konstanter Umlaufzahl geregelt.

Willans fand, daß unter diesen Verhältnissen die Kurve des totalen Dampfverbrauches in Beziehung zur geleisteten Arbeit eine nahezu gerade Linie bildet, wie Fig. 64 zeigt; bei konstantem Admissionsdruck und veränderlicher Füllung nimmt die Kurve, wie Fig. 65 zeigt, eine sichelförmige Form an, welche auf Seite der größeren Leistungen steiler verläuft als auf der anderen Seite.

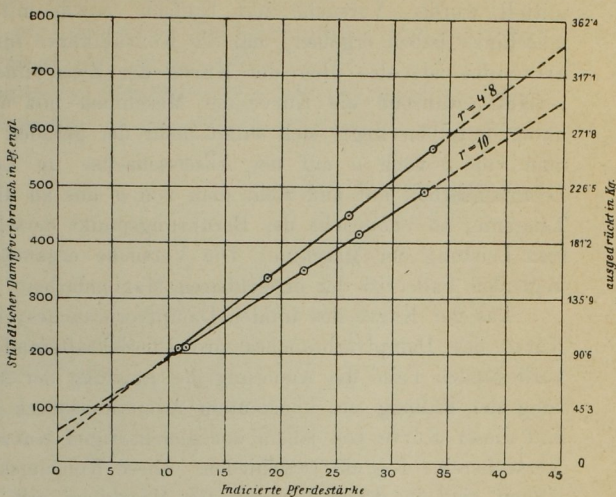


Fig. 64.

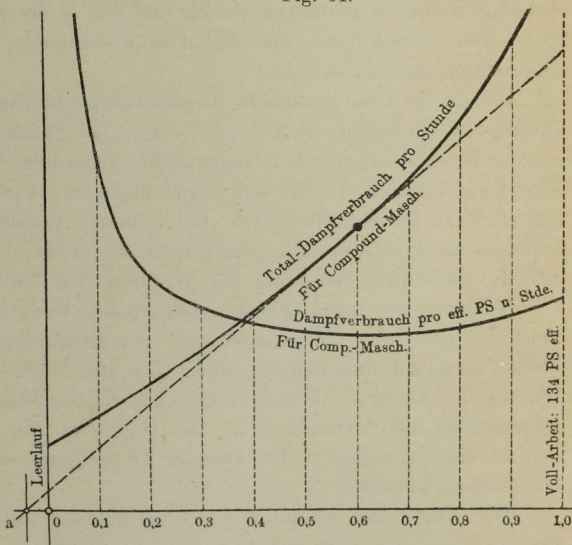


Fig. 65.

Des Vergleiches wegen sind in Fig. 65 die Konsumkurven einer 80 PS Sulzer-Compoundmaschine mit Kondensation dargestellt. Da es sich hier in erster Linie nur um den Verlauf der Kurven

handelt, sei auf die Dimensionsverhältnisse der benutzten Versuchsmaschine nicht weiter eingegangen und nur erwähnt, daß die Versuche bei 9 kg/qcm

effektiver Admissionsspannung durchgeführt und der Dampfverbrauch durch Messung des Speisewassers und des Oberflächenkondensates ermittelt wurde. Versuche mit Einfach- sowie mit Dreifachexpansionsmaschinen haben ergeben, daß die Konsumkurve im ersteren Falle mehr gekrümmt ist, also über der Kurve der Zweicylindercompoundmaschine verläuft, während die Kurve der Maschinen mit dreistufiger Expansion unter derselben liegt, sich somit mehr der geraden Linie nähert. Trägt man von o nach a auf der Abscissenachse im Leistungsmaßstabe die Leergangsarbeit auf und zieht man von a aus an die Konsumkurve eine Tangente, so entspricht der Berührungspunkt derselben der ökonomischen Leistung der Maschine. Die Versuche ergaben hierfür in dem vorliegenden Falle 0,6 der erreichbaren Maximalarbeit.

Aus der Kurve des totalen Dampfverbrauches ergibt sich sodann die Kurve des Dampfverbrauches pro Pferdekraftstunde; nachdem in dem vorliegenden Falle die Änderung der Leistung der Maschine durch Änderung der Füllung bei konstantem Admissionsdruck erfolgte, ist der Verlauf dieser Kurve von jenem der gleichartigen Kurve der Willansschen Versuchsreihe Fig. 63 verschieden. Diese Konsumskurven pro Leistungseinheit sind in ihrem Verlaufe für Maschinen mit ein-, zwei- und dreistufiger Expansion nahezu identisch und nur in der Richtung der y -Achse um soviel verschoben, als der Dampfverbrauch bei günstigster Beanspruchung verschieden ist.

Bei der in Rede stehenden Tandemcompoundmaschine ergab sich ein günstigster Dampfverbrauch von 7,1 kg; bei gleichem Admissionsdrucke betrug derselbe für die Dreifachexpansionsmaschine 6,15 kg und für die Eincylindermaschine 10,3 kg mit, beziehungsweise 12,5 kg ohne Kondensation pro effektive Pferdekraftstunde. Bei höheren Admissionsspannungen verschiebt sich die Kurve ohne wesentliche Änderung nach rechts und nähert sich die günstigste Belastung der Maschine der Vollbelastung derselben.

Nachdem die graphische Darstellung des Verbrauches an motorischer Substanz pro Zeit- beziehungsweise Leistungseinheit von der Art und Weise derselben unabhängig, somit für alle Wärmemotoren die gleiche ist, sei des Zusammenhanges wegen das Konsumdiagramm einer Leuchtgasmaschine hier angeschlossen. Das Diagramm Fig. 66 wurde auf Grund der an einer nominell 6 PS Deutzer Leuchtgasmaschine durchgeführten Messungen entworfen.

Die Kurve des stündlichen Gasverbrauches ist bei gut funktionierenden Maschinen eine gerade Linie; die Entfernung des Durchschnittspunktes a derselben mit der Abscissenachse vom Anfangspunkte o gibt genau die Leergangsarbeit. Die Maschine arbeitete mit Glührohrzünder; die Glührohrbrenner verbrauchen durchschnittlich bei allen Maschinen-

größen ca. 70 Liter Gas pro Stunde; zieht man daher in einem entsprechenden Abstände eine Parallele zur Konsumlinie, so gibt diese Linie den totalen stündlichen Gasverbrauch der Maschine.

Der Gaskonsum pro indizierter Pferdekraftstunde gibt unter obiger Voraussetzung eine zur x -Achse parallele Gerade.

Gleichartige Diagramme können ebenso vorteilhaft zur graphischen Darstellung des Verbrauches an motorischer Substanz in Beziehung zur

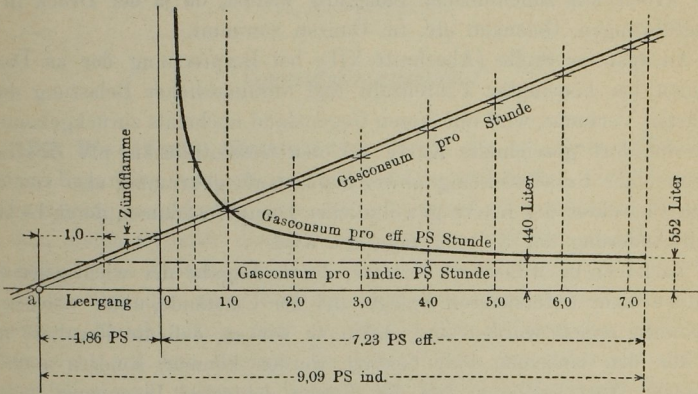


Fig. 66.

Arbeit einer Pumpe, eines Elektromotors etc. benutzt werden und geben ein klares Bild jener Bedingungen, unter welchen das Maximum des Wirkungsgrades erreicht werden kann, sowie der Leistungsfähigkeit der Maschine unter weniger günstigen Umständen, wie solche der praktische Betrieb mit sich bringt.

Legt man der Zeiteinheitkonsumkurve eine gerade Linie, wie in Fig. 64 und 66 zu Grunde, dann kann der Verbrauch an motorischer Substanz als aus zwei Teilen zusammengesetzt angesehen werden, und zwar dem konstanten unproduktiven Konsum, welcher keine äußere Arbeit verrichtet und jenem Verbrauch, welcher der indizierten Leistung proportional ist; für irgend eine Belastung der Maschine ist daher der Gesamtkonsum

$$a(i + b),$$

wenn i die Anzahl indizierter Pferdekräfte und a jenen Betrag an motorischer Substanz darstellt, welcher nach Abzug des unproduktiven Konsums ab auf jede Pferdekraft entfällt.

Gleiches gilt für den Fall, daß nicht die indizierte sondern die effektive Leistung der Maschine als Abscisse aufgetragen wird; ab stellt dann jenen Dampfverbrauch dar, welcher für den Leergang der Maschine er-

forderlich ist; b ist die sogenannte Leergangsarbeit der belasteten Maschine; dieselbe ist stets etwas größer als die zur Überwindung der Eigenreibung der Maschine erforderliche indizierte Arbeit.

Ein Vergleich der beiden Konsumkurven für die indizierte beziehungsweise effektive Leistung beantwortet zugleich die Frage, ob und inwieweit die Reibungsarbeit der Maschine bei hoher und geringer Belastung derselben konstant bleibt. Im allgemeinen kann wohl erwartet werden, daß diese Arbeit mit zunehmender Belastung wächst, da ja der Druck in den Geradführungen, Gelenken etc. im Ganzen zunimmt.

An späterer Stelle (Abschnitt XII), bei Besprechung der an Dampfturbinen bei konstanter Tourenzahl und veränderlicher Belastung durchgeführten Versuche, wird auf diesen Gegenstand nochmals zurückgekommen; auch die dort gezeichnete Kurve für den Gesamtkonsum pro Zeiteinheit ist von einer Geraden wenig abweichend, sanft gekrümmt, also von demselben Charakter der Kurve gewöhnlicher Dampfmaschinen, deren Leistung durch Änderung der Füllung reguliert wird.

Nachdem es wünschenswert ist, durch Angabe der wichtigsten Verhältnisse einer untersuchten Anlage und der Umstände, unter welchen die Ergebnisse erzielt worden sind, dahin zu wirken, daß die Resultate nicht nur für den einzelnen Fall benutzt werden können, sondern auch allgemeinen Wert erlangen, hat der Verein deutscher Ingenieure und der internationale Verband der Dampfkesselüberwachungsvereine im Jahre 1884 Grundsätze und Anleitung für die Untersuchungen an Dampfkesseln und Dampfmaschinen zur Ermittlung ihrer Leistungen aufgestellt. Auf Beschluß der beiden genannten Vereine wurden diese Grundsätze nunmehr einer Durchsicht unterzogen, an welcher sich auch der Verein deutscher Maschinenbauanstalten beteiligte. Das Ergebnis der gemeinsamen Arbeit sind die in der *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure* Jahrg. 1900, S. 460 veröffentlichten „Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen“.