

Die Compression.

Bei Füllungen gegen oder über 0·5 des Kolbenweges wird die Arbeit der Dampfmaschinen desto unruhiger, je schneller sie gehen. Die Ursache hiefür liegt in dem Einflusse der Gestängsmassen, welche einen Theil von der Dampfarbeit in der ersten Hälfte des Kolbenlaufes zu ihrer eigenen Beschleunigung beanspruchen und zurückbehalten, um ihn in die zweite Hubhälfte hinüber zu tragen. Nachdem aber bei hoher Füllung in dieser zweiten Hälfte auch eine bedeutende Dampfarbeit mit zu übertragen ist, so häufen sich diese Effecte, was nicht nur eine weit stärkere Beanspruchung der einzelnen Theile, sondern auch einen ungleichförmigen Gang der Maschine zur Folge hat.

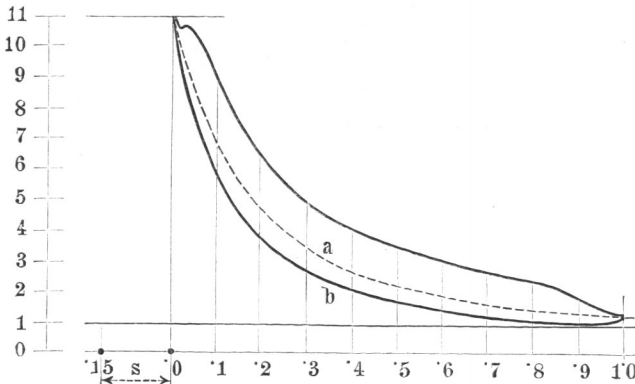
Dazu kommt noch ein lästiger Umstand. Alles Gestänge ist noch im letzten Momente des Schubes starken Drücken ausgesetzt, welche bei halbwegs hohen Füllungen und Geschwindigkeiten den Dampfdruck allein weit überragen. Mit diesen Drücken treten aber Längenveränderungen und überhaupt Deformationen im Balken und in allen Gestängen und Theilen der Maschine auf, welche sich bis in die Fundamente erstrecken. Da nun aber Alles mit dem Momente, mit dem Schlage gänzlich von der höchsten Belastung bis Null entlastet wird, mit dem die Kurbel durch den todten Punkt geht, so müssen Erzitterungen und Stöße in Folge dieser plötzlichen Entlastungen des elastischen Materiales geweckt werden, denn eine plötzliche Entlastung wirkt genau so wie eine plötzlich aufgelegte Last*).

*) Bei Rohrproben brechen öfters die Rohre im Momente der Entlastung.

Nun findet sich aber in der Compression des abziehenden Dampfes ein herrliches Mittel, den Massen gegen Ende des Hubes einen Theil oder die Fülle ihrer innewohnenden Arbeit zu nehmen und in Gestalt von Wärme für den nächsten Hub aufzubewahren. Will man die Entlastung des Gestänges genau am todtten Punkte erzielen, so braucht die Compression nur so geregelt zu werden, dass ihr Enddruck gleich der Summe von Enddampfdruck plus Endmassendruck wird, d. i. dass

$$p_4 = (p_3 + q_1).$$

Fig. 57

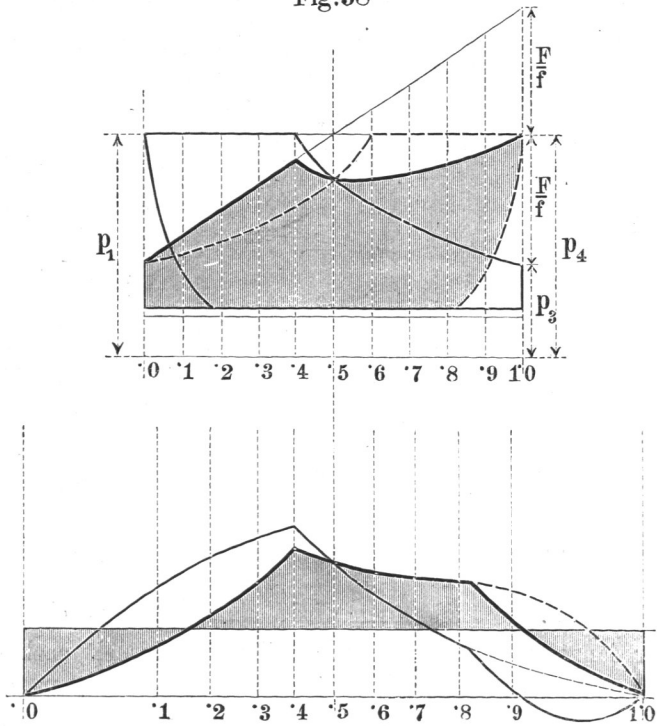


Diese völlige Entlastung wird, als von einem elastischen Polster langsam eingeleitet, indem ihr Gegendruck nach einer Compressioncurve steigt, welche mit Rücksicht auf die Größe der schädlichen Räume (ungefähr) dem Mariotte'schen Gesetze folgt. Und folgt sie ihm auch nicht, so kann man doch mit dem Indicator an der Maschine stets den verlangten Enddruck herstellen.

In den Figuren 58 und 59 und ihren beigezeichneten Kurbeldiagrammen ist die zurückgehaltene Compressionsarbeit ersichtlich, indem die Drucklinien ohne Compression punktirt eingetragen wurden. Die wegfallende Fläche ist natürlich gleich der Fläche der Compressionsarbeit im zugehörigen Kolbendiagramm.

Eine geringe Ueberhöhung der Compression ist übrigens nicht schädlich, und wenn sie auch eine Zurückleitung von Arbeit aus dem Schwungrad durch das Gestänge bis auf den Kolben, und dabei einen gewissen Reibungs- und Umsetzungsverlust

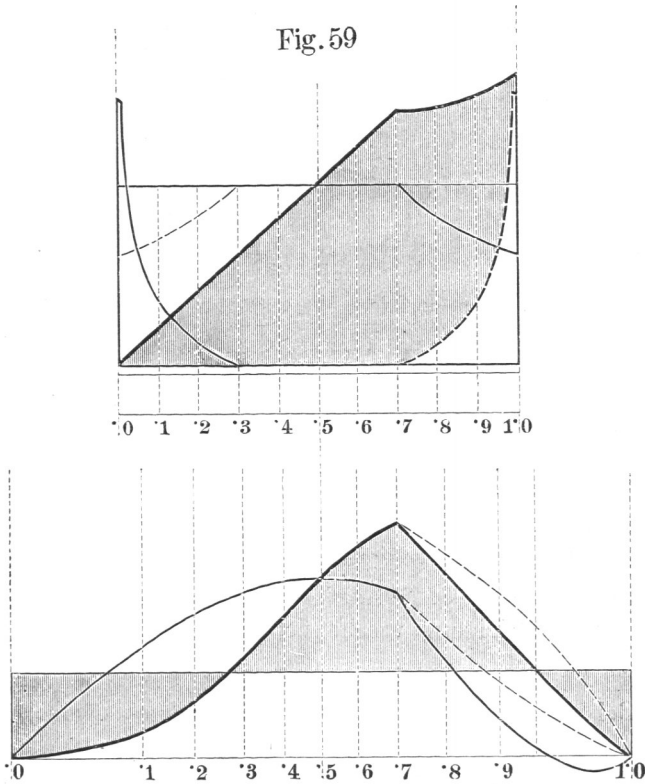
Fig. 58



bedingt, so sichert sie dafür den Druckwechsel an den Schalen an völlig gefahrlosen Stellen bereits vor dem toten Punkte. Der Druckwechsel im toten Punkte ist wohl auch gänzlich ungefährlich und stoßfrei, aber wenn derselbe erst bei bereits begunnenem Hube eintreten sollte, wären Stöße und Gefahren unvermeidlich daran geknüpft, wie im Anhang IV nachgewiesen wird. Daher ist eine kleine Uebercompression zur Sicherung des stoßfreien

Hubwechsels wohl zulässig und der Empfehlung werth. Uebrigens ist der Druckwechsel vor dem todten Punkte auch bei streng auf p_4 eintreffender Compression durch die Reibungswiderstände des Kolbens und der Zapfen gesichert.

Fig. 59



Der Fig. 59 ist zu entnehmen, wie selbst eine Schlinge im Diagramm zur Ruhe des Ganges beitragen kann.

So hat man es in der Hand, die Drücke unbedingt ruhig, langsam bis zur Nulle niedersteigend, und von dort neu sich hebend in die des entgegengesetzten Sinnes umzukehren und an gefahrloser Stelle einen Moment lang weder Zug noch Druck in dem Gestänge herrschen zu lassen.

Nun ist aber mit der Compression eine Reihe von weiteren Vortheilen verknüpft, welche ihre Anwendung besonders für schnell gehende Maschinen empfehlen.

So werden die Schiebersteuerungen theilweise, und zwar gerade dann entlastet, wenn ihre Hubgeschwindigkeit die größte ist, weil die Kurbel vor dem todten Punkte, das Excenter bei 90° steht; bei Ventilsteuerungen erfolgt der Anhub der Einströmventile ohne jeden Kraftaufwand.

Die Steuerung wird daher weniger Arbeit zu ihrer eigenen Bewegung von der Gesamtleistung in Abfall bringen, weniger Abnützungen und Störungen ausgesetzt sein, und insbesondere die Excenter werden vor dem Warmgehen gesicherter bleiben als bei der Ermangelung von Compression. Auch der Eingriff des Regulators kann in einer mehr entlasteten Steuerung empfindlicher wirken.

Von Alledem und auch den bedeutenden Vortheilen abgesehen, die schon Prof. Zeuner nachweist, dass durch die Compression allerdings die effective Leistung der gleich großen Cylinderfläche kleiner, der Wirkungsgrad aber höher wird, gibt es aber noch zwei Hauptrücksichten, welche für eine nicht zu geringe Compression sprechen:

Bei schnell gehenden Maschinen wird es nämlich schon schwer, gleich zu Beginn des Hubes den vollen Druck in den Cylinder zu bekommen, indem der einströmende Dampf, dem auch die ganze Canalbreite oder Ventilhubhöhe noch nicht geöffnet ist, die schädlichen Räume füllen und wärmen muss, welche übrigens bei rasch gehenden Maschinen auch weiter und umfangreicher sind, als bei solchen mit langsamem Gang. Die Folge solch unvollkommener Einströmung wäre dann jenes schiefe Ansteigen der Linie des Anfangsdruckes, dessen Gefahr bereits bei Fig. 50 erhellt.

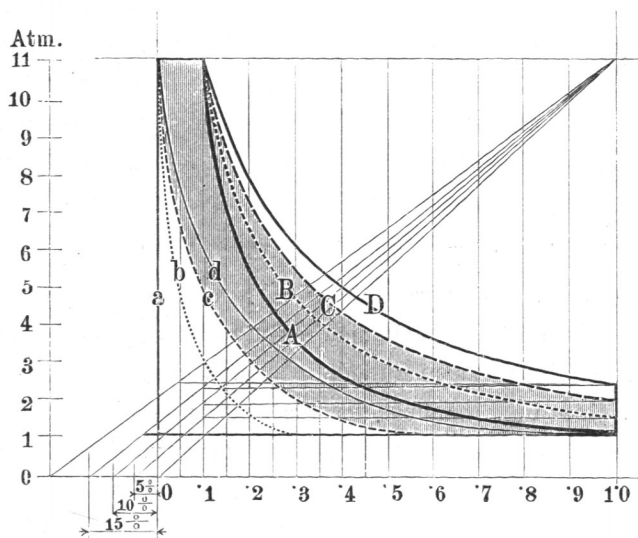
In der Compression hat man aber das Mittel, jenen Einfluss der sonst wahrhaft schädlichen Räume fast gänzlich aufzuheben. sie mit hochgespanntem Dampf zu füllen, ihre Wände, welche sich während der Ausströmung abkühlten, wieder zu erwärmen und selbst bei mäßigem Voreilen die hohe Anfangsspannung hinter dem Kolben zu erreichen. Dass die sonst ausfallende Dreiecksfläche eine Arbeit darstellt, welche rein verloren geht; dass sich die Dampfspannung meist auf dem ganzen Wege der Füllung nicht mehr zu erheben vermag und unter der Spannung im Schieberkasten bleibt, wenn sie nicht bereits am todten Punkte ihre volle Höhe erreicht; dass dann die Maschine keineswegs jene Leistungsfähigkeit besitzt, welche man ihr zutraut; dies sind Missstände, welche aber unser Interesse hier weit weniger erregen, als die Erkenntniss, dass solch ein schiefes Ansteigen die zulässige Geschwindigkeit ganz bedeutend beschränkt, dass es aber durch die Compression ganz gewiss zu vermeiden ist.

Durch die Compression wird ferner dem Dampfverlust, welchen die schädlichen Räume sonst bedingen und bei Fig. 54 erörtert wurde, wirksam Einhalt gethan. Von diesem Standpunkte wäre selbst die Erhöhung der Compressions- bis zur Anfangsspannung gerechtfertigt und zeichnet man zu den Linien der Fig. 54 nun in Fig. 60 diese höchst zulässigen Compressionslinien *a*, *b*, *c* und *d* für die schädlichen Räume 0, 5, 10 und 15%, so ergeben sich planimetrisch gleich große Flächen zwischen *A* und *a* und den übrigen zusammengehörigen Curven, z. B. *C* und *c*, welche schraffirt ist. Werden nun durch solche Hohecompression die schädlichen Räume völlig mit Dampf gefüllt, so verschwindet ihr Consum aus dem theoretischen Diagramm und der sichtbare Dampfverbrauch bleibt sich gleich, wie groß immer der schädliche Raum innerhalb jener Grenzen auch sei, welche noch Vollcompression gestatten.

Wird dabei nun aber auch gleiche Arbeit geleistet, so würde der Begriff schädlicher Raum gänzlich unberechtigt werden, wenn nicht die Nebenerscheinung der vergrößerten Abkühlflächen, also des aus dem Diagramme nicht ersichtlichen Dampfverbrauches, erübrigen würde.

In der Fig. 60 wurden die Compressionslinien *b*, *c* und *d* nicht nach der einfachen Mariotte, sondern nach einem mit

Fig.60



dieser und der Adiabate mittleren Gesetze $p v^{1.2} = k$ eingetragen, welches häufiger Wirklichkeit entspricht*).

*) Würde die Betrachtung unter Zugrundelegung der Mariotte als Gesetz der Compressionslinie vorgenommen worden sein, so würde allerdings das Ergebniss wesentlich ungünstiger erscheinen. Hiernach wäre der Verlust im schädlichen Raume theoretisch nur dann allein aufzuheben, wenn sein und der Füllungsdampf zusammen genau bis zum Gegendrucke expandirt.

Dass aber die Mariotte hier eine falsche Grundlage wäre, ergibt sich aus jedem Indicatorgramm einer Maschine mit großem schädlichen Raum.

Mit der Compression kann aber auch zu weit gegangen werden. Von vornherein muss jedes Ueberschreiten der Kesselspannung mit ihr vermieden werden, und sollte wie in Fig. 59 solch ein Ueberschreiten durch die Geschwindigkeit verlangt sein, so wäre diese Geschwindigkeit oder die anderen Bedingungen der überhöhten Compression selbst zu vermeiden, weil sonst die Festigkeit der sämtlichen Theile der Maschine überangestrengt wird.

In den Locomotiv- und Walzwerks- oder anderen auf hohe Kolbengeschwindigkeit zu bauenden Eincylinder- oder Zwillingsmaschinen und in den Niederdruckcylindern der Verbundmaschinen ist es oftmals möglich, eine Compression bis zur Druckhöhe des Einströmdampfes durch die Massenwirkung allein zu decken. Herrschten, abgesehen vom Gegendrucke, die Gleichungen: Massendruck = Compressionsdruck, Compressionsdruck = Einströmdruck, oder $q_1 = p_4$ und $p_4 = p_1$, also auch $q_1 = p_1$, so sagt dies, die Maschine geht mit dem Maximum der Geschwindigkeit, bei welcher die Gestängsmassen anfangs den vollen Dampfdruck zu ihrer Ingangsetzung beanspruchen, daher umgekehrt auch bei ihrem Ausschwingen üben. Der Compressionsdruck wird jetzt durch die ausschwingende Masse allein verrichtet und seine Arbeit passirt gar nie die Kurbel oder deren Zapfen,

Frägt man nämlich, bei welcher Entfernung l , vom Ausgangspunkte die Compression beginnen müsse, um bei einem schädlichen Raum s von einem Gegendrucke p_0 ($= 1.1 a$) zur Anfangsspannung p , (z. B. $= 11 a$) zu erreichen, so lautet die Antwort für . . . $s = 5$ 10 15%

nach der Adiabate: $p_0 (l, + s)^{1.2} = p, s^{1.2} \cdot l,$ = .29 .58 .87 . l

während die Mariotte: $p_0 (l, + s) = p, s \cdot l,$ = .45 .90 1.35 . l

ergeben würde.

Nun ist Fig. 57 ein einer Maschine mit 15% schädlichen Raumes thatsächlich entnommenes Diagramm, und man bemerkt, dass die Compression wohl bis zur Anfangsspannung reicht, aber nicht bei dem unmöglichen Werth $l, = 1.35 l$. sondern erst hinter dem begonnenen Rücklauf anhebt. Mit dem ist die Nichtzulässigkeit der Mariotte (a) als Compressionslinie wohl erwiesen. Die sich mehr eindruckende adiabatische Compression (b) verbraucht aber weniger Arbeit zur Rückgewinnung des Hochdruckes als sonst angenommen wird.

auf welchem der übrige Dampf auch nie plötzlich, sondern stets nur langsam steigend und erlöschend drückt.

Aus Tabelle I und II ergeben sich die Verhältnisse, unter welchen die höchsten Geschwindigkeiten auftreten können. Die Compression ist dabei stets bis zur Höhe der Anfangsspannung zu treiben.

Eine Walzwerkmaschine von $v = 4 m$ und $p_1 = 5 \text{ Atm.}$ und ein Niederdruckcylinder mit $p_1 = 1.25 \text{ Atm.}$ bei $v = 2.8 m$ sind ganz normale Verhältnisse und vertragen und verlangen eine Höhe des Compressionsdruckes bis zur Höhe der Füllungsspannung.

Bei den übrigen noch langsam gehenden Hochdruckmaschinen und allen Hochdruckseiten der Verbundmaschinen sind aber die sämtlichen Vortheile der Compression nicht gleichzeitig und rein benützlich. Im Allgemeinen sind hier die freien Anfangsdampfdrücke weitaus größer, als zur Ingangsetzung der Massen nothwendig ist $[(p_1 - p_0) > q_1]$, daher auch die Compression (p_4) nicht voll zur Höhe des Einströmdampfes steigen darf, wenn sie von den ausschwingenden Massen allein gedeckt werden soll.

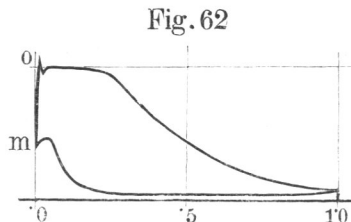
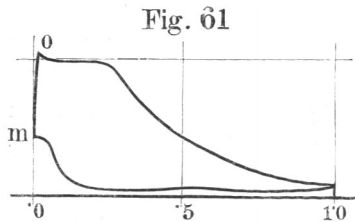
Schwillt die Compression zu wesentlich größerer Höhe, so bedingt sie ein Zurückleiten von Arbeit aus dem Schwungrade her und wäre der dabei entfallenden Reibungsverluste wegen — und da der Dampf nie absolut trocken und die Wände nicht wärmedicht sind, daher sich auch der erwartete ökonomische Vortheil nie vollständig einstellen kann — von diesen Standpunkten aus übertrieben und schlecht.

Nebenher mag bemerkt sein, dass sich auch die Kurbel leicht lockert, wenn ihr Keil durch die abwechselnden Drücke während des Vorwärtstreibens und der Rückleitung zu starker Compressionsarbeit nach beiden Seiten hin beansprucht wird. Daher eignen sich gekröpfte Wellen für schnellgehende Maschinen mit hoher Compression besser als aufgezoogene Kurbeln. Auch die Verschraubung der Schwungradnabe an einem Kreisflansch der

Welle statt der normalen Aufkeilung, welche oftmals an besten Maschinen zu finden ist, gehört hierher.

Bei weit getriebener Compression mischt sich endlich noch eine Verlustquelle ein, welche allerdings öfter durch den Indicator zu erkennen ist, aber doch stets, auch ohne sich grell zu verrathen, vorkommt und daher die reine Vollcompression dann nicht empfehlen lässt, wenn sie zur Deckung der Massendrucke nicht benöthiget wird.

Diese Erscheinung, welche selbst die Oekonomie der Maschinen mit maximaler Kolbengeschwindigkeit, also mit Vollcompression herabsetzt, und das Verbundmaschinensystem, wo sie nur getheilt vorkommen kann, mit rechtfertigt, ist die Abkühlung durch die Wände des Cylinders und der schädlichen Räume. Diese,



während der Ausströmung theilweise abgekühlt, gestatten eine verlustlose Compression nur bis zu Spannungen, welche sich in der Nähe ihrer erübrigten Temperatur bewegen.

Steigt mit zunehmender Spannung die Temperatur des in Compression befindlichen Dampfes über die Temperatur der Umfassungswände, so muss eine Wärmeabgabe an dieselben, eine Umwandlung von Arbeit in Wärme stattfinden, welche den ferneren Anstieg mäßigt oder verwehrt. Bei dem ungünstigen Verhältnisse der stark entwickelten Oberflächen zum geringen Inhalte bleibt die Compressionsdruckhöhe daher oftmals von einem gewissen Punkte an constant oder fällt selbst ab (Fig. 61 und 62, Punkt *m*), wenn die Abkühlung rascher wirkt, als der sich verzögernde Kolbengang. Oftmals, und insbesondere bei ungeheizten Cylindern

und Deckeln, mag es daher aus der Dampfwolke geradezu in Strömen „regnen“, und der thatsächliche Dampfverbrauch steigt hoch über den „sichtbaren“ aus einem theoretischen Diagramme.

Die Wärme, welche dabei an den Wänden erwächst, ist allerdings nicht gänzlich verloren und sie muss, wenn nicht durch die Compression erzeugt, dem einströmenden Dampfe entnommen werden. Es leuchtet aber ein, dass dieses Letztere mit weniger Verlusten verbunden ist, als wenn erst Arbeit aus dem Schwungrad hereingeholt und am Wege einer Wasserfabrication unter Reibungs- und Nutzeffectsabfällen jene Wärme erbracht wird, welche doch nur dem Kessel entstammt und vom Einströmdampfe direct an diese Wände gegeben werden kann. In letzterem Falle werden diese Abkühlungsverluste aber auch an und für sich geringer sein, weil der heisseste Dampf nur geringere Zeit lang an den Wänden liegt.

Eine übertriebene, d. h. über die Höhe des aufzufangenden Massendruckes weit hinaus gesteigerte Compression ist daher verwerflich. Bis zur Höhe des Massendruckes soll sie aber stets angewendet werden, weil sie den Gang der Maschine ruhig gestaltet, das Auftreten des vollen Dampfdruckes am todten Punkte sichert, den Dampfverlust durch die schädlichen Räume großentheils deckt und mit keinen Rückleitungsverlusten und anderen die Maschine verderbenden Einwirkungen verknüpft ist.

Ein mäßiges Uebersteigen des Compressions-Enddruckes über den Massendruck ist gestattet, obgleich sie den Druckwechsel bereits etwas vor dem todten Punkte veranlasst, was nicht gefährlich ist, dagegen aber dessen gefährlicher Verspätung, d. i. Eintritt nach dem todten Punkte, beim Hubbeginne sicher vorbeugt. Abgesehen von der zu erwartenden Ersparniss an Dampf wird auch den kleinen unvermeidlichen Schwankungen von Spannung und Geschwindigkeit damit Rechnung getragen, und ein leichter Gang der Steuerung und leichter Eingriff des Regulators erzielt.
