

## Zweiter Teil.

# Dampfkessel und Dampfmaschinen.

Bearbeitet von **F. Lincke,**

Professor an der technischen Hochschule in Darmstadt.

(Hierzu Tafel II bis VI und 29 Holzschnitte.)

### A. Uebersicht und allgemeine Grundsätze.

§ 1. **Einleitung.** Die Aufgabe der vollständigen Dampfmaschinenanlage „Ausnutzung des Heizwerts von Brennmaterial zur Leistung mechanischer Arbeit“

erfordert:

1. den Verbrennungsprozess zur Auslösung der im Brennmaterial disponiblen Wärme;
2. die Wärmetransmission (Übertragung der Wärme der Feuer-gase auf das Wasser);
3. Umsetzung der Wärme in mechanische Arbeit durch Dampfproduktion (Volldruckarbeit) und Expansion (Expansionsarbeit).

Diesen Hauptabschnitten des Vorgangs der Arbeitsproduktion entsprechend sind für die vollständige Dampfmaschinenanlage notwendig:

1. die Feuerungsanlage;
2. der Dampfkessel (Heizungsanlage);
3. die Dampfmaschine mit ihrem Triebwerk.

Zunächst ist, um den Heizwert des Brennmaterials möglichst vollständig auszunutzen, einerseits vollkommene Verbrennung anzustreben, andererseits die mit den Brennmaterialrückständen und abziehenden Feuergasen verloren gehende Wärme möglichst einzuschränken. Man zerlegt deshalb in den sogenannten Gasgeneratoren oder Generatorfeuerungen die Oxydation des Brennmaterials in die Vergasung (partielle Verbrennung, Destillation) und die hiernach erfolgende totale Verbrennung. Zuerst werden Kohlenoxyd und Kohlenwasserstoffgase gebildet, sowie das im Brennmaterial enthaltene freie Wasser teils zersetzt, teils verdampft, dann diese Gase bei hinreichender Temperatur durch Zuführung der zur vollständigen Verbrennung erforderlichen atmosphärischen Luft entflammt.

Indem die Verbrennungsgase in der Heizungsanlage nur bis zu einer praktisch gegebenen Minimaltemperatur herab zur Wärmeabgabe noch benutzbar sind (bei einem

Dampfkessel ohne Vorwärmer muß diese Temperatur diejenige des zu erzeugenden Dampfes noch wesentlich übersteigen, wenn der Aufwand an Heizfläche lohnend sein soll), so wird diejenige Anlage die vorteilhafteste sein, welche den Heizeffekt pro Gewichtseinheit des Brennmaterials mit minimaler Menge der Verbrennungsgase realisiert, bei welcher also mit letzteren die geringste Wärmemenge unverwertet entweicht. Aus diesem Grunde, welcher übrigens die Verbrennung mit reinem Sauerstoff theoretisch rationell erscheinen liefse, sind die Generatorfeuerungen den gewöhnlichen Feuerungsanlagen überlegen, denn bei ihnen genügt die Zuführung der theoretisch erforderlichen Luftmenge nahezu zur vollständigen Verbrennung, während bei letzteren, wo die beiden genannten Stadien des Verbrennungsprozesses ungetrennt in unregelmäßiger Weise stattfinden, etwa das zwei- bis dreifache Luftquantum zur vorteilhaften Verwertung des Brennmaterials erforderlich ist.

Da jedoch die Gasfeuerungen wegen der Schwierigkeit, den Verbrennungsprozess wechselndem Bedarf entsprechend zu regulieren, nur für Dampfkessel mit dauernd regelmäßiger Dampfproduktion, wie beispielsweise beim Betrieb von Papiermaschinen, Pumpwerken und anderen Maschinen von konstantem Kraftbedarf, geeignet sind, kommen sie im Bauwesen kaum zur Anwendung und deshalb auch hier nicht weiter in Betracht.

An dem Dampfkessel, welcher mit den zur Leitung der Feuerluft dienenden Kanälen, den Zügen, die Heizungsanlage darstellt, sind einerseits

1. die von den Verbrennungsgasen bestrichene Oberfläche, die Heizfläche,
2. die von anschließendem Mauerwerk, der Einmauerung, oder anderen zur Bildung der Züge dienenden Materialien bedeckte Außenseite und
3. die unbenutzte, freie oder mit wärmehaltender Masse umgebene Oberfläche, welche meistens durch die obere den Dampfraum umschließende Partie des Kessels, sowie nicht selten, allerdings in unvorteilhafter Weise, durch über die Einmauerung hinausragende Stirnflächen gebildet wird,

zu unterscheiden, während die Innenseite, dem Wasserraum und Dampfraum entsprechend, teils von Wasser, teils von Dampf berührt wird.

Demnach besteht, je nachdem die Wärme der Feuergase durch die Kesselwand dem Wasser oder dem Dampfe mitgeteilt wird, die Heizfläche im allgemeinen aus wasserbenetzter und dampfbespülter Heizfläche, oder Wasserheizfläche und Dampfheizfläche, und kommt es, da der Dampf wegen seiner geringeren Wärmeleitungsfähigkeit weniger zur Wärmetransmission geeignet, also die Dampfheizfläche weniger wirksam ist, im allgemeinen darauf an, behufs geringen Materialaufwands, beziehungsweise Geldaufwands für einen Kessel von verlangter Dampfproduktionsfähigkeit die Wasserheizfläche relativ möglichst hoch zu erhalten. Der Wert der Dampfheizfläche beträgt nur etwa  $\frac{1}{4}$  desjenigen der Wasserheizfläche, weshalb in der Regel diese allein in Rechnung gebracht und schlechthin unter Heizfläche verstanden wird.

Vielfach hat man jedoch bei stationären Anlagen von der Dampfheizfläche in größerem Maße Gebrauch gemacht, indem die Dampfleitung unmittelbar am Kessel in besonderer Weise ausgebildet und in Kanälen oder Kammern untergebracht wurde, um die durchstreichenden Feuergase zum Trocknen oder auch Überhitzen des Dampfes auf seinem Wege nach dem Verbrauchsorte hin zu benutzen. Diese als Dampftrockner oder Überhitzer bekannten Einrichtungen können zwar bei ambulanten Maschinen kaum angebracht werden, doch dürfte ihre Verwendung in Fällen, wo der Dampf auf

größere Entfernungen zu leiten ist, behufs Vermeidung der Kondensation, d. h. Lieferung trocknen Dampfes für die entlegene Verbrauchsstelle, in Betracht zu ziehen sein.

Der als Wärme- beziehungsweise Arbeitsträger gewonnene Dampf wird zur Verrichtung mechanischer Arbeit entweder als Dampfstrahl benutzt, wie dies bei der Wirkung auf die Schaufeln von Dampfturbinen und in praktisch besonders hervorragender Weise mit Verwertung seiner lebendigen Kraft zur Förderung von Flüssigkeiten im Injektor geschieht, oder er bewegt vermöge seines Drucks und seiner Expansivkraft die mit dem Arbeitswiderstande behafteten Platten oder Kolben von Dampfmaschinen im engeren, aber gewöhnlichen Sinne des Wortes (auch wohl speziell Druckmaschinen genannt), nämlich von Kapselwerken (Rotationsmaschinen), wie solche auch als Pumpen (siehe S. 298, § 26 des III. Kap.) Anwendung finden, und von Kolbenmaschinen, welche als die praktisch wichtigsten hier ausschließlich spezieller in Betracht gezogen werden.

**§ 2. Dampfmaschinensysteme.** Die Verschiedenheiten der Dampfmaschinen beruhen auf den Eigentümlichkeiten der Wirkungsweise des Dampfes oder auf kinematischen und konstruktiven Eigenschaften ihrer Mechanismen. Letztere kommen bei der Bauart der Dampfmaschinen, im dritten Teile dieses Kapitels zur Sprache. Hinsichtlich der Art der Arbeitsverrichtung des Dampfes sind folgende Maschinensysteme zu unterscheiden:

1. Die atmosphärischen Maschinen. Der entwickelte Dampf füllt einen zur anderen Seite des Kolbens mit der freien Atmosphäre kommunizierenden vertikalen Dampfzylinder, indem er den Kolben unter Überwindung des auf demselben lastenden Luftdrucks, jedoch ohne zunächst nutzbare Arbeit zu leisten, zurückdrängt. Hierauf wird durch Kondensation des Dampfes ein Vakuum unter dem Kolben hergestellt, sodafs nun die vorher verdrängte Atmosphäre vermöge der zu beiden Seiten des Kolbens bestehenden Druckdifferenz denselben mit entsprechender Arbeitsverrichtung zurückbewegt.<sup>1)</sup>

Dieses Maschinensystem, welches nur eine sehr unvollkommene Umsetzung der Wärme in Arbeit gestattet, ist blos von historischem Interesse<sup>2)</sup>, indessen liegt dieser Arbeitsvorgang in der Saugperiode der Pulsometer und ähnlicher Wasserhebemaschinen vor (§ 34 des III. Kap.), wo die Wassersäule in der Saugleitung bei stattfindender Kondensation des Dampfes durch den Atmosphärendruck gehoben wird.

2. Direktarbeitende Dampfmaschinen. Insofern als bei den atmosphärischen Maschinen die Arbeit des Dampfes zunächst zur Hebung der Luftsäule verwendet und dann mittels dieser erst beim Niedergange des Kolbens der Arbeitswiderstand überwunden wird, dürften dieselben als indirektarbeitende Dampfmaschinen bezeichnet und ihnen gegenüber alle diejenigen Dampfmaschinen, in welchen der Dampf unmittelbar bei Ausübung seines Drucks auf den Kolben die effektive Arbeit leistet, direktarbeitende Dampfmaschinen genannt werden.<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup> In verwandter Weise wirkt die atmosphärische Gaskraftmaschine von Otto & Langen, siehe dritten Teil dieses Kapitels.

<sup>2)</sup> Siehe Scholl's Führer des Maschinisten, insbesondere die darin als Anhang enthaltene, von Reuleaux verfaßte übersichtliche Darstellung der Geschichte der Dampfmaschine.

<sup>3)</sup> Diese Bezeichnung ist von derjenigen zu unterscheiden, welche der Sprachgebrauch in anderem Sinne, nämlich zur Charakterisierung der Kraftmaschinen, insbesondere der Dampfmaschinen hinsichtlich der Art ihrer Verbindung mit der zu betreibenden Arbeitsmaschine in Anspruch genommen hat, indem man unter direktwirkenden Dampfmaschinen solche versteht, deren Kolben oder Kolbenstange unmittelbar an der

Diese Dampfmaschinen, zu welchen unsere gewöhnlichen Kolbenmaschinen zu rechnen sind, gingen aus dem Bestreben hervor, bei gleicher Kolbenfläche die Leistung derselben zu erhöhen, was durch Steigerung des Dampfdrucks eben in Verbindung mit der direkten Arbeitsleistung ermöglicht wurde, wobei man zugleich die Verwendung beider Cyllinderräume, d. h. die Arbeitsverrichtung beim Hin- und Hergange des Kolbens erreichte.

Derartige mit höherem Dampfdruck während des ganzen Kolbenwegs vollwirkende, sogenannte Volldruckmaschinen arbeiteten jedoch hinsichtlich Dampfbeziehungsweise Kohlenverbrauch kaum günstiger als die atmosphärischen Maschinen mit niedrigerer Dampfspannung, weil bei ihnen ebenfalls ein relativ großer Teil der Gesamtwärme nach dem Kondensator abgeführt wird. Dieser Nachteil wurde durch einen der wichtigsten Schritte in der Entwicklung der Dampfmaschine, welchen schon Watt als zweckmäfsig erkannte, bedeutend vermindert, durch die Anwendung der „Expansionsarbeit des Dampfes.“

Hierdurch gelangte ein wesentlicher Teil der sonst nach dem Kondensator verloren gehenden Dampfwärme arbeitverrichtend zur Verwertung und die weitere Steigerung der Dampfspannung mit Anwendung höherer Expansionsgrade wurde als vorteilhaft erkannt.

Insbesondere konnten vermöge der Expansion nun die Dampfmaschinen ohne Kondensation, also mit Auspuff in die freie Atmosphäre, sie mögen kurzweg „Auspuffmaschinen“ genannt werden, mit mäfsigem Dampfverbrauch zu allgemeiner und auch in der Gegenwart noch zunehmender Verwendung kommen, wie aus ihrem Vordringen in das Kleingewerbe, hauptsächlich aber in ihrer Verbreitung als Lokomotivmaschinen deutlich erkennbar ist.

Mit dieser Entwicklung ist also die schrittweise Steigerung der Dampfspannung für den Dampfmaschinenbetrieb, welche sich in den Bezeichnungen Niederdruck, Mitteldruck und Hochdruck ausprägt, innig verknüpft, und noch dauert diese Tendenz fort, deren praktische Erfolge mit den Fortschritten des modernen Maschinenbaues, welcher den höheren Anforderungen an Festigkeit und Betriebssicherheit der Dampfmaschinenanlagen nachzukommen sucht, in fruchtbarer Wechselbeziehung stehen.

Die Niederdruckmaschinen wurden wesentlich durch die atmosphärischen Maschinen repräsentiert, bei welchen man zweckmäfsiger Weise mit der Dampfspannung nur bis auf etwa  $1\frac{1}{2}$  Atmosphären ging.<sup>4)</sup>

Mitteldruckmaschinen waren zunächst hauptsächlich die hierauf folgenden, nach vorstehender Übersicht direktarbeitend genannten Dampfmaschinen mit Kondensation, welche mit Dampfspannungen von 2—3 Atmosphären arbeiteten, doch hat sich der Mitteldruck auch nach allgemeiner Einführung der Expansionssteuerungen noch längere Zeit bei den Schiffsmaschinen behauptet, indem hier die wegen vor-

---

Arbeitsmaschine angreifen, wie dies z. B. bei Dampfpumpen, Dampfrahmen u. s. w. (siehe die betreffenden Kapitel dieses Bands) geschieht, während als indirektwirkende diejenigen gelten, deren Arbeitsleistung mittels eines Triebwerks auf die Arbeitsmaschine übertragen wird. v. Reiche hingegen wendet zu dieser Unterscheidung die Namen „Werkzeug-Dampfmaschinen“ und „Transmissionsdampfmaschinen“ an.

<sup>4)</sup> Unter Dampfspannung oder Druck wird hier und fernerhin kurzweg der absolute Druck in Atmosphären oder in  $\text{kg pro qm}$  verstanden, in solchen Fällen hingegen, wo die Druckdifferenz gegenüber der äufseren Atmosphäre gemeint ist, dies speciell hervorgehoben, insbesondere durch die Bezeichnung „Überdruck“, wie ja auch bei Pressungen unter einer Atmosphäre diese Differenz durch das sogenannte „Vakuum“ ausgedrückt wird.

teilhafterer Unterbringung im Schiffsraum mehr kastenförmig gebauten Kessel für höhere Dampfspannungen weniger geeignet waren, übrigens die Explosionsgefahr auf Schiffen von ernsterer Bedeutung ist als bei Landmaschinen.

Da mit der Verwertung der Expansion die weitere Steigerung der Dampfspannung auf 4 und mehr Atmosphären besonders mit Verzichtung auf Anwendung der Kondensation erfolgte, versteht man unter „Hochdruckmaschinen“ wohl nicht selten Dampfmaschinen ohne Kondensation, die hier kurz Auspuffmaschinen genannt werden. Größere Dampfmaschinenanlagen werden jedoch wegen des geringeren Brennstoffbedarfs jetzt fast allgemein mit Kondensation gebaut, auch arbeitet man mit höheren Dampfspannungen, meistens mit etwa 5—6 Atmosphären, bei den wichtigsten Hochdruckmaschinen, den Lokomotivmaschinen, hingegen mit 8—15 Atmosphären.

Außer den hervorgehobenen Unterscheidungsmomenten hängt mit der Entwicklung der Dampfmaschine noch die einseitige und beiderseitige Wirkung der Kolben insofern zusammen, als die atmosphärischen Maschinen einseitig- oder einfachwirkende<sup>5)</sup> waren, während die direktarbeitenden Dampfmaschinen beiderseitig- oder doppeltwirkend<sup>6)</sup> gebaut werden konnten, sodaß bei gleichen Dimensionen und unter sonst gleichen Verhältnissen die doppelte Arbeit geleistet wird. Indessen kommt doch die einseitige Wirkung auch bei Hochdruckmaschinen nicht selten noch vor, wie z. B. bei den für die Wasserhaltung von Bergwerken dienenden Cornwallmaschinen, deren Kolben direkt oder indirekt, d. h. mittels eines Balanciers, mit dem schweren Pumpengestänge oder auch besonderen Belastungsgewichten zusammenhängt, welche im ersten Falle durch den Druck des Dampfes auf die Unterseite des Kolbens, bei Anwendung eines Balanciers hingegen durch den von oben wirkenden Dampf gehoben werden, um dann beim Niedergange, also während der Dampfaustritts- oder Kondensationsperiode, die in dem gehobenen Gewichte disponible mechanische Arbeit zur Druckwirkung in den Wasserhaltungspumpen zu verwerten.

Zur Erzielung möglichst gleichförmiger Bewegung vereinigt man zwei oder auch drei Dampfmaschinen zu Zwillings- und Drillingsmaschinen, deren Kurbeln auf gemeinsamer Welle unter Winkeln von 90°, beziehungsweise 120° aufgekeilt werden. Für größere Maschinenanlagen dienen meistens Zwillingsmaschinen, deren Anwendung noch den Vorteil bietet, daß bei geringem Arbeitsbedarf, oder falls Reparaturen vorgenommen werden müssen, ausnahmsweise mit nur einer Maschine gearbeitet werden kann, indem man die andere aushängt.

Behufs rationeller Ausnutzung der Vorteile hoher Expansion bei entsprechend hoher Dampfspannung ist man in der Neuzeit mehr und mehr dazu übergegangen, die Expansion in mehreren, gewöhnlich zwei Cylindern, in der Weise stattfinden zu lassen, daß der Dampf nach der Arbeitsverrichtung im ersten Cylinder beim Kolbenrückgang in einen zweiten Cylinder von wesentlich größerem Hubvolumen tritt, um hier die Expansion fortzusetzen.

Die schon im Anfange dieses Jahrhunderts erfundenen Woolf'schen Dampfmaschinen haben parallele Cylinder mit gleichläufigen oder gegenläufigen Kolben, deren Schubstangen an gemeinsamer Kurbel oder auf besondere etwa unter 180° stehende Kurbeln wirken. Man ließ den Dampf im ersten Cylinder mit vollem

<sup>5)</sup> Diese Unterscheidung wird in analoger Weise auch bei den Pumpen getroffen.

<sup>6)</sup> Von der gelegentlich zu findenden, aber nicht zutreffend erscheinenden Bezeichnung „halbwirkend“ wollen wir keinen Gebrauch machen.

Drucke arbeiten und dann die Expansion beim Übertritt in den zweiten Cylinder erfolgen, wodurch sich die Bezeichnungen Volldruckcylinder und Expansionscylinder ergaben.

Die Woolf'schen Dampfmaschinen sind nun durch die aus ihnen hervorgegangenen Compoundmaschinen verdrängt worden, bei welchen schon der erste Cylinder zur Expansion benutzt und zur Erzielung gleichförmigerer Umdrehung die Stellung der Kurbeln unter  $90^\circ$  oder unter einem andern Winkel gewählt, ferner nicht selten zwischen beiden Cylindern behufs günstigerer Gestaltung des Verlaufs der Dampfspannungen eine Dampfkammer, der sogenannte Receiver eingeschaltet wird. Dieses in mancherlei Bauarten auftretende Dampfmaschinenystem mit stufenweiser oder absetzender Expansion bietet

1. vermöge der Zulässigkeit höherer Expansionsgrade bei verhältnismäßig gleichförmiger Umdrehung,
  2. durch die wesentliche Verminderung der Kondensation des frisch eintretenden Dampfes, welche bei Eincylindermaschinen infolge der während der Dampfauslassperiode nach dem Kondensator hin stattfindenden bedeutenden Abkühlung der inneren Cylinderwandung von sehr erheblichem Nachteile ist,
  3. wegen der bei etwaiger Undichtheit der Kolben infolge der kleineren Druckdifferenzen zu beiden Seiten derselben geringeren Dampfverluste
- wesentliche Vorteile, welche hauptsächlich in geringerem Dampf- beziehungsweise Brennmaterialbedarf zur Geltung kommen. Deshalb sind die Compoundmaschinen für größere Anlagen jedenfalls recht vorteilhaft und haben auch schon für stärkere Lokomobilen mit Nutzen Anwendung gefunden. Die speciellere Betrachtung der ziemlich verwickelten Arbeitsvorgänge solcher Maschinensysteme liegt jedoch außerhalb des Rahmens dieses Handbuchs.

Hinsichtlich der baulichen Zusammensetzung der Dampfmaschine sind zu unterscheiden<sup>7)</sup>:

1. Das Hauptgetriebe, d. i. der Mechanismus, welcher dazu dient, die Bewegung des Kolbens auf die Hauptwelle oder das Gestänge zu übertragen, je nachdem es sich um Erzielung rotierender oder hin- und hergehender Bewegung handelt. Einen wesentlichen, nämlich den ruhenden Teil dieses Getriebes, bildet das Gestell und in weiterem Sinne das Fundament der Maschine.

2. Das Steuerungsgetriebe oder kurz die Steuerung, mittels welcher die Dampfverteilung automatisch geschieht. Hierher gehören auch die Mechanismen zur Ingangsetzung und Abstellung, sowie zur Regulierung der Geschwindigkeit der Dampfmaschine, welche letztere in der Regel mittels Tachometer und Stellzeug auf den Dampfzulaß wirkend, d. h. als selbstthätige Regulatoren eingerichtet werden.<sup>8)</sup> Doch kann die Regulierung von Maschinen mit ununterbrochen regelmäßigem Betriebe, z. B. von Pumpenanlagen, wo das zu fördernde Wasserquantum nur in längeren Zeiträumen durch Verstellung der Steuerung zu ändern ist, dem Maschinisten überlassen werden, was aber auch in entgegengesetzten Fällen, bei Maschinen mit raschem Wechsel von Kraft und Geschwindigkeit zweckmäßig oder sogar notwendig werden kann, wie z. B. beim Betriebe von Hebemaschinen.

<sup>7)</sup> Vergl. Halblokobile von Demenge, Fig. 21, Taf. IV.

<sup>8)</sup> Ihre allgemeinen Prinzipien wurden bereits in der Einleitung, S. 5 u. 6, dargelegt.

**§ 3. Wirkungsgrad der Dampfmaschinenanlage.** Infolge zahlreicher Wärme- und Arbeitsverluste kommt von dem mechanischen Arbeitsäquivalent der Wärme, welches der theoretischen Verbrennungswärme eines auf dem Roste der Dampfkesselanlage verbrennenden Kilogramms Brennmaterial entspricht, nur ein verhältnismäßig sehr kleiner Teil zur effektiven Nutzleistung.

1. Wirkungsgrad der Feuerung. Zunächst stellt die wirklich erzeugte Wärme, die effektive Verbrennungswärme, nur einen Teil des absoluten Heizwerts dar, indem das Brennmaterial nicht allein quantitativ, sondern auch graduell unvollständig verbrennt; mit der Asche fallen brennbare Bestandteile durch die Rostspalten<sup>9)</sup> und findet die eigentliche Verbrennung wiederum unvollständig statt, da immerhin ein Teil der Gase ohne totale Verbrennung entweicht. Es möge daher unter dem Wirkungsgrad (Güteverhältnis)  $\eta_1$  der Feuerung das Verhältnis der wirklich erzeugten Wärme von  $w_1$  Calorien<sup>10)</sup> zu dem der vollständigen Verbrennung entsprechenden Heizwerte  $w$  (theoretische Verbrennungswärme eines kg Brennmaterials) verstanden, also

$$\eta_1 = \frac{\text{Wirkliche Verbrennungswärme}}{\text{Theor. Heizwert des Brennmaterials}} = \frac{w_1}{w} \dots \dots \dots 1.$$

gesetzt werden.

2. Wirkungsgrad des Dampfkessels. In der Heizungsanlage geht ein Teil der producierten Wärme  $w_1$  mit den entweichenden Verbrennungsgasen, ferner ein Teil durch Wärmestrahlung und Leitung der Dampfkessleinmauerung oder Umhüllung an die Umgebung verloren. Dieser beträgt nur etwa 5—10%; erheblicher hingegen ist meistens der andere Verlust, welcher sich allerdings nicht gänzlich umgehen läßt, da zur Zugwirkung für die Entfernung der Feuergase ein gewisser Temperaturüberschuß derselben hinsichtlich der äußeren Atmosphäre erforderlich ist, wenn nicht von künstlicher Zugerzeugung Gebrauch gemacht werden soll.

Bei stationären Anlagen mit zweckmäßigen hohen Kaminen und reichlicher Heizfläche beträgt die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase am Ende der Heizfläche (von Vorwärmern) d. h. am Fuchs beim Austritt zum Kamin hin entlassen werden, nämlich die Abgangstemperatur, nur etwa 100—200—300°, wesentlich mehr hingegen bei lokomobilen Kesseln trotz der Zugerzeugung mittels Blasrohrs, weil solche Kessel mit ihrer relativ geringeren Heizfläche die Wärme der Verbrennungsgase weniger günstig ausnutzen.

Um mit einer gegebenen Gesamtheizfläche die in den Verbrennungsgasen disponible Wärme vorteilhaft auszunutzen, muß zwischen den Feuergasen einerseits und dem zu verdampfenden Wasser andererseits eine möglichst hohe Temperaturdifferenz (Temperaturgefälle) hergestellt werden. Dies geschieht, indem man durch entsprechende Anordnung der Züge und Gestaltung der Heizfläche die Heizgase mit derselben in möglichst innige Berührung bringt und innerhalb des Kessels lebhaftere Wassercirkulation herstellt. Hierbei ist im allgemeinen zu unterscheiden, ob die beiden die Heizungsanlage durchziehenden Ströme der Verbrennungsgase und

<sup>9)</sup> Dieser Abfall ist besonders bei aschenreichen und schlackenden Kohlen relativ erheblich, weshalb es bei größeren Feuerungsanlagen lohnend ist, die eigentlichen Brennmaterialrückstände wieder auszuscheiden oder aber schon vorher die Reinigung von erdigen Bestandteilen in Kohlenwäschen vorzunehmen.

<sup>10)</sup> Praktischer Heizwert, d. h. Wärmemenge der Verbrennungsprodukte minus Ursprungswärme, nämlich ursprüngliche Wärmemenge des aufgegebenen Brennmaterials und der zugeführten Luft.

des Wassers, jener vom Roste her nach dem Fuchs hin, dieser von der Einmündungsstelle des Speisewassers aus, parallel oder entgegengesetzt gerichtet sind; dem entsprechend gelten die Bezeichnungen Parallelstromkessel und Gegenstromkessel. Letztere ergeben vorteilhaftere Wärmetransmission, weil die Feuergase beim Verlassen der Heizfläche mit der kältesten Stelle derselben in Berührung kommen, also das günstigere Temperaturgefälle, nämlich Abgangstemperatur der Gase minus Eintrittstemperatur des Speisewassers, noch zur Verfügung haben.

Für die günstige Ausnutzung des bestehenden Temperaturgefälles kommt es nun aber, was besonders wichtig ist, auf die Beschaffenheit der Heizfläche an, wobei nicht allein oder sogar weniger die Wärmeleitungsfähigkeit und geringe Wandstärke des Kessels, also die Wärmetransmission innerhalb des Blechs, sondern hauptsächlich die Fähigkeit der Außenfläche zur Aufnahme der Wärme von Seite der Feuergase her und der Innenfläche zur Abgabe dieser Wärme nach dem Wasser hin, nämlich die metallische Reinheit dieser Flächen entscheidend ist. Ablagerungen von Flugasche und Rufs einerseits und von erdigen Bestandteilen des Wassers andererseits wirken selbst in sehr dünnen Schichten empfindlich nachteilig. Deshalb sind periodische äußere und innere Reinigungen des Kessels erforderlich, oder es wird, wie es bei gut eingerichteten stationären Anlagen geschieht, rationeller Weise die Kesselsteinablagerung durch vorherige chemische Reinigung des Speisewassers gänzlich vermieden, ferner sogar mittels besonderen maschinellen Betriebs die Heizfläche der unter dem Namen „Economiser“ bekannten Vorwärmer<sup>11)</sup> fortwährend sauber gehalten.

Der Wirkungsgrad der Heizungsanlage hängt jedoch noch insofern mit der Feuerung zusammen, als einerseits die mit der zulässig niedrigsten Abgangstemperatur nach dem Kamin entweichenden Heizgase umsomehr Wärme fortragen, je größer ihre Menge pro kg Brennmaterial, d. h. je größer die für den Verbrennungsprozess zugeführte Luftmenge im Verhältnis zu der für vollkommene Verbrennung theoretisch erforderlichen ist, andererseits bei geringer Luftzufuhr infolge unvollkommenerer Verbrennung die Heiztemperatur und damit das Temperaturgefälle ungünstig erniedrigt wird.

In ähnlicher Weise wie Luftüberschufs, jedoch im Verhältnisse zu seinem Gewichte viel nachteiliger, wirkt das Wasser feuchten Brennmaterials, indem es zu seiner Verdampfung einen erheblichen Teil des Heizwerts als latente Dampfwärme absorbiert; deshalb kann auch das Befeuchten nur bei staubförmigem Brennmaterial zur Vermeidung der sonst durch Fortreissen unverbrannter Teile bedingten größeren Verluste zweckmäfsig sein.

Die Leistung der Kessel wird im normalen Betrieb, also nach Erledigung der sogenannten Anheizperiode, übrigens mit Berücksichtigung des Wasserinhalts beziehungsweise Wärmeverrats im Kessel zu Anfang und zu Ende des Versuchs, durch die eingepumpte Speisewassermenge gemessen, und zwar die Verdampfung entweder bei offenem Kessel, d. h. nur unter dem Drucke der äußeren Atmosphäre, oder zutreffender unter dem wirklichen Betriebsdrucke vorgenommen. Hat man bei bestimmter Dampfspannung die pro kg Brennmaterial verdampfte Wassermenge fest-

<sup>11)</sup> Dies sind Vorwärmer, welche, aus einem System von Röhren bestehend, zwischen dem Kessel und dem Kamin in einer von den Verbrennungsgasen durchstrichenen Kammer untergebracht und von dem Speisewasser durchströmt werden.



gestellt, so ist mit Benutzung der Tabellen über Wasserdämpfe, wenn noch die in dem zugeführten Speisewasser enthaltene Wärmemenge, sie möge Ursprungswärme genannt werden, berücksichtigt wird, die Anzahl der für die Verdampfung verwendeten Calorien  $w_2$ , nämlich die effektive Heizwärme, gegeben.

Für den Wirkungsgrad  $\eta_2$  des eigentlichen Dampfkessels d. h. der Heizungsanlage gilt demnach:

$$\eta_2 = \frac{\text{Gesamtwärme des erzeugten Dampfes minus Ursprungswärme}}{\text{Wirkliche Verbrennungswärme des Brennmaterials}} = \frac{w_2}{w_1} \dots \dots 2.$$

und für den totalen Wirkungsgrad der Dampfkesselanlage, also einschließlich Feuerung:

$$\eta_a = \frac{\text{Gesamtwärme des erzeugten Dampfes minus Ursprungswärme}}{\text{Theoret. Verbrennungswärme des Brennmaterials}} = \frac{w_2}{w} = \eta_1 \eta_2 \dots 3.$$

3. Wirkungsgrad der Dampfleitung. Auf dem Wege vom Kessel nach der Maschine hin geht infolge der Abkühlung der Dampfleitung ein Teil der Gesamtwärme verloren, indem Kondensationswasser entsteht, welches abgeleitet werden muß,<sup>12)</sup> und der Dampfdruck abnimmt. Diejenige Wärmemenge, welche mit dem in die Dampfmaschine gelangenden Dampfe, dem Admissionsdampfe, zur Verrichtung mechanischer Arbeit disponibel bleibt, nämlich die Admissionswärme, mit  $w_3$  bezeichnet, schreibt sich der Wirkungsgrad  $\eta_3$  der Dampfleitung:

$$\eta_3 = \frac{\text{Admissionswärme}}{\text{Gesamtwärme des erzeugten Dampfes minus Ursprungswärme}} = \frac{w_3}{w_2}, \dots \dots 4.$$

wobei immer sämtliche Werte auf 1 kg Brennmaterial bezogen bleiben.

4. Calorisch-dynamischer Wirkungsgrad der Dampfmaschine (Dampfwirkungsgrad). Die behufs Umsetzung in mechanische Arbeit mit dem Dampfe in den Dampfzylinder gelangte Wärme (Admissionswärme) wird jedoch nur zu einem relativ kleinen Teile, welcher Arbeitswärme genannt werden möge, ausgenutzt, indem der größte Teil derselben mit dem Abgangsdampfe entweicht, ferner Wärmeverlust durch äußere Abkühlung des Dampfzylinders bedingt ist, endlich auch durch Undichtheiten des Kolbens Dampf verloren geht. Diese letzteren beiden Verluste sind jedoch bei guten Dampfmaschinen relativ sehr gering, denn die Dampfzylinder werden mit schlechten Wärmeleitern umhüllt und wird bei guter Ausführung und sorgfältiger Wartung ein beim Hin- und Hergange des Kolbens nahezu dampfdicht bleibender Schluß erreicht; demnach dürfte die Verlustwärme annähernd gleich derjenigen des Abgangsdampfs einschließlich des während der Arbeitsverrichtung im Dampfzylinder und seinem Dampfmantel entstandenen Kondensationswassers gesetzt werden.

Allgemein gilt also, gleichgültig ob der Abgangsdampf in die freie Atmosphäre aufpufft oder im Kondensator kondensiert wird:

$$\text{Admissionswärme} = \text{Arbeitswärme} + \text{Verlustwärme}$$

$$w_3 = w_1 + w_0,$$

oder für den Wirkungsgrad  $\eta_i$  des Dampfarbeitsprozesses:

$$\eta_i = \frac{\text{Arbeitswärme}}{\text{Admissionswärme}} = \frac{w_1}{w_3} \dots \dots \dots 5.$$

Die Feststellung dieser Arbeits- und Wärmemengen ist Aufgabe der indikatorischen und calorimetrischen Untersuchungsmethode der Dampfmaschinen.

<sup>12)</sup> Die specielle Erörterung dieser Punkte siehe: Kap. II. S. 243. Dampfleitungen.

Der Dampfwirkungsgrad  $\eta_i$  dürfte auch indikatorischer<sup>13)</sup> genannt werden, weil die der Nutzwärme  $w_i$  entsprechende d. h. äquivalente mechanische Arbeit mittels des Indikators gemessen wird, dessen Cylinder, mit dem Dampfzylinder auf einer bestimmten Seite des Dampfkolbens kommunizierend, vermöge der Anspannung der Indikatorfeder mit seiner Kolbenstellung für jede Stellung des Dampfkolbens den Dampfdruck angiebt und den Verlauf des letzteren während eines ganzen Kolbenspiels (Hin- und Hergang) durch das Indikatordiagramm zur Darstellung bringt; vergl. § 11. Man nennt die in solcher Weise gemessene Dampfarbeit die indicierte Arbeit und kann mit Einführung des Wärmeäquivalents  $A$  der mechanischen Arbeitseinheit (1 mkg):

$$A = \frac{1}{424} \text{ Cal.},$$

oder des mechanischen Arbeitsäquivalents der Wärmeeinheit:

$$\frac{1}{A} = 424 \text{ mkg},$$

d. h. der mechanischen Arbeit in Meterkilogrammen, welche einer Calorie gleichwertig ist, die indicierte Arbeit  $L_i$  durch die Arbeitswärme  $= \eta_i w_3$  ausdrücken und schreiben:

$$L_i = \eta_i \frac{w_3}{A} \quad \text{oder} \quad \eta_i = \frac{A L_i}{w_3} \dots \dots \dots 6.$$

Dieser Wirkungsgrad fällt um so günstiger aus, je höher man mit der Admissionsspannung geht und je weiter die Expansion getrieben wird, d. h. je niedriger die Endspannung ist, mit welcher der Dampf den Cylinder verläßt.

5. Maschineller Wirkungsgrad.<sup>14)</sup> Der im allgemeinen zwar vorteilhaften Expansion sind jedoch durch die in der Dampfmaschine selbst auftretenden Reibungswiderstände (Reibung des Kolbens, der Stopfbüchsen, der Kreuzkopfführung, Kurbelwelle, Zapfen, Verteilungsschieber u. s. w.) praktische Grenzen gesetzt. Zunächst hat die Dampfmaschine eine beträchtliche Reibungsarbeit selbst dann zu leisten, wenn sie ohne Belastung d. h. leer läuft, nämlich die Arbeit des Leerlaufs oder konstante Verlustarbeit, weiterhin aber noch die mit dem Widerstande der angehängten Arbeitsmaschinen proportional zunehmenden Pressungen der reibenden Flächen ihres eigenen Getriebes zu überwinden, also eine proportionale Reibungsarbeit zu verrichten.<sup>15)</sup>

Es kommt also von der zum Treiben der Dampfmaschine disponiblen, nämlich der indicierten Arbeit nur ein Teil zum Treiben der Arbeitsmaschinen als effektive Arbeit zur nützlichen Verwertung. Die effektive Arbeit (durch Bremsen mit dem Prony'schen Zaum an der Schwungradwelle gemessen)<sup>16)</sup> mit  $L_e$  und die totale

<sup>13)</sup> Indem von dem Quotienten, welcher den Wirkungsgrad ausdrückt, gewöhnlichem Sprachgebrauch gemäß das dem Zähler entsprechende Adjektiv bezeichnend benutzt wird; jedoch möge, um Verwechslungen zu vermeiden, von der Anwendung dieser Bezeichnung abgesehen werden, da sie mit dem Brauche mancher Autoren in Widerspruch steht, wonach die Auffassung verbreitet ist, daß unter „indiciertem Wirkungsgrade“ das Verhältnis der effektiven Arbeitsleistung zur indicierten Leistung, also das zu verstehen sei, was wir „maschinellen Wirkungsgrad“ nennen; siehe No. 5 dieses Paragraphen, ferner § 14.

<sup>14)</sup> Vergl. Einleitung, § 6. Dynamischer Wirkungsgrad.

<sup>15)</sup> Vergl. § 3, S. 19. Vorteilhafte Kraft und Geschwindigkeit animalischer Motoren mit Rücksicht auf den Leerlaufwiderstand.

<sup>16)</sup> Neuerdings sind von Brauer statt des Prony'schen Zausms vorteilhaft Drahtbremsen angewendet worden. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1881. S. 321.

Reibungsarbeit mit  $L_r$  bezeichnet, gilt:

$$L_i = L_e + L_r$$

und für den maschinellen Wirkungsgrad:

$$\eta_e = \frac{\text{Effektive Arbeit}}{\text{Indicierte Arbeit}} = \frac{L_e}{L_i} \dots \dots \dots 7.$$

Um diesen Wirkungsgrad möglichst günstig zu erhalten, kommt es auf leichte Ausführung der bewegten Teile, vor allem aber auf genaue Beschaffenheit der laufenden Flächen und sorgfältige Schmierung derselben an; vergl. § 14.

6. Totaler Wirkungsgrad der gesamten Dampfmaschinenanlage. Der totale Wirkungsgrad der Dampfmaschinenanlage kann nun, wenn 1 kg Brennmaterial als Grundlage beibehalten wird, ohne weiteres ausgedrückt werden als:

$$\eta = \frac{\text{Effektive Arbeitsleistung pro kg Brennmaterial}}{\text{Mechanisches Äquivalent des absoluten Heizwerts}} = \frac{A L_e}{w}, \dots \dots \dots 8.$$

d. h. als das Verhältnis der erzielten Nutzleistung zu der im Heizwert des Brennmaterials disponiblen mechanischen Arbeit.

Verfolgt man jedoch die Gewinnung der effektiven Arbeit rückwärts an Hand der aufgestellten Ausdrücke für die einzelnen Wirkungsgrade bis zur Feuerung hin, so schreibt sich:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{A L_e}{w} = \eta_e \frac{A L_i}{w} = \eta_e \eta_i \frac{w_3}{w} = \eta_e \eta_i \eta_3 \frac{w_2}{w} \\ &= \eta_e \eta_i \eta_3 \eta_2 \frac{w_1}{w} = \eta_e \eta_i \eta_3 \eta_2 \eta_1, \dots \dots \dots 9. \end{aligned}$$

d. h. der Wirkungsgrad der ganzen Anlage ist gleich dem Produkte der Wirkungsgrade der unterschiedenen Teile derselben, beziehungsweise des gesamten Arbeitsprozesses, nämlich des Wirkungsgrades  $\eta_1$  der Wärmeentwicklung,  $\eta_2$  der Wärmetransmission,  $\eta_3$  des Dampftransports,  $\eta_i$  der Umsetzung von Wärme in mechanische Arbeit und  $\eta_e$  der Kräftetransmission vom Dampfkolben bis zur Kraftabgabe für die zu betreibenden Maschinen. Oder man bringt etwas übersichtlicher und mit Rücksicht darauf, daß bei stationären Anlagen unter Umständen Dampfkessel und Dampfmaschine von verschiedenen Fabrikanten mit besonderen Garantien geliefert werden, deren Wirkungsgrade besonders zum Ausdruck, indem man setzt:

$$\begin{aligned} \eta &= \text{Wirkungsgrad der Dampfkesselanlage } \eta_a \times \text{Wirkungsgrad der} \\ &\quad \text{Dampfleitung } \eta_3 \times \text{Wirkungsgrad der Dampfmaschine } \eta_b \\ \eta &= (\eta_1 \eta_2) \times \eta_3 \times (\eta_i \eta_e) \dots \dots \dots 9^a. \end{aligned}$$

Die von der Maschinenfabrik zu leistende Garantie wird in der Regel so ausgedrückt, daß der Dampfkessel pro Stunde den Dampfbedarf von bestimmter Spannung liefere und zwar hierbei mit 1 kg Brennmaterial von gegebener Qualität eine festgesetzte Zahl von Kilogrammen Wasser verdampfe, während für die Dampfmaschine wiederum der Dampfverbrauch oder für die ganze Dampfmaschinenanlage der Kohlenkonsum entweder pro indicierte Pferdestärke oder pro effektive Pferdestärke bei vorgeschriebener totaler Arbeitsleistung für den Betrieb irgend welcher Arbeitsmaschinen oder einer Fabrik limitiert wird.

**§ 4. Praktisches Beispiel.** Für eine bestehende Fabrikanlage wurde unter Beibehaltung der mit Vorwärmern versehenen Dampfkessel, welche pro kg Steinkohlen von  $w = 7000$  Calorien absol. Heizwert 8 kg Dampf von 6 Atmosphären Spannung lieferten, eine horizontale Zwillingsdampfmaschine mit Kondensation gebaut, die bei einer normalen Leistung von  $N_i = 400$  indicierten Pferdestärken höchstens 9 kg Dampf pro Stunde und indicierte Pferdestärke verbrauchen sollte.

Die während des gewöhnlichen Betriebs vorgenommenen Versuche ergaben einen Dampfverbrauch von nur 8,75 kg Dampf pro indicierte Pferdestärke und wurde die während einer kontraktlich vereinbarten Betriebszeit erzielte, sehr erhebliche gesamte Brennmaterialersparnis der Maschinenfabrik gut geschrieben.

Wirkungsgrad der Dampfkesselanlage. Der Spannung von 6 Atmosphären entspricht eine Verdampfungstemperatur von  $t = 159,22^\circ$  und mit Berücksichtigung der mit der Temperatur sich ändernden spezifischen Wärme pro kg Wasser (nach Regnault) eine Flüssigkeitswärme von  $q = 160,938$  Calorien, welche erforderlich ist, um 1 kg Wasser von  $0^\circ$  auf die Verdampfungstemperatur zu erwärmen.\*)

Die Verdampfungswärme beträgt  $r = 494,124$  Calorien. Angenommen, der erzeugte Dampf sei nicht ganz trocken gewesen, sondern habe 5% Wasser enthalten, so wurden pro kg Dampf nur 0,95 kg Wasser wirklich verdampft und 0,05 kg Wasser in flüssigem Zustande mitgerissen. Demnach mußte pro kg solchen feuchten Dampfes

1. die vollständige Flüssigkeitswärme . . . . .  $q = 160,938$  Calorien
2. 0,95 der für 1 kg Dampf nötigen Verdampfungswärme  $r$  . . . . .  $0,95 r = 469,418$  „

also eine Gesamtwärme . . . . .  $\lambda_1 = 630,356$  Calorien

unter der Voraussetzung aufgewendet werden, daß das Speisewasser  $0^\circ$  Temperatur gehabt habe.

Die Speisewassertemperatur  $\tau_0 = 10^\circ$  gesetzt, reduciert sich die unter diesen Umständen zur Bildung von 1 kg Dampf effektiv nötige Wärmemenge auf  $\lambda_0 = \lambda_1 - \tau_0 = 620,356$  Calorien und es beträgt somit bei der 8fachen Verdampfung die mit 1 kg Steinkohlen in den Dampfkessel transmittierte Wärmemenge (vergl. S. 59, Formel 12<sup>a</sup>)  $w_2 = 8 \cdot 620,356 = 4962,848$  Calorien.

Bei dem angegebenen Heizwert der Steinkohlen  $w = 7000$  Calorien berechnet sich (vergl. S. 48, Formel 3) der Wirkungsgrad  $\eta_a$  der Dampfkesselanlage zu:

$$\eta_a = \frac{w_2}{w} = \frac{4962,848}{7000} = 0,709,$$

welches Ergebnis als recht befriedigend bezeichnet werden darf.

Calorisch-dynamischer Wirkungsgrad der Dampfmaschine. Den Wärmeverlust, welcher in der kurzen und gut eingehüllten Dampfleitung stattfand, vernachlässigend, sind pro kg Steinkohlen  $w_3 \cong w_2 = 4962,848$  Calorien für die Dampfarbeit im Dampfzylinder disponibel.

Da, wie oben angegeben, pro Stunde und indicierte Pferdestärke der Dampfkonsum 8,75 kg, also bei 8facher Verdampfung der Kohlenverbrauch  $\frac{8,75}{8} = 1,094$  kg betrug, oder in Meterkilogrammen eine äquivalente mechanische Arbeit  $\frac{w_3}{A} = 424 \cdot 4962,848 \cong 2104247$  mkg, so wurde mit 1 kg Kohle eine indicierte mechanische Arbeit von  $\frac{1}{1,094}$  Pferdestärke zu 75 Sekundenmeterkilogramm während einer Stunde oder

$$L_i = \frac{75 \cdot 60 \cdot 60}{1,094} = \frac{270000}{1,094} \cong 246800 \text{ mkg}$$

geleistet. Somit ergibt sich als calorisch-dynamischer Wirkungsgrad:

$$\eta_i = \frac{A L_i}{w_3} = \frac{246800}{2104247} \cong 0,117,$$

und werden demnach von der pro kg Steinkohle erhältlichen Gesamtwärme des Dampfes nicht ganz 12% als Arbeitswärme verwertet, d. h. in mechanische Arbeit umgesetzt.

Den maschinellen Wirkungsgrad dieser Zwillingsmaschine  $\eta_0 = 0,9$  gesetzt, d. h. für die Reibungsarbeit der Dampfmaschine 10% der vom Dampfe dem Kolben mitgeteilten (der indicierten Arbeit) angenommen, erhält man als Gesamtwirkungsgrad  $\eta_b$  der Dampfmaschine:  $\eta_b = \eta_i \cdot \eta_0 = 0,117 \cdot 0,9 \cong 0,105$ .

Als totaler Wirkungsgrad der Dampfmaschinenanlage ergibt sich somit  $\eta = \eta_a \cdot \eta_b = 0,709 \cdot 0,105 \cong 0,0744$ , also nur etwa der zehnte Teil des Wirkungsgrades einer gut konstruierten hydraulischen Kraftmaschine, während bei kleineren Dampfmaschinen ohne Kondensation, wie sie z. B. als Lokomobilen im Bauwesen Anwendung finden, pro Pferdestärke mindestens die doppelte Kohlenmenge erforderlich ist, also unter sonst gleichen Verhältnissen ein totaler Wirkungsgrad von nur ungefähr  $3\frac{1}{2}\%$  erreicht wird.

\*) Nach Zeuner's Tabellen mit 1 Atmosphäre = 10 334 kg pro qm.