

## XII. Abschnitt.

### Dampfmaschinentypen.

**199. Einteilung der Dampfmaschinen.** Bei Einteilung der Dampfmaschinen hinsichtlich ihrer allgemeinen Anordnung und Arbeitsweise ist eine Reihe vollkommen unabhängiger Eigenschaften derselben in Betracht zu ziehen.

Sämtliche Dampfmaschinen lassen sich zunächst nach der Art der Bewegung des Kraftaufnehmers in zwei große Gruppen trennen. Die Maschinen der einen Gruppe besitzen die charakteristische Eigenschaft, daß sich der Kolben als Kraftaufnehmer geradlinig hin und her bewegt und diese absetzende Bewegung erst durch den kinematischen Zusammenhang der Maschine selbst in eine drehende Bewegung umgesetzt wird; man nennt diese Maschinen **Kolbenmaschinen** oder kurzweg **Dampfmaschinen**.

Wirkt der Dampf jedoch direkt gegen einen rotierenden Aufnehmer, dann nennt man die Maschinen im allgemeinen **Rotationsmaschinen**. Da sich bis heute nur jene Maschinen dieser Gruppe bewährt haben, welche hinsichtlich der Wirkungsweise der motorischen Substanz der Turbine verwandt sind, nennt man dieselben auch **Dampfturbinen**.

Die Dampfturbinen haben erst in jüngster Zeit eine gewisse praktische Bedeutung erlangt und in vielen Fällen, auch hinsichtlich der Wärmeökonomie, den Kampf mit der Kolbenmaschine erfolgreich aufgenommen und es ist nicht zu bezweifeln, daß die Dampfturbine in dem Maße ihrer fortschreitenden Vervollkommnung, wenn auch nicht in der Allgemeinheit, so doch auf vielen Verwendungsgebieten die Dampfmaschine verdrängen wird, obwohl ihr, selbst von autoritativer Seite, vor nicht zu langer Zeit jedwede Existenzberechtigung abgesprochen wurde.

Sowohl die Kolbenmaschinen als auch die Dampfturbinen können mit oder ohne Kondensation des Abdampfes arbeiten und kann man von diesem Gesichtspunkte aus die Maschinen in **Kondensations-** und **Nichtkondensations-Maschinen** unterscheiden.

Während die Dampfturbinen heutiger Bauart keine Unterabteilung erleiden, lassen sich die Kolbenmaschinen nach verschiedenen Gesichtspunkten noch in einzelne Gruppen sondern.

Je nachdem sich die Expansion des Dampfes nur in einem oder der Reihe nach in mehreren Cylindern vollzieht, unterscheidet man Einfach- und Mehrfachexpansionsmaschinen; bei ersteren ist somit das ganze Temperaturgefälle in einem Cylinder vereint, bei letzteren, welche man auch Maschinen mit mehrstufiger Expansion nennt, auf mehrere Cylinder verteilt. Die herkömmliche Benennung Compound- oder Verbundmaschine findet streng genommen nur auf die zweistufige Expansionsmaschine mit unter 90° versetzten Kurbeln Anwendung, obwohl der Ausdruck „compound“ für die Mehrstufigkeit überhaupt gebraucht wird.

Eine andere Unterscheidung besteht hinsichtlich der Art des Dampfes eintrittes in den Cylinder. Tritt der Dampf, wie bei der Allgemeinheit der Dampfmaschinen, abwechselnd zu beiden Seiten des Cylinders ein, dann bezeichnet man die Maschine als doppeltwirkend, zum Unterschiede von der einfachwirkenden Maschine, bei welcher die zweite Cylinderseite entweder mit der Atmosphäre oder abwechselnd mit der anderen Cylinderseite beziehungsweise einem Kondensator kommuniziert.

Nach der Art und Weise der Bewegungsübertragung vom Kolben auf die Kurbel unterscheidet man direkt und indirekt wirkende Maschinen. Bei den direkt wirkenden Maschinen erfolgt die Übertragung zumeist von der durch einen Kreuzkopf geführten Kolbenstange durch die Schubstange auf die Kurbel. Unter Wegfall der Schubstange greift die durch eine lange Stopfbüchse geführte Kolbenstange direkt an der Kurbel an; da bei dieser Anordnung der Cylinder der schwingenden Bewegung der Kolbenstange folgen muß, also um Drehachsen oszilliert, nennt man derartig gebaute Maschinen Oszillationsmaschinen. Diese Maschinen fanden ihres verhältnismäßig geringen Raumbedürfnisses wegen seinerzeit, namentlich in geneigter Aufstellung mit hochliegender Welle, vielfach Anwendung als Betriebsmaschinen von Raddampfern, sind jedoch durch Maschinen mit festliegenden Cylindern nahezu gänzlich verdrängt worden.

Fällt statt der Schubstange die Kolbenstange weg, dann greift die Schubstange im Innern des zum Plunger- oder Taucherkolben ausgebildeten Kolbens, welcher, gepaart mit dem Cylinder, zugleich die Geradföhrung bildet, an. Solche Maschinen werden zumeist einfachwirkend, mit kurbelseitig offenen Cylindern gebaut.

Diese Bauart findet bei Dampfmaschinen wohl nur in vereinzeltten Fällen Anwendung; bei Explosionsmotoren hingegen, welche im sogenannten



Viertakt arbeiten, hat diese gedrungene Anordnung, namentlich bei kleineren Maschinen allgemeinen Eingang gefunden.

Indirekt wirkend nennt man jene Maschinen, deren Kolbenstange nicht unmittelbar, sondern durch Vermittelung eines Zwischengliedes mit der Schubstange gekuppelt ist. Da diese Bauart nur bei stehenden Maschinen Anwendung gefunden hat und das vermittelnde Glied als Balancier ausgebildet wurde, so nannte man diese Maschinen im allgemeinen Balanciermaschinen.

Derselbe Unterschied kann auch hinsichtlich jener Pumpmaschinen (Wasserhaltungs- und Gebläsemaschinen) gemacht werden, welche ohne Rotationsbewegung arbeiten, bei welchen somit der Pumpenkolben direkt oder indirekt an den Dampfkolben angehängt ist.

Nach der Lage des Cylinders unterscheidet man liegende und stehende Maschinen, sowie Maschinen mit geneigten Cylindern. Bei den stehenden Maschinen kann der Cylinder unter oder über der Kurbelwelle liegen; die letztere Anordnung ist die heute allein gebräuchliche.

Schließlich kann man nach den Verhältnissen, unter welchen Dampfmaschinen arbeiten, dieselbe in ortsfeste oder stationäre, Lokomotiv- und Schiffsmaschinen einteilen.

**200. Balanciermaschinen.** Die Balanciermaschine ist die älteste Bauart der Dampfmaschine. In der einfach wirkenden atmosphärischen Maschine von Newcomen war der Balancier ein notwendiges Glied, denn die Wasserabdichtung des Kolbens forderte, daß sich derselbe während des Arbeitshubes unter dem Drucke der Atmosphäre nach abwärts bewege; die Aufwärtsbewegung durch ein Gegengewicht machte daher die Anwendung eines zweiarmigen Hebels als Zwischenglied notwendig. Durch die Vervollkommnung der Dampfmaschine durch Watt wurde allerdings der Balancier entbehrlich; Watt wendete denselben jedoch bei allen von ihm erbauten Maschinen, mit Ausnahme der direkt wirkenden Pumpmaschinen an und infolgedessen blieb lange Zeit hindurch die Balanciermaschine die Bauart aller größeren Dampfmaschinen.

Von der auf- und niedergehenden Bewegung des Balanciers konnte man auch unter Benützung der von Watt ersonnenen Geradföhrung durch das nach ihm benannte Wattsche Parallelogramm leicht die Bewegung der Steuerorgane, Pumpen etc. ableiten; andererseits bereitete zu jener Zeit die korrekte Ausführung der genannten Parallelföhrung geringere Schwierigkeiten als die Herstellung einer größeren, vollkommen ebenen Oberfläche, wie solche die Geradföhrung der direkt wirkenden Maschine erfordert.

In der modernen Dampfmaschinenpraxis hat jedoch die direkt wir-





$AB = AD = b$ , sowie den vier um die Punkte  $M, B, C$  und  $D$  scharnierartig beweglichen gleichlangen Gliedern  $c$ .

Der Lenker hat die Eigentümlichkeit, daß Punkt  $C$  in einer Geraden geführt wird, wenn  $M$  einen Kreis um  $O$  beschreibt und Drehpunkt  $O$  auf der von  $A$  senkrecht zur Bahn des Punktes  $C$  gefällten Geraden  $AP$  liegt; außerdem muß  $AO = OM = a$  sein. Ist  $OM > AO$ , dann be-

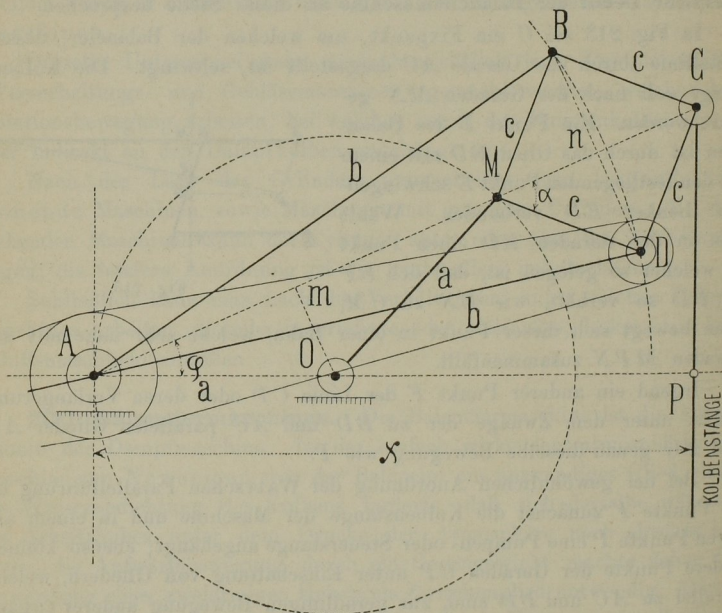


Fig. 214.

schreibt  $C$  einen Konvexbogen gegen  $A$ ; ist  $OM < AO$ , dann ist die Bahn des Punktes  $C$  ein Konkavbogen gegen  $A$ .

Damit  $C$  in der Geraden  $CP$  geführt werde, muß  $AP = x$  konstant sein. Diese Bedingung wird, wie der geometrische Zusammenhang der Fig. 214 ergibt, tatsächlich erfüllt.

Sei die veränderliche Strecke  $AM = m$  und  $MC = n$ , dann ist

$$AP = x = (m + n) \cos \varphi.$$

Aus dem  $\triangle AOM$  wird  $m = 2a \cos \varphi$ ,

„ „  $\triangle MDC$  „  $n = 2c \cos \alpha$ ,

„ „  $\triangle AMD$  „  $b^2 = m^2 + c^2 + 2mc \cos \alpha$   
 $= m^2 + c^2 + mn$ ,

$$\text{oder } b^2 = c^2 + m(m+n) = c^2 + 2a \cos \varphi (m+n),$$

$$,, \quad b^2 = c^2 + 2ax$$

und daraus

$$x = \frac{b^2 - c^2}{2a}.$$

$x$  ist somit konstant und infolgedessen unabhängig von den Veränderlichen  $\varphi$ ,  $m$  und  $n$ .

Die Anwendung der Peaucellierschen Geradföhrung bei Balanciermaschinen ist aus Fig. 214 ersichtlich; bei der großen Anzahl Glieder und Gelenke konnte sich dieselbe zur Übertragung größerer Kräfte nicht behaupten und hat daher auch nur in wenigen vereinzelt Fällen Anwendung gefunden; selbst das viel einfachere Wattsche Parallelogramm wurde bei Balanciermaschinen durch die Föhrung mittels Kreuzkopf und Gleitbahn verdrängt, gelangt daher immer seltener in Verwendung.

**201. Direktwirkende Maschinen.** Die Föhrung der Kolbenstange durch Kreuzkopf und Gleitbahn findet man bei allen modernen direktwirkenden Dampfmaschinen; der Kolben samt Stange, die Schubstange, die Kurbel und das Maschinenbett oder Maschinengestelle samt Cylinder bilden eine zwangläufige, viergliedrige kinematische Kette.

Die liegende Maschine wurde in neuerer Zeit durch die stehende Maschine vielfach verdrängt. Nebst anderen Gründen war hierfür der Umstand maßgebend, daß die stehende Maschine bei gleicher Leistungsfähigkeit eine viel kleinere Bodenfläche benötigt, als die liegende Maschine, ein Umstand, welcher namentlich bei der Anlage von Zentralstationen städtischer Elektrizitätswerke häufig sehr in die Wagschale fällt. Die liegende Aufstellung ist aber trotzdem die vorherrschende Bauart geblieben und werden namentlich kleinere Maschinen, wenn nicht lokale Gründe dagegen sprechen, fast ausschließlich liegend gebaut. Ein einfacher Frame oder Fundamentrahmen trägt alle wesentlichen Teile der Maschine, einschließlich des Kurbellagers, sodaß die Maschine gleichsam ein für sich abgeschlossenes Ganzes bildet. Der Cylinder ruht entweder auf der Fundamentplatte oder ragt vom rückwärtigen Teile des Maschinenbettes frei heraus, mit einer vertikalen tellerartigen Erweiterung des Frames verschraubt. Diese Bauart bietet den Vorteil freier Zugänglichkeit aller Partien des Cylinders, also in erster Linie der bei Ventil- und Drehschiebersteuerungen am unteren Teile desselben angebrachten Auslaßorgane. Größere Cylinder würden sich, wenn freitragend, durchbiegen, erhalten daher noch eine Mittelstütze.

Dem Maschinenbett gibt man namentlich bei kleineren Maschinen gern die sogenannte Bajonett- oder Balkenform, welche den Vorteil bietet,



daß jener Teil des Bettes, welcher den Cylinder mit dem Kurbellager verbindet, in die Drucklinie fällt, daher die Kippmomente der gewöhnlichen Rahmenform vermieden sind; andererseits läßt sich die obere und untere Geradföhrung des Kreuzkopfes in einfacher und solider Weise mit dem Frame vereinen; die Föhrung selbst wird dann zumeist als Rundföhrung, deren Mittellinie die Verlängerung der Cylinderachse bildet, ausgeföhrt. Die Anarbeit der Föhrung ist hierdurch, bei großer Genauigkeit, wesentlich vereinfacht.

Bei größeren und langhubigen Maschinen muß der Kolben auch rückwärts geföhrt werden; man läßt daher die Kolbenstange durch den rückwärtigen Cylinderdeckel hindurch gehen und legt die Föhrung (Stopfbüchsenföhrung) in diesen selbst oder bringt eine eigene, einseitige Kreuzkopfföhrung an, an welche bei Kondensationsmaschinen, durch Vermittlung eines Lenkers und Kunstkreuzes, gewöhnlich die im Fundamente situierte, liegende oder vertikale Luftpumpe angehängt wird. Der Antrieb der Luftpumpe kann in gleicher Weise auch vom vorderen Kreuzkopfe oder von der Kurbel selbst erfolgen. Bei kleineren Kondensationsmaschinen pflegt man, wenn der hierzu erforderliche Raum vorhanden ist, die Luftpumpe, welche vom Kondensator umgeben ist, direkt an die rückwärtige Verlängerung der Kolbenstange anzuhängen, sodaß sie mit demselben Hube, beziehungsweise mit derselben Kolbengeschwindigkeit arbeitet wie die Maschine selbst.

Wird von einer Maschine besondere Gleichförmigkeit des Ganges oder ein Anspringen derselben aus jeder Lage, beziehungsweise die Unabhängigkeit der Maschine von der Totpunktlage gewünscht, dann verwendet man zwei Cylinder, deren Kolben auf zwei unter rechtem Winkel versetzte Kurbeln einer gemeinschaftlichen Welle arbeiten; man nennt solche Maschinen gekuppelte oder Zwillingmaschinen. Die Lokomotivmaschinen, kleinere Schiffsmaschinen, Fördermaschinen etc. sind Beispiele der Anwendung gekuppelter Maschinen. Der Entfall der Totpunktlage der vereinten Maschine ermöglicht nicht nur das Angehen derselben aus jeder Stellung, sondern auch den Wechsel des Drehungssinnes, daher die gekuppelte Maschine überall dort, wo eine Umkehr der Bewegung verlangt wird, Anwendung findet. Maschinen dieser Art, welche mit einer der bekannten Umsteuerungen (Coulissen- und Lenkersteuerungen) ausgerüstet sein müssen, nennt man allgemein Reversiermaschinen. Die oben angeführten Maschinen sind sämtlich Reversiermaschinen.

Außer der Zwillingmaschine verwendet man für einzelne Zwecke, speziell für den Betrieb von schweren Walzenstraßen, Drillingsreversiermaschinen. Die mit dieser Anordnung erreichten Vorzüge bestehen in der großen Beweglichkeit und leichten Lenkbarkeit der Maschine; auch

der Dampfverbrauch solcher Maschinen ist verhältnismäßig günstig, weil man mit kleineren Expansionsgraden arbeiten kann. Die Drillingsmaschine eignet sich hauptsächlich für Duowalzenstraßen, doch wurde dieselbe auch für Triowalzenstraßen mit bestem Erfolg verwendet.

Anlässlich der Pariser Weltausstellung war eine Drillingsreversier-Walzenzugmaschine von der Firma Ehrhardt & Seher in Saarbrücken ausgestellt, welche bei 1000 mm Cylinderdurchmesser, 1000 mm Hub, 10 Atmosphären Dampfspannung und 120 Umläufen pro Minute eine Leistung von 4000 PS<sub>i</sub> im Mittel ergibt. Die liegende Maschine arbeitet mit Kolbensteuerung und Stephensonscher Umsteuerung\*).

Für größere Leistungen stationärer Maschinen verwendet man heutzutage fast ausschließlich Maschinen mit mehrstufiger Expansion. Vereinzelt Fälle ausgenommen kommt jedoch nur die zwei- und dreistufige Expansion in Verwendung.

Bei zweistufiger Expansion und ungeteilten Cylindern legt man entweder den Hoch- und Niederdruckcylinder parallel geschaltet nebeneinander und läßt dieselben auf zwei genau oder nahezu unter 90° versetzte Kurbeln arbeiten oder man schaltet die Cylinder hintereinander, sodaß die geometrischen Achsen derselben in eine gerade Linie zusammenfallen. Beide Cylinder arbeiten in diesem Falle selbstverständlich auf nur eine Kurbel. Maschinen dieser Art nennt man Tandemmaschinen.

Anordnungen anderer Art hinsichtlich der Lage der beiden Cylinder und der Bewegungsübertragung auf die Kurbel finden heutzutage wohl kaum mehr Anwendung.

Die Compoundmaschine mit unter 90° versetzten Kurbeln bietet zugleich den Vorteil der Reversierbarkeit, nur muß dieselbe mit einer Vorrichtung versehen sein, um beim Anlassen in den Niederdruckcylinder Frischdampf eintreten lassen zu können, wenn der Hochdruckkolben am toten Punkte stehen geblieben ist. Diese Anlaßvorrichtungen, welche namentlich bei Compoundlokomotivmaschinen ausgebreitete Anwendung gefunden haben (z. B. System Gölsdorf u. a.) sind rein konstruktive Details, auf deren Besprechung hier nicht weiter eingegangen werden soll.

Tandemmaschinen benötigen, nachdem die Kolben gleich laufen, der Dampf somit aus dem Hochdruckcylinder direkt in den Niederdruckcylinder expandieren kann, keinen Receiver zwischen den Cylindern, und viele, namentlich ältere Maschinen, wurden auch ohne Receiver gebaut. Da jedoch das Übergangrohr und das Steuergehäuse an und für sich einen Receiver von zumeist nicht unbeträchtlicher Größe bilden, so würde, falls die Verbindung der beiden Cylinder stets bis Ende des Hubes eröffnet

\*) Die Dampfmaschinen der Weltausstellung in Paris 1900. *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1901, S. 361.



bliebe, bei jedesmaligem Hubwechsel ein Spannungsabfall eintreten; es ist somit schon aus diesem Grunde vorteilhaft, den Dampfeintritt in den Niederdruckcylinder vor Hubende abzuschließen, also auch in diesem Cylinder nur mit teilweiser Füllung zu arbeiten. Um daher die Füllung im großen Cylinder so einrichten zu können, daß ein schädigender Spannungsabfall vermieden, andererseits beliebige Arbeitsaufteilung auf beide Cylinder erzielt werden kann, kurz und gut, um sich eine gewisse Dispositionsfreiheit zu sichern, ist es zweckmäßig, auch den Niederdruckcylinder der Tandemaschine mit einer Expansionssteuerung auszurüsten und zwischen beiden Cylindern einen Receiver (erweitertes Übergangsrohr) einzuschalten.

Als Steuerorgane benützt man bei großen liegenden Maschinen zumeist Ventile oder Corlißdrehschieber, bei stehenden Maschinen entlastete geradlinig geführte oder Drehschieber; Ventilsteuerungen wurden erst in neuester Zeit für stehende Großmaschinen, allerdings nur in vereinzelt Fällen, verwendet. Die Steuerung des Hochdruckcylinders wird vom Regulator beeinflußt und dadurch der Gang der Maschine beherrscht; der Mittel- und Niederdruckcylinder arbeitet meist mit fixer, nur vom Stand aus regulierbarer Füllung.

Um bei großen Maschinen die Dimensionen des Niederdruckcylinders nicht unpraktisch groß zu erhalten und die Nachteile solcher Cylinder, namentlich bei liegenden Maschinen nicht mit in den Kauf nehmen zu müssen, pflegt man den Niederdruckcylinder zu teilen, beziehungsweise in zwei Cylinder zu zerlegen, deren summarisches Hubvolumen jenem des Einzelcylinders gleich ist, wenn man es nicht vorzieht, die zweistufige durch die dreistufige Expansion zu ersetzen. Dreicylindrige Compoundmaschinen werden gewöhnlich so angeordnet, daß man zwei Cylinder als Tandemaschine paart und den dritten Cylinder parallel schaltet und auf eine unter  $90^\circ$  gegen die Tandemkurbel versetzte Kurbel arbeiten läßt. Man kann auch beide Cylinder teilen, je einen Hochdruck- und Niederdruckcylinder als Tandemaschine paaren und die beiden Tandemaschinen unter  $90^\circ$  kuppeln.

Liegende Dreifach-Expansionsmaschinen pflegt man selten in der Weise anzuordnen, daß man die drei Cylinder parallel geschaltet auf eine dreifach gekröpfte Welle arbeiten läßt; zumeist teilt man einen der drei Cylinder (man findet moderne Maschinen mit geteiltem Hochdruck-, Mittel- oder Niederdruckcylinder) und paart die vier Cylinder zu zwei unter  $90^\circ$  gekuppelten Tandemaschinen derart, daß die Gesamtleistung auf die beiden Maschinen gleichmäßig verteilt ist. Die Gruppierung der Cylinder erfolgt gewöhnlich derart, daß man die größeren Cylinder kurbelseitig legt. Die Kolben der rückwärtigen Cylinder sind freitragend; die gemeinschaftliche Kolbenstange wird in den drei, zu langen Laufbüchsen

ausgebildeten Stopfbüchsen genügend geführt; ein Durchsenken des rückwärtigen kleineren Kolbens ist daher nicht zu befürchten. Derartig angeordnete Maschinen wurden in neuerer Zeit für Leistungen bis zu 3000 PS und darüber gebaut\*).

Die allgemeine Anordnung der stehenden Maschine unterscheidet sich der Hauptsache nach nur durch die Form des Frames von jener der liegenden Maschine. Die Maschine ist über der tiefliegenden Kurbelwelle aufgebaut; die Kurbellager sind durch eine gemeinschaftliche Fundamentplatte verbunden, auf welche die gußeisernen Maschinenständer aufgesetzt sind. Den Ständern gibt man entweder der Standfestigkeit wegen die auch bei Schiffsmaschinen gebräuchliche geschlossene symmetrische Bauart, oder man setzt den, beziehungsweise die Cylinder auf einen vorn offenen gußeisernen Ständer und stützt die obere Ständerplatte nach vorn durch meist schräg gestellte, rund gedrehte schmiedeeiserne Säulen. Diese Bauart\*\*) hat den Vorteil leichterer Zugänglichkeit der unteren Laufbüchse sowie der hier einseitig gebauten Kreuzkopfführung und wird daher von einzelnen im Dampfmaschinenbaue renommierten Firmen der Bauart mit geschlossenen Ständern vorgezogen.

Die geschlossenen Ständer sind entweder zweibeinig, haben also die A-Form, oder sie stehen vierbeinig, eine Pyramide bildend, mit großer Fläche auf der Grundplatte\*\*\*). Die Kreuzkopfführung wird als Flach- oder Rundführung, wie bei liegenden Maschinen ausgeführt.

\*) Eine 2000 PS-Maschine dieser Bauart mit geteiltem Niederdruckcylinder war von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg 1900 in Paris ausgestellt. Die Cylinder von 700, 1100 und 1150 mm Durchmesser bei 1600 mm Hub sind so angeordnet, daß die beiden Niederdruckcylinder von 1150 mm Durchmesser kurbelseitig liegen. Die Erste Brüner Maschinenfabriks-Gesellschaft baut derzeit acht Stück Dreifach-Expansionsmaschinen für das neue städtische Elektrizitätswerk in Wien, deren Cylinder in gleicher Weise gruppiert sind, sodaß die beiden Niederdruckcylinder von je 1425 mm Durchmesser vor dem Hochdruckcylinder von 800 mm beziehungsweise dem Mitteldruckcylinder von 1175 mm Durchmesser bei 1500 mm Hub liegen. Die Maschinen leisten je 3000 PS bei 90 Minuten-Umdrehungen.

\*\*) Neuere Großmaschinen dieser Bauart sind unter anderen: Die 3000 PS Dreifach-Expansionsmaschine mit geteiltem Niederdruckcylinder (gekuppelte Tandemaschine) des Berliner Elektrizitätswerkes, gebaut von Gebr. Sulzer in Winterthur; *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1899, S. 1349. Die 2500 PS Dreifach-Expansionsmaschine mit geteiltem Niederdruckcylinder (gekuppelte Tandemaschine) von A. Borsig in Berlin; *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1900, S. 473. Die 1500 PS Dreifach-Expansionsmaschinen mit ungeteilten Cylindern und dreifach gekröpfter Kurbelwelle der Allgem. Elektrizitätsgesellschaft in Wien, von der Maschinenfabrik Fr. Wannick & Co. in Brünn; *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1900, S. 689.

\*\*\*) Eine 2000 PS-Maschine dieser Bauart war von der Maschinenbauanstalt Ringhofer in Smichow bei Prag anlässlich der Pariser Ausstellung 1900 ausgestellt. Die vier Cylinder (geteilter Hochdruckcylinder) dieser Dreifach-Expansionsmaschine bildeten zwei unter 90° gekuppelte Tandemaschinen.



Moderne stehende Großmaschinen werden fast durchwegs als Dreifach-Expansionsmaschinen ausgeführt. Einer der Cylinder wird zumeist geteilt (gewöhnlich der Niederdruckcylinder). Um die mehrfach gekröpfte Kurbelwelle zu vermeiden, wird die gekuppelte Tandemaufstellung mit zwei unter  $90^\circ$  versetzten Kurbeln bevorzugt; die größeren Cylinder (Mittel- und Niederdruckcylinder oder geteilter Niederdruckcylinder) werden der höheren Stabilität wegen kurbelseitig gelegt; die beiden kleineren Cylinder (Hochdruck- und Mitteldruck- oder geteilter Hochdruckcylinder) sitzen auf einem kurzen cylindrischen Zwischenstück mit Fensteröffnungen behufs Zugänglichkeit der beiden Laufbüchsen.

Für die seltener vorkommende Teilung des Hochdruckcylinders können folgende Vorteile hervorgehoben werden: Vorteilhafte Arbeitsverteilung auf beide Kurbeln; große Regulierfähigkeit, da der Regulator bei jeder Umdrehung der Maschine viermal wirksam wird; kleine Dampfkolben und Steuerorgane der Hochdruckcylinder, was bei Verwendung hochüberhitzten Dampfes vorteilhaft ist; endlich wesentlich erhöhte Stabilität zufolge der kleinen und leichten Cylinder. Diesen Vorteilen stehen die Nachteile des großen ungeteilten Niederdruckcylinders, sowie Nachteile konstruktiver Natur gegenüber.

Die Receiver werden durch die Übergangsrohre und Steuergehäuse eventuell Cylindermäntel gebildet.

Die Luftpumpen werden zumeist stehend in einem Unterbau der Maschine angeordnet und durch Vermittlung eines an den Kreuzkopf oder die Schubstange angelenkten Balanciers betätigt. Die Kondensatoren sind gewöhnlich Einspritzkondensatoren; Oberflächenkondensatoren werden bei Landdampfmaschinen nur ausnahmsweise, durch die örtlichen Wasserhältnisse bedingt, verwendet. Wenn zu wenig Wasser für eine normale Kondensatoranlage zur Verfügung steht, dann kann man ein ziemlich gutes Vakuum auch durch Benützung eines sogenannten Verdunstungskondensators erhalten; derselbe besteht aus einer größeren Anzahl Röhren, in welche von außen durch eine verhältnismäßig kleine, dieselben berieselnde Wassermenge gekühlt sind. Der Kondensator liegt an der freien Luft, womöglich dem Luftzuge direkt ausgesetzt; die zur Kondensation erforderliche Wassermenge braucht nicht größer zu sein, als die Menge kondensierten Wassers. Ein solcher Kondensator kann daher bei Wassermangel für Maschinen verwendet werden, welche sonst mit Auspuff arbeiten müßten und gewährt denselben den thermodynamischen Vorteil der Kondensation, ohne eine größere Wassermenge zu erfordern als jene, welche zur Kessel-speisung benötigt wird, da das durch die Kondensation zurückgewonnene Wasserquantum das sonst erforderliche Speisewasser ersetzt. Solche Kon-

densationsanlagen können jedoch nur bei kleineren Maschinenanlagen in Betracht kommen.

Um den hohen Anforderungen, welche hinsichtlich Leistung, Kolbengeschwindigkeit und Umlaufzahl heutzutage an die Dampfmaschine gestellt werden, entsprechen zu können, muß jedes einzelne Detail hinsichtlich der Wahl des Materials, der Konstruktion und Anarbeitung mit aller Sorgfalt ausgeführt sein. Da sich die mit Dampfmantel und Steuergewehäusen aus einem Stück gegossenen Cylinder bei höheren Temperaturen verziehen und unrund werden, muß namentlich bei der Ausführung der Hochdruckcylinder diesem Umstande Rechnung getragen werden, indem man die innere Cylinderbüchse als ein getrenntes Stück ausführt und in den äußeren Cylinder derart einsetzt, daß sich dieselbe ohne einseitigen Zwang ausdehnen kann. Bei der Verwendung hoch überhitzter Dämpfe ist diese Detailkonstruktion mit besonderer Vorsicht zu behandeln. Die Dampfkolben werden durchwegs in Hohlguß mit einfachen selbstspannenden gußeisernen Dichtungsringen ausgeführt. Die beiden Kolbenstangen hintereinander liegender Cylinder werden aus einem Stück (meist Martin Stahl) ausgeschmiedet. Die Kreuzköpfe sind aus Stahlguß mit meist nachstellbaren mit Weißmetall gefütterten Gleitschuhen. Die Zapfen werden von einzelnen Firmen aus Verbundstahl mit geschliffenen und polierten, glasharten Laufflächen hergestellt. (Der aus weichem zähen Stahl angefertigte Zapfen wird im Einsetze an der Oberfläche durch Kohlenstoffzufuhr in Hartstahl verwandelt, gehärtet und dann auf genaues Maß geschliffen.) Die Schubstangen haben zumeist am Kreuzkopf geschlossene Köpfe mit durch Querkeile nachstellbaren Lagerschalen, während die Köpfe am Kurbelzapfenende als offene Lager- oder Marineköpfe ausgeführt werden.

Die Dampfmäntel der Cylinder werden in neuerer Zeit bei Verwendung überhitzten Dampfes meistens weggelassen und durch einfache Cylinderverschalung ersetzt; den Hochdruckcylindern gibt man wohl fallweise Mäntel, doch dienen dieselben nur zum Anwärmen, sowie als Aufnahme für den Auspuffdampf. Die Mittel- und Niederdruckcylinder werden durch unmittelbar in das Innere derselben führende Heizventile angewärmt.

Die Schmierung der Hauptlager, Kurbel- und Kreuzkopfzapfen, der Excenter, Geradfürungen, kurzum aller bewegter Teile mit Ausnahme der Kolben, wird als Zentralschmierung angeordnet, von welcher das Öl verteilt und durch einstellbare Tropfvorrichtungen den einzelnen Schmierstellen zugeführt wird. Für die Cylinder- und Schieberschmierung werden selbsttätige Preßschmiervorrichtungen verwendet.

Wenn die Hochdruckkurbel einer Compoundmaschine am toten Punkte



stehen geblieben ist, dann muß die Maschine beim Anlassen zuerst ange dreht werden; andererseits ist ein Drehen im kalten Zustande bei Aus besserungen notwendig. Man verwendet für diesen Zweck kleine Zwilling s-dampfmaschinen mit Umsteuerung, welche eine Schnecke in Drehung ver setzen, die entweder in ein eigenes auf der Maschinenwelle sitzendes Schneckenrad eingreift oder man verwendet hierzu bei Maschinen mit Endkurbeln den äußeren Kranz der zur Kurbelscheibe ausgebildeten Kurbel. Die Verbindung des Anlaßmaschinchens mit der Maschinenwelle muß selbstverständlich derart eingerichtet sein, daß sie beim Angehen der Maschine gelöst wird\*).

Stehende Großmaschinen sind immer wesentlich teurer als gleich leistungsfähige liegende Maschinen; andererseits ist in Anbetracht der Höhendimensionen großer Tandemmaschinen (Maschinen von 2000 bis 3000 PS messen von der Sohle bis zum obersten Cylinderdeckel 11 bis 12 m) die Übersicht und Bedienung ungemein erschwert; ein Wärter ist überhaupt nicht imstande die Maschine übersehen zu können; man pflegt daher gewöhnlich bei größeren Anlagen eine oder zwei Gallerien anzu ordnen, sodaß je ein Wärter die untere beziehungsweise obere Partie der Maschine bedient. Aus diesen Gründen ist für Großmaschinen die stehende Bauart nur dann gerechtfertigt, wenn die Raumverhältnisse die liegende Bauart ausschließen. Für kleinere Maschinen, deren Konstruktionshöhe nicht mehr als 3 höchstens 4 m beträgt, fallen diese Übelstände der stehenden Aufstellung nicht so sehr ins Gewicht\*\*).

**202. Einfach wirkende Schnellläufer.** Die gewöhnliche, liegende oder stehende doppeltwirkende Maschine kann anstandslos mit hoher Touren zahl laufen, wenn die Gewichte der abwechselnd bewegten Teile ent sprechend vermindert, alle Laufflächen genügend groß gewählt werden und dafür gesorgt wird, daß die in der Maschine auftretenden Drücke möglichst symmetrisch verteilt und die Massenwirkung ausgeglichen wird. Wir besitzen Beispiele schnelllaufender doppeltwirkender Maschinen in den Betriebsmaschinen der Torpedoboote, welche bei einer Leistung von 1000 PS und darüber mit 400 bis 500 Umdrehungen per Minute laufen; die Maschinen zum Betriebe der Ventilatoren für künstlichen Zug der Torpedo boote laufen mit 1000 Minutenumdrehung und so könnte eine Reihe

\*) Eine solche Anlaßvorrichtung wie sie bei den 1500 PS-Maschinen der All gemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Wien in Verwendung steht, siehe *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, Jahrg. 1900, S. 690.

\*\*\*) Eine übersichtliche Besprechung der bei stehenden Maschinen in Betracht kommenden Gesichtspunkte siehe *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, Jahrg. 1899, S. 540 unter dem Titel „Stehende Dampfmaschinen“.

ähnlicher Fälle als Beweis angeführt werden, daß auch doppelwirkende Maschinen bei richtiger Disposition und Detailausführung mit sehr hoher Tourenzahl arbeiten können. Trotzdem eignen sich die einfachwirkenden Maschinen aus mehrfachen Gründen für den Schnellbetrieb besser wie die doppelwirkenden.

Das Wesen der einfachwirkenden Maschine gipfelt darin, daß der Dampf nur auf der rückwärtigen Seite des Kolbens eintritt, die Schubstange daher während der ganzen Umdrehung komprimiert wird. Abgesehen davon, daß infolge des nur einseitigen Dampfeintrittes die Steuerung wesentlich vereinfacht wird, hat dies den großen Vorteil, daß die abwechselnde Zug- und Druckwirkung, sowie das hierdurch verursachte Schlagen in den Gelenken gänzlich vermieden werden kann.

Damit die Schubstange jedoch stets gedrückt werde, muß während des Kolbenrücklaufes oder Ausströmhubes von dem Kolben ein gewisser elastischer Widerstand überwunden werden, worauf schon im X. Abschnitt hingewiesen wurde. Während der ersten Hälfte dieses Hubes wird das Gestänge von der Kurbel ausgehend beschleunigt, steht daher unter der gegen Hubmitte stetig abnehmenden, die Stange jedoch gleichfalls komprimierenden Wirkung des Beschleunigungsdruckes. Von einem Punkte in der Nähe der Hubmitte angefangen geben jedoch die bewegten Massen die vorher erlangte Energie wieder ab und würde daher, da nun das Gestänge an der Kurbel zu ziehen beginnt, ein Druckwechsel in den Gelenken eintreten, wenn nicht auf den Kolben ein Gegendruck ausgeübt würde, der in jedem Momente mindestens ebenso groß ist, als der Verlust an Energie seitens des Kolbens und Gestänges.

Dieser Gegendruck wird entweder durch Kompression des Ausströmdampfes oder durch zusätzlichen Kolbendruck, indem man frischen Kesseldampf gegen einen Hilfskolben wirken läßt, oder durch Luftkompression erzeugt.

Der Bedarf an geeigneten schnellaufenden Maschinen, welche ohne Zwischentransmission direkt an eine Dynamomaschine gekuppelt werden können, hat viel zur erfolgreichen baulichen Entwicklung einfachwirkender Schnellläufer beigetragen.

Eine der ersten Konstruktionen dieser Art ist die bekannte Dreicylindermaschine von Brotherhood, welche im Jahre 1873 eingeführt wurde; eine neuere Ausführung dieser Maschine ist durch die Figuren 215 und 216 (s. S. 522) im Längen- und Querschnitte dargestellt.

Drei unter  $120^\circ$  versetzte Cylinder sind in einem gemeinschaftlichen Gehäuse eingeschlossen, dessen Inneres zugleich den Ausströmraum bildet. Die Kolben sind als Trunkkolben mit Kugelgelenk ausgebildet, an welchem die Kolbenstange mit Wegfall der Schubstange direkt angreift.



Die drei in einer Ebene arbeitenden Kolbenstangen greifen andererseits an einer gemeinschaftlichen zum Balancegewicht erweiterten Kurbel an. Der Dampfzutritt zum Rücken der Kolben wird durch Kolbenschieber gesteuert, welche ihren Antrieb von einem gemeinschaftlichen Excenter erhalten; um Raum zu ersparen, ist die Excenterscheibe hohl ausgeführt und überhängt das eine der beiden Hauptlager. Der Kesseldampf strömt zuerst durch ein von einem Federregulator beeinflusstes Drosselventil und gelangt von hier erst zu den Einlaß-

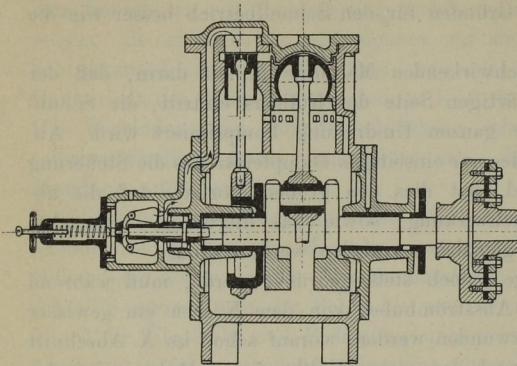


Fig. 215.

schiebern. Die Ausströmung wird durch die Kolben selbst gesteuert, indem dieselben Ausströmöffnungen der Cylinderwand überstreifen; außerdem wird durch die Oszillationsbewegung des für diesen Zweck erweiterten Kugelgelenkes eine Öffnung in demselben freigelegt, welche während eines Teiles des Ausströmhubes geöffnet bleibt; nach Schluß derselben, vor Mitte des Hubes, beginnt die Kompression.

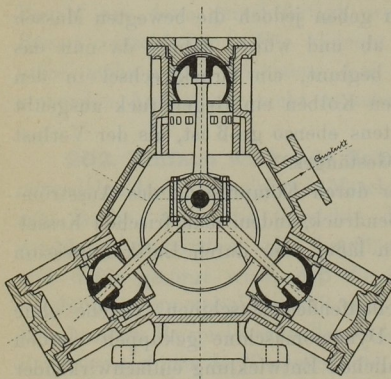


Fig. 216.

ganze Maschine aus drei an einer gemeinschaftlichen Kurbel angreifenden Tandemaschinen besteht.

Die Maschinen können auch mit komprimierter Luft statt mit Dampf betrieben werden; selbstverständlich entfällt hierbei die Verbundanordnung.

Bei anderen einfachwirkenden Maschinen sind die Cylinder nebeneinander und über der Kurbelwelle angeordnet. Kurbeln und Schubstangen sind vollständig gehäuseartig eingeschlossen und dadurch kon-

gesteuert, welche ihren Antrieb von einem gemeinschaftlichen Excenter erhalten; um Raum zu ersparen, ist die Excenterscheibe hohl ausgeführt und überhängt das eine der beiden Hauptlager. Der Kesseldampf strömt zuerst durch ein von einem Federregulator beeinflusstes Drosselventil und gelangt von hier erst zu den Einlaß-

bewegung des für diesen Zweck erweiterten Kugelgelenkes eine Öffnung in demselben freigelegt, welche während eines Teiles des Ausströmhubes geöffnet bleibt; nach Schluß derselben, vor Mitte des Hubes, beginnt die Kompression.

Die Brotherhood-Maschine wird auch als Compoundmaschine gebaut; die drei Cylinder bilden dann die Niederdruckcylinder, während die Hochdruckcylinder außen angefügt sind, sodaß die

tinuierlich geschmiert, daß die Kurbeln bei jeder Umdrehung in ein, den unteren Teil des Gehäuses füllendes Bad aus Öl und Wasser tauchen.

Die bekannte Westinghouse-Maschine ist eine stehende Zweicylindermaschine, durch Kolbenschieber gesteuert; die Kurbelwelle liegt um die halbe Länge der Kurbel außer dem Cylindermittel, um während des Arbeitshubes den Einfluß der Neigung der Schubstange zu verringern. Während des Anhubes wird die Neigung der Stange infolge dieser Aufstellung entsprechend größer sein, als bei der normalen Bauart, doch spielt dies keine Rolle, da der Kolben retourlaufend keine eigentliche Arbeit verrichtet.

In diese Gruppe von Maschinen gehört auch die bereits im V. Abschnitte bei Besprechung der Willanschen Versuche öfters erwähnte einfachwirkende, durch zentrale Schieber gesteuerte Maschine Willans.

Der außerordentlich günstige Wirkungsgrad dieser Maschinen hinsichtlich ihres Dampfverbrauches, vereint mit der Möglichkeit, die Maschine direkt mit einer Dynamomaschine kuppeln zu können, sowie die verhältnismäßig kleinen Abmessungen derselben als Folge der hohen Kolbengeschwindigkeit, haben Willans Dampfmaschine eine sehr ausgebreitete Verwendung als Betriebsmaschine elektrischer Lichtstationen, zum Antrieb von Zentrifugalpumpen, Ventilatoren u. dgl. in Leistungen bis hinauf zu 3000 PS gesichert. Namentlich in England haben diese Maschinen in verhältnismäßig kurzer Zeit eine große Beliebtheit erlangt, sodaß bereits vor etwa zehn Jahren Maschinen von einer Gesamtleistung über 20 000 PS in London allein in Verwendung standen.

Bei Compound- und Dreifachexpansion werden die Cylinder vertikal übereinander gestellt und der Raum unter dem oberen Kolben als Receiver benützt. In seltenen Fällen wird nur eine Kurbel verwendet, zumeist werden die Maschinen als parallel geschaltete, auf zwei oder drei Kurbeln arbeitende Tandemaschinen ausgeführt. Der Vorteil der dreifach (unter  $120^{\circ}$ ) gekuppelten Maschine hinsichtlich der Gleichmäßigkeit und Ruhe des Ganges wurde bereits an früherer Stelle besprochen.

Die allgemeine Anordnung der Maschine, sowie die derselben eigentümliche zentrale Kolbenschiebersteuerung ist aus Fig. 217 (s. S. 524) ersichtlich, welche eine gekuppelte Tandemcompoundmaschine darstellt.

Zum Zwecke der Steuerung ist die gußeiserne Kolbenstange hohl ausgeführt, cylindrisch ausgebohrt und dient zur Aufnahme der Kolbenschieber, welche untereinander in starrer Verbindung, durch ein auf dem Kurbelzapfen befestigtes Excenter betätigt werden. Die relative Bewegung dieser Schieber in Beziehung zu der Bewegung der Kolbenstange vermittelt die Admission, den Dampfübertritt sowie dessen Austritt, somit



alle Phasen der regelrechten Dampfverteilung auf die beiden zusammenarbeitenden Cylinder.

Der Kreuzkopf ist gleichfalls zum Kolben ausgebildet und läuft in

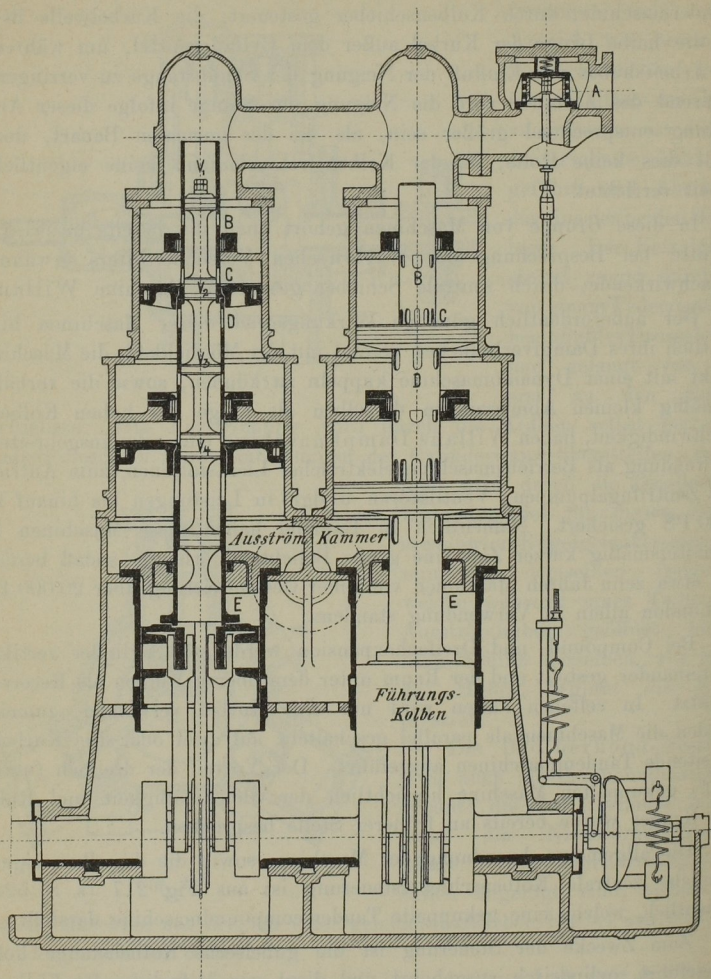


Fig. 217.

einer vollständig geschlossenen cylindrischen Führung; der Raum über dem Kreuzkopf dient während des Anhubes als Kompressionsraum; die in demselben eingeschlossene Luft wird verdichtet und bildet somit einen

Luftpuffer zur Verhinderung des Druckwechsels im Gestänge. Die zur Kompression der Luft während des Anhubes aufgewendete Arbeit wird infolge Expansion derselben während des Kolbenniederganges fast verlustlos wieder an die Maschine abgegeben.

Die Schieberexcenterstange wird gleichfalls durch den auf dem obersten Schieber stetig lastenden Dampfdruck komprimiert, beziehungsweise immer unter einseitig wirkendem Druck arbeiten. Die Schubstange der Maschine ist in zwei Stangen geteilt, zwischen welchen das Excenter läuft; die Excenterscheibe ist mit dem Kurbelzapfen derart verbunden, daß die Relativbewegung der Schieber zur Kolbenstange dieselbe ist, wie die Bewegung eines gewöhnlichen Schiebers auf einem fixen Schieberspiegel, wenn derselbe durch ein auf der Kurbelwelle befestigtes Excenter betätigt wird.

Der Dampf tritt bei *A* ein, passiert zunächst das von einem Federregulator kontrollierte Drosselorgan und gelangt durch die Schlitze *B* und *C* der hohlen Kolbenstange in den obersten (Hochdruck-) Cylinder. Sobald die Schlitze *B* bei der Abwärtsbewegung der Kolbenstange durch die Laufbüchse des oberen Cylinderbodens verdeckt werden, beginnt die Expansion. Schieber  $V_2$  überläuft die Schlitze *C* und setzt gegen Ende des Hubes die Schlitze *C* und *D*, also den Raum über dem Kolben, in welchem der Dampf eben expandierte, durch Vermittlung des Raumes zwischen den Schiebern  $V_2$  und  $V_3$  mit dem Raume über dem Deckel des unteren Cylinders in Verbindung, sodaß der Dampf nun in diesen Raum entweichen kann. Dieser Raum dient daher als Receiver, aus welchem der Dampf während des nächsten Niederhubes in den unteren Cylinder überströmt, genau so gesteuert, wie beim Eintritte in den oberen Cylinder. Bei dreifacher Expansion ist unter dem zweiten Cylinder, der dann die Funktion des Mitteldruckcylinders übernimmt, ein dritter Cylinder situiert, durch welchen der Dampf während der dritten Umdrehung in genau der gleichen Weise passiert, wie vorher durch den zweiten beziehungsweise ersten Cylinder. Schließlich entweicht der Dampf durch Vermittlung des Schiebers  $V_4$  in den Ausströmraum. Das Kolbenstangenrohr ist nach unten durch einen weiteren Schieber geschlossen, damit der Dampf nicht in den Luftkompressionsraum gelangen kann.

Die in dem Kompressionsraum befindliche Luft wird bei jedem Kolbenhub erneuert; zu diesem Zwecke steht der Kompressionsraum *E* in geeigneter, in Fig. 217 nicht angedeuteter Weise mit der Außenluft in Verbindung; desgleichen muß beim Anlassen der Maschine die Kompression abgestellt werden, wozu eigene Lufthähne dienen, die bei Ingangsetzung geöffnet und sobald die Maschine die ersten selbständigen Umdrehungen gemacht hat, wieder geschlossen werden.

Die Benützung der Luft für die Kompression an Stelle von Dampf



bietet den Vorteil, daß die Kompressionswirkung bestehen bleibt, ob nun der Dampf auspufft oder in einen Kondensator entweicht\*).

Von verschiedenen einfachwirkenden Schnellläufern, welche in der allgemeinen Anordnung der Willans-Maschine sehr ähnlich sind, sei hier noch die Maschine von Mather & Platt erwähnt, bei welcher das Gestänge statt unter Druck beständig unter Zug erhalten wird, indem der Frischdampf nicht über, sondern nur unter den Kolben eingelassen wird.

Ein Balancekolben, dessen untere Fläche fortwährend unter Dampfdruck steht, hält die Zugwirkung auch während jener Periode aufrecht, während welcher zufolge der Trägheit des abwechselnd bewegten Gestänges ein Wechsel von Zug in Druck eintreten würde. Auch diese Maschine wurde bereits an früherer Stelle (§ 181) hinsichtlich der Wirkung der bewegten Massen derselben besprochen.

**203. Wasserhebemaschinen.** Maschinen zum Betriebe von Pumpen und Gebläsen können ohne Rotationsbewegung arbeiten, indem die hin- und hergehende Bewegung des Dampfkolbens direkt oder indirekt (durch Vermittlung eines Balanciers) auf die Pumpen- oder Gebläsekolben übertragen werden kann. Man findet jedoch in neuerer Zeit sehr häufig Ausführungen mit Rotationsbewegung; Gebläsemaschinen werden heutzutage fast ausschließlich als Kurbelmaschinen, liegend oder stehend, gebaut.

Die Aufstellungsart der Wasserhebemaschinen wird durch die Tiefe des Wasserspiegels unter dem Niveau des Aufstellungsortes mit beeinflusst. Liegt der Wasserspiegel hoch genug, dann werden gewöhnliche liegende Maschinen mit rückwärts angehängter liegender Pumpe bevorzugt; bei tief liegendem Wasserspiegel, wie dies beispielsweise in Bergbauen stets der Fall ist, ist die direkt oder indirekt wirkende Vertikalmaschine die gebräuchlichste Aufstellungsart, doch können auch liegende Maschinen in solchen Fällen verwendet werden, wenn man sogenannte Kunstkreuze mit rechtwinkliger Bewegungsumkehr zum Antriebe der tiefstehenden Pumpen benützt; die Pumpe hängt dann an dem horizontalen Arm, während die über Tag liegende Dampfmaschine an dem vertikalen Arm des Kreuzes angreift.

\*) Beschreibung und Zeichnung von Willans Dampfmaschine siehe u. a.: *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1885, S. 925, 1886, S. 579 und 1892, S. 960. Anlässlich der Pariser Ausstellung 1900 war von Willans & Robinson, Victoria-Werke, Rugby, eine 2400 PS Dreifach-Expansionsmaschine ausgestellt, welche eine Bodenfläche von 9,4 m  $\times$  3,4 m beanspruchte; die Cylinder hatten 480, 770 beziehungsweise 1240 mm Durchmesser bei 600 mm Hub; die Maschine lief bei 10 Atmosphären Dampfspannung mit 200 Umdrehungen pro Minute; *Engineering*, 1900, S. 552. Die Ausstellung in Glasgow brachte zwei Maschinen von je 1500 PS; Raumbedürfnis 4,8 m  $\times$  2,6 m pro Maschine. Die Maschinen arbeiteten bei 380, 600 beziehungsweise 950 mm Cylinderdurchmesser und 430 mm Hub und einer Dampfspannung von 12,7 Atmosphären mit 230 Umdrehungen pro Minute.

Für Wasserförderung aus beträchtlicher Tiefe, sowie zur Bewältigung größerer und stark veränderlicher Wassermengen verwendet man heutzutage noch gerne die stehenden direkt oder indirekt wirkenden über Tag liegenden Wasserhaltungsmaschinen. Die direkt wirkenden Maschinen sind entweder von der einfachsten Bauart einfachwirkender Eincylindermaschinen mit sogenannter Kataraktsteuerung, deren Cylinder direkt über dem Schachte

aufgestellt ist, sodaß die tiefstehenden Pumpen (bei Tiefbauten sind mehrere Pumpensätze in verschiedenen Etagen aufgestellt) direkt an dem Maschinenkolben hängen, oder man führt die Maschinen als doppelwirkende Compoundmaschinen mit parallel geschalteten oder übereinander liegenden Cylindern aus. Fig. 218 zeigt die Anordnung einer solchen Maschine, deren Kolbenstangen

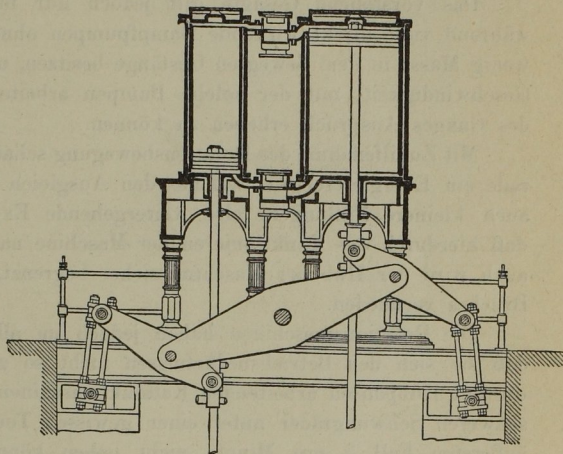


Fig. 218.

durch einen Hilfsbalancier gekuppelt und durch Lenker gerade geführt sind, wie sie von der Firma Hathorn, Davey & Cie. für eine größere Anzahl von Wasserhaltungsanlagen ausgeführt wurden.

Zur Steuerung dieser Maschinen ohne Rotationsbewegung werden ausschließlich entlastete Ventile in Verbindung mit einem Katarakt, welcher die Pausen nach jedem Hubwechsel, somit die Funktion der Maschine regelt, gesteuert; solche Maschinen werden daher Kataraktmaschinen genannt.

Maschinen ohne rotierende Bewegung haben den Nachteil, daß die Anwendung größerer Expansion unzulässig ist, wodurch die Ökonomie des Betriebes nachteilig beeinflusst wird. Das schwere Gestänge speichert allerdings zufolge seiner Trägheit während der Bewegung soviel Energie auf, daß bei nicht weitgehender Expansion die Ungleichförmigkeit der Bewegung zufolge des veränderlichen Dampfdruckes soweit ausgeglichen wird, daß die Pumpen mit dem erforderlichen, nahezu gleichbleibenden Drucke arbeiten. Das schwere Gestänge, welches der Hauptsache nach aus dem Gewichte der massiven Pumpenstangen besteht, bedarf bei seinem Anhuben eines so großen Beschleunigungsdruckes, daß hierzu der volle



Dampfdruck auf den Kolben der Maschine erforderlich ist; in dem Maße der zunehmenden Beschleunigung des Gestänges nach Art der Beschleunigungsdruckkurve Fig. 170 kann der Dampfdruck abnehmen, sodaß die beiden Kurven einen derartigen Verlauf nehmen können, daß der die auf den Plunger der Pumpe übertragene Arbeit darstellende Abstand der beiden Kurven nahezu konstant bleiben kann.

Das vorstehend Gesagte gilt jedoch nur für tiefliegende Pumpen, während viele direkt wirkende Dampfpumpen ohne Rotationsbewegung zu wenig Masse in dem bewegten Gestänge besitzen, um bei der gewöhnlichen Geschwindigkeit, mit der solche Pumpen arbeiten, auf Gleichförmigkeit des Ganges Anspruch erheben zu können.

Mit Zuhilfenahme der Rotationsbewegung schafft man in dem Schwungrade ein Energiereservoir, welches den Ausgleich übernimmt, andererseits auch kleinere Füllungen, also weitergehende Expansion gestattet, ohne daß hierdurch das Funktionieren der Maschine nachteilig beeinflusst wird; auch wird der Hub der Maschine sicher begrenzt, somit die Gefahr eines Bruches vermieden.

Die Rotationsmaschinen haben jedoch im allgemeinen den Nachteil, daß sie sich den Betriebsbedürfnissen nicht so gut anpassen lassen, als die mit Hubpausen arbeitenden Kataraktmaschinen, nachdem sie trotz der schweren Schwungräder unter einer gewissen Tourenzahl von 4 bis im äußersten Fall 3 pro Minute nicht gehen können. Der Abgang der Hubpausen hatte schon bei manchen Gruben die Folge, daß man neben der Rotationsmaschine andere Wasserhaltungsmaschinen aufstellen mußte, da die Wässer der Grube zeitweilig nicht genügten, um die schwere Rotationsmaschine mit ihrer Minimalgeschwindigkeit arbeiten lassen zu können; unter diese Umlaufzahl bringt man die Maschinen auch mit den schwersten Schwungrädern nicht, sie bleiben dann einfach stehen.

Diesem Übelstande der Rotationsmaschine hat Civilingenieur C. Kley in Bonn durch seine Konstruktion abgeholfen und die nach ihm benannten Wasserhaltungsmaschinen haben eine verhältnismäßig sehr rasche Verbreitung gefunden, sodaß innerhalb eines Zeitraumes von zehn Jahren nach Bekanntwerden dieser Konstruktion (1875 bis 1885) bereits 38 Maschinen mit Leistungen von 30 bis 1000 PS in Betrieb standen.

Die Kleysche Wasserhaltungsmaschine ist eine Kombination der Rotations- und Kataraktmaschinen, in welcher die Vorteile beider Systeme ohne deren Nachteile vereinigt sind. Es sind dies Maschinen mit Hilfsrotation, deren Steuerung aber ganz unabhängig von der rotierenden Bewegung ist und wie bei Kataraktmaschinen nur durch Steuerstangen, Streichhebel und Katarakte bewirkt wird. Bei geringen Hubzahlen geht die Maschine in Pausen, indem die im Schwungrade angesammelte Energie

nur hinreicht den Hub zu vollenden und daher die Maschine vor oder hinter dem toten Punkte der Kurbel stehen bleibt, bis der Katarakt das Einlaßventil öffnet und ein neuer Hub beginnt. Je größer die Hubzahl, desto kürzer wird die Pause, bis dieselbe ganz verschwindet (bei etwa acht Umdrehungen) und die Maschine ohne Unterbrechung rotiert. Je nachdem die Maschine vor oder hinter dem toten Punkte stehen bleibt, erfolgt die Drehung gegenüber dem früheren Hub im entgegengesetzten oder gleichen Sinne; auch kann die Maschine bei nur halbem Hube die Bewegungsrichtung umkehren.

Nachdem diese Maschinen nur bei größerer Geschwindigkeit mit kontinuierlicher Rotation gehen, so kann das Schwungrad viel leichter gemacht werden als bei gewöhnlichen Rotationsmaschinen, nur muß es so schwer sein, daß die beabsichtigte Expansion erzielt werden kann. Das leichte Schwungrad bietet außerdem den Vorteil, daß bei schnellerem Gange der Maschine die Bewegung in der Nähe der toten Punkte sehr verzögert wird, was für den ruhigen Gang der Pumpen nur ersprießlich ist.

Die Kleysche Maschine kann als Eincylinder-, als Woolf- oder Compoundreceivermaschine mit oben oder unten liegendem Balancier ausgeführt werden. Da die Steuerung von der rotierenden Bewegung ganz unabhängig ist, kann die Maschine bei abgekuppelter Lenkstange auch als gewöhnliche Kataraktmaschine arbeiten.

Die untere Grenze der Hubzahl ist die der gewöhnlichen Kataraktmaschinen; die obere Grenze kann hier größer genommen werden als bei gewöhnlichen Rotationsmaschinen, da zufolge der kleinen Geschwindigkeiten an den Totpunkten die Pumpenventile Zeit haben sich zu schließen, daher die Geschwindigkeit in der Mitte des Hubes ohne Nachteil für die Pumpen ziemlich bedeutend sein kann. Die Maschinen arbeiten infolgedessen bei 1,5 m Hub mit 18, bei 2,5 m Hub mit 10 Touren pro Minute im Maximum.

Die Kleyschen Maschinen werden zumeist mit obenliegendem ungleicharmigen Balancier ausgeführt; an dem kürzeren Arm hängt die Pumpe, am längeren Arme greift die durch Lenker oder in anderer Weise geradlinig geführte Kolbenstange der Maschine an; die Schwungradwelle liegt entweder zur Seite der Maschine und empfängt ihre Bewegung vom Balancier, oder sie liegt unter den Dampfzylindern und erhält ihre Bewegung direkt vom Kreuzkopf der Maschine durch Vermittlung von Schubstangen. Die letztere Aufstellungsart bietet den Vorteil, daß die von dem Schwungrade aufzunehmende, beziehungsweise an dasselbe abzugebende Beschleunigungsarbeit von dem Dampfkolben direkt durch die den Kreuzkopf ersetzende Traverse und die beiden seitlichen Schubstangen an die Kurbelwelle übertragen wird, somit nicht durch den Balancier geleitet



und von diesem erst an dieselbe abgegeben wird; der Balancier hat infolge dieser Anordnung nur die Nutzarbeit zu übertragen, wird daher viel weniger beansprucht.

In Fig. 219 und 220 ist eine Kleysche Wasserhaltungsmaschine dieser Bauart dargestellt.

Eine andere Wasserförderungsmaschine, welche gleichfalls auch in großen Ausführungen zur Wasserversorgung von Städten, sowie zur För-

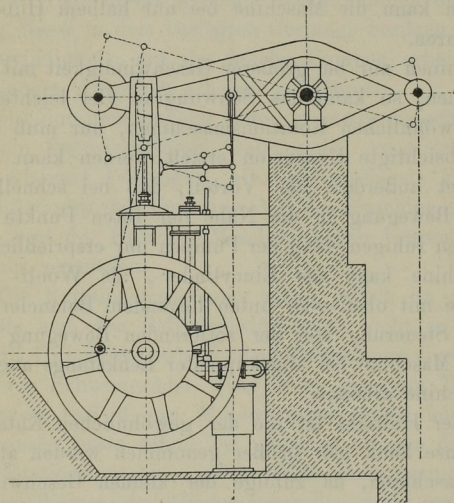


Fig. 219.

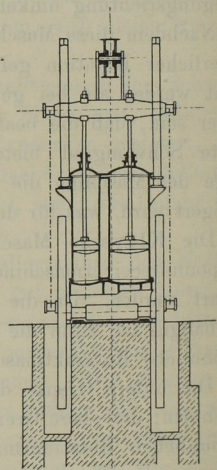


Fig. 220.

derung von Petroleum auf größere Distanzen, namentlich in den Vereinigten Staaten, ungemeine Verbreitung gefunden hat, ist die bekannte Worthingtonmaschine. Für größere Leistungen wird diese Maschine als Tandemcompoundmaschine gebaut. Bemerkenswert ist bei dieser Maschine ein Detail, welchem die Aufgabe zufällt, die durch den frühzeitigen Schluß der Füllung hervorgerufene Ungleichförmigkeit des auf den Dampfkolben übertragenen Druckes auszugleichen, damit dieselbe nicht auf den Kolben der Pumpe übertragen werde. Dieses Detail, in Fig. 221 in einigen Linien skizziert, besteht aus zwei gepaarten, oszillierenden Cylindern *BB*, deren Plungerkolben an einem Querhaupte *A* der Dampfkolbenstange angelenkt sind. Die kleinen Cylinder sind mit Wasser gefüllt und stehen mit einem Reservoir komprimierter Luft, deren Spannung etwa 20 Atm. beträgt, in fortwährender Verbindung. Wenn der Kolbenhub (in der Richtung des Pfeiles) beginnt, werden die beiden Kolben *B* zunächst nach innen gedrückt und ein gewisser Arbeitsaufwand, entsprechend dem

Widerstände der Luft und dem verdrängten Volumen seitens der Maschine, an die gepreßte Luft abgegeben; dies dauert jedoch nur so lange, als sich die Kolben einwärts bewegen, also bis zu jener Stellung des Querhauptes, in welcher die Oszillationscyliner zur Richtung des Kolbenhubes der Maschine senkrecht stehen. Von dieser Stellung an bis Ende des Hubes bewegen sich die Kolben *B* unter dem Drucke der komprimierten Luft nach auswärts, unterstützen die Kolbenstange in ihrer Bewegung, indem die komprimierte Luft die während der ersten Hubhälfte empfangene Energie nahezu verlustlos wieder an die Maschine zurückgibt. Das Volumen des Luftbehälters ist so groß bemessen, daß der Druck in demselben durch die hin- und hergehende Bewegung der Kolben *B* kaum merklich beeinflußt wird, also nahezu konstant bleibt. Die durch Undichtheiten verloren gehende Luft wird durch eine kleine, der Maschine angehängte Luftpumpe immer wieder ersetzt. Die Wasserfüllung dient zur Dichtung der Kolben.

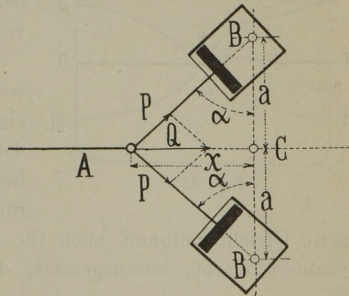


Fig. 221.

Die Resultierende *Q* aus den beiden konstanten Kolbendrücken *P* ergibt sich unter Bezug auf Fig. 221, wenn der veränderliche Neigungswinkel der Cylinderachsen mit  $\alpha$ , beziehungsweise der veränderliche Abstand des Punktes *A* von der Linie *BB*, d. i. der Kolbenweg vom Punkte *C* als Nullpunkt gerechnet, mit *x* bezeichnet wird, aus der Beziehung

$$Q = 2P \sin \alpha = 2P \frac{\tan \alpha}{\sqrt{1 + \tan^2 \alpha}} = 2P \frac{\frac{x}{a}}{\sqrt{1 + \left(\frac{x}{a}\right)^2}},$$

oder

$$Q = 2P \frac{x}{\sqrt{a^2 + x^2}}.$$

Trägt man über die Veränderliche *x* (Kolbenwege) als Abscisse die *Q*-Werte auf, so ergibt sich die Kurve 1, 2, 3 Fig. 222 (s. S. 532).

Diese Widerstandskurve mit der Dampfdruckkurve I, II, III vereint soll eine Kurve *m*, *n* ergeben, welche mit jener des Pumpenwiderstandes nahezu übereinstimmt.

Ein in der Wirkungsweise identischer Kraftausgleicher wurde von Hülsenberg in Freiberg ersonnen; den Kraftspeicher bildet bei diesem



Apparat eine Spiralfeder, welche während der ersten Hubhälfte durch ein an die Kolbenstange angelenktes Hebelwerk zusammengepreßt wird, um sich während der zweiten Hubhälfte wieder auszudehnen und dabei schiebend auf die Kolbenstange einzuwirken. Statt der Feder kann Wasserdruck, gepreßte Luft oder Dampf verwendet werden. Obwohl auf demselben Gedanken beruhend, wurden die beiden Apparate doch ganz unabhängig von einander erdacht.

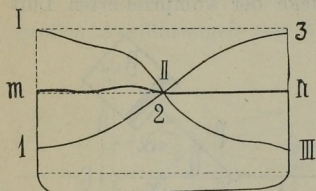


Fig. 222.

Diese Methode des Ausgleiches der während eines Hubes veränderlichen Leistung einer Expansionsmaschine hat gegenüber dem Ausgleich durch die Trägheit der bewegten Massen den Nachteil, daß die für eine bestimmte Geschwindigkeit erzielte Gleichförmigkeit auch für jede andere Geschwindigkeit nahezu ungeändert bleibt, vorausgesetzt, daß die Trägheit der bewegten Massen klein sei.

Die Worthingtonmaschine arbeitet ebenso ökonomisch wie jede andere erstklassige Pumpmaschine, wie aus den an früherer Stelle (V. Abschnitt § 98) angeführten Versuchsergebnissen zu ersehen ist\*).

Im Zusammenhange sei hier erwähnt, daß die Worthingtondampfmaschine ohne Rotationsbewegung für kleinere Leistungen als sogenannte Duplexstoßpumpe in der Weise ausgeführt wird, daß zwei Cylinder, von welchen jeder einen eigenen Pumpenkolben bewegt, parallel geschaltet sind; die Kolbenstange jedes Cylinders ist durch ein kurzes Glied mit einer schwingenden Stange verbunden, welche den Steuerschieber des anderen Cylinders betätigt. Auf die Weise beginnt der eine Kolben seinen Hub, wenn die Bewegung des anderen nahezu endet, wodurch ein weicher und kontinuierlicher Gang der Pumpe gesichert ist\*\*).

Bei den meisten direkt wirkenden, kleineren Dampfmaschinen ohne Rotationsbewegung findet Dampfeintritt fast während des ganzen Kolbenhubes statt, da die Trägheit des bewegten Gestänges zumeist nicht genügt, um bei Expansionsarbeit die für die gleichmäßige Wirkung der Pumpe erforderliche Gleichförmigkeit des Ganges zu erreichen.

Die Umsteuerung wird bei dieser Klasse von Pumpen auf verschie-

\*) Eine Zeichnung einer Eincylinder-Worthingtonpumpe siehe K. Hartmann, *Die Pumpen*, Berlin 1889, S. 345.

\*\*\*) Detailausführungen dieser und ähnlicher kleinerer Dampfmaschinen siehe: *Proceedings Institution of Mechanical Engineers*, 1893, sowie in dem vorstehenden Werke von Hartmann S. 327—342, in welchem speziell die Steuerung, der Worthington-Stoßpumpe ausführlich beschrieben ist.

dene Weise automatisch inszeniert; die Blakepumpe steuert z. B. dadurch um, daß der Kolben gegen Ende des Hubes gegen eine Knagge stößt und hierdurch einen Schieber umstellt, welcher Dampf zu der einen oder der anderen Seite eines Hilfskolbens eintreten läßt, welcher erst den eigentlichen Dampfeinlaßschieber betätigt. Bei den Pumpen von Cameron und Floyd stößt der Dampfkolben selbst mit Ende des Hubes gegen ein Ventil, welches den Hilfskolben und mit diesem den Dampfschieber umstellt. Bei Anwendung dieser Einrichtungen können Dampf- und Pumpencylinder so nahe, als es die Konstruktion der Stopfbüchsen gestattet, zusammengerückt sein, während bei den von der Kolbenstange betätigten Steuerungen zwischen den Cylindern ein freier Abstand vorhanden sein muß, welcher etwas größer ist als der Kolbenhub.

Außer den wenigen genannten gibt es noch eine Reihe mehr oder minder bewährter Konstruktionen von Dampfpumpen ohne Rotationsbewegung; der Unterschied liegt meist nur in der Detailanordnung der Steuerung, doch lassen sich sämtliche Konstruktionen, wie schon aus den angeführten Beispielen hervorgeht, in solche unterscheiden, bei welchen der Dampfverteilungsschieber von der Kolbenstange aus bewegt wird, und solche, bei welchen die Bewegung direkt vom Kolben selbst ausgeht.

Es ist wohl naheliegend, daß die in Rede stehenden Dampfpumpen mit Stoßsteuerung, da sie nur mit hohen Füllungen arbeiten können, einen sehr schlechten Nutzeffekt geben; der stündliche Dampfverbrauch pro PS<sub>e</sub>-Stunde beträgt zwischen 30 und 60 kg, selten darunter, häufig aber sogar darüber; infolgedessen sind diese Pumpen für größere feststehende Anlagen nur dann empfehlenswert, wenn die lokalen Verhältnisse gegen den Einbau von Schwungradmaschinen sprechen.

Schließlich sei noch einer Methode Erwähnung getan, um die bei Expansionsmaschinen erforderliche Ausgleichung des veränderlichen Dampfdruckes in Bezug auf den nahezu gleichbleibenden Kolbenwiderstand der Pumpe zu erzielen, welche dem Wesen nach darin besteht, daß man Dampf- und Pumpenkolben nicht direkt, sondern durch Vermittelung eines schwingenden Zwischenstückes derart verbindet, daß der Dampfkolben mit fortschreitender Expansion einen gewissen mechanischen Vorteil über den Pumpenkolben gewinnt. Diesen Gedanken verwertete z. B. Davey in Fällen, wo die Trägheit der abwechselnd bewegten Massen für den Ausgleich nicht genügte, in der Weise, daß er durch Einschaltung eines schwingenden Sektors das Verhältnis der beiderseitigen Kolbengeschwindigkeit derart regelte, daß sich anfänglich beide Kolben gleich schnell bewegten, während im weiteren Verlaufe des Hubes in dem Maße, als der Dampfdruck im Cylinder abnimmt, sich auch der Pumpenkolben langsamer bewegt als der Dampfkolben.



**204. Der Pulsometer.** Der Pulsometer ist eine in ihrer Art ganz eigentümliche, cylinder- und kolbenlose Pumpe.

Ein Pulsometer der ursprünglichen Einrichtung ist in Fig. 223 skizziert. Wie aus dieser Skizze zu ersehen, besteht der Pulsometer aus zwei birnenförmigen Gefäßen *A* und *A'* mit dem Saugraume *E* und dem Druckraume *D* (in der Figur punktiert angedeutet), aus einem Stücke gegossen, welches in seinem unteren Teile zwei Saugventile, in dem seitlich angegossenen Druckraum zwei Druckventile *V* enthält. Diese Ventile sind Gummipplattenrundventile mit Gittersitzen und Fangtellern. Die beiden schlan- ken Hälse der Pumpgefäße *A* vereinigen sich in einem besonders aufgeschraubten Steuerkopfe *C*, welcher ein Kugelventil enthält, das über einen schmalen Sattel rollen kann und stets eine der Halsöffnungen abschließt. Oben in den Steuerkopf mündet die mit einem Absperrventil versehene Dampfleitung *B*.

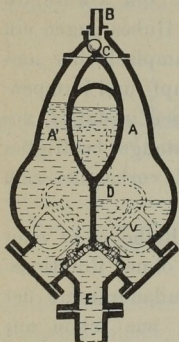


Fig. 223.

Die Wirkungsweise des Pulsometers ist nun folgende: Durch das Kugelventil, welches in der Ruhelage stets eines der Gefäße *A* oder *A'* gegen die Dampfleitung öffnet bzw. abschließt, sei eben das Gefäß *A*, welches unmittelbar vorher mit Wasser gefüllt wurde, geöffnet worden, infolgedessen wird der Dampf in *A* einströmen und das in demselben befindliche Wasser durch das Druckventil *V* nach dem Druckraume *D* pressen; das Saugventil bleibt währenddem geschlossen. Diese Druckwirkung dauert so lange, bis der Wasserspiegel in *A* bis zur oberen Begrenzungslinie der nach dem Druckraume *D* führenden Öffnung gesunken ist; in diesem Momente strömt die in *D* und der Druckleitung befindliche Flüssigkeit dem eindringenden Dampfe entgegen; es beginnt die Kondensation desselben, somit bildet sich in *A* ein teilweises Vakuum und das Druckventil *V* schließt sich; der Druck in *A* nimmt plötzlich soweit ab, daß im Gefäße *A'* ein Überdruck auftritt, welcher das Kugelventil nach der anderen Seite wirft und dadurch den Dampfzutritt nach *A* abschließt; in dieses Gefäß dringt nun infolge des teilweisen Vakuums durch das sich unter dem atmosphärischen Überdrucke öffnende Saugventil Wasser ein und füllt dieses Gefäß von neuem. Gleichzeitig beginnt aber auch der Dampf in das gegen die Dampfleitung geöffnete Gefäß *A'* einzuströmen und das dort befindliche Wasser auszutreiben, und dieselbe Reihenfolge von Einzelvorgängen wiederholt sich nun abwechselnd in beiden Kammern. Diese Vorgänge werden noch durch einzelne Details in ihrer Wirkung schärfer ausgebildet. Während das Wasser aus den Gefäßen *A* und *A'*

hinausgetrieben wird, findet eine verhältnismäßig nur geringe Kondensation des Dampfes statt, weil die Form des Gefäßes die Bildung von aufwallenden Bewegungen des Wassers bezw. Mischung desselben mit dem Dampf nicht begünstigt und andererseits zwischen dem Wasser und dem Dampfe ein Luftkissen vorhanden ist. In den obersten Teil der Kammer mündet zu diesem Zwecke je ein kleines Luftventil, welches sich selbstständig nach innen öffnet, sobald der Druck im Innern der Pumpgefäße unter den Druck der Außenluft sinkt und etwas Luft eintreten läßt; steigt der Druck wieder, dann schließen sich die Ventilchen selbsttätig. Die nun in *A* oder *A'* eingeschlossene Luft bildet ein elastisches Kissen über dem bei der Saugwirkung rasch aufwärts steigenden Flüssigkeitsspiegel; die bewegte Flüssigkeitsmasse wird zunächst die Luft komprimieren und sobald der Druck auf die Steuerkugel groß genug ist, um den Gegendruck zu überwinden, erfolgt die Umsteuerung. Die Luft verhindert zugleich den harten Schlag des Kugelventiles.

Die Luft bildet zugleich auch eine schlecht wärmeleitende Schicht zwischen Dampf und Wasser, verhindert die vorzeitige Kondensation des Dampfes, sowie die Erhitzung des Wassers. Mit Schluß der Druckwirkung entweicht die Luft nach dem Steigrohre und muß durch die erwähnten Ventile wieder ersetzt werden.

Um nach beendeter Druckwirkung eine möglichst vollkommene Verdichtung des Arbeitsdampfes zu erreichen, verwendet man noch besondere Vorrichtungen, um aus dem Druckkasten oder dem anderen Gefäße kaltes Wasser einzuspritzen; man verwendet hierzu entweder kleine Brausen oder einfach Löcher in den Trennungswänden beider Gefäße.

Bezüglich der Saug- und Druckhöhen sei bemerkt, daß man bei kaltem Wasser und kurzer, möglichst direkter Saugleitung eine Saughöhe bis zu 8 m erreichen kann, daß es jedoch zweckmäßiger ist, mit geringerer Saughöhe zu arbeiten; nach der Erfahrung soll sich die günstigste Wirkung, also das Maximum der geförderten Wassermenge, bei einer Saughöhe von 3 bis 4 m ergeben.

Die erreichbare Druckhöhe hängt vom Dampfdruck ab; die zum Betriebe zulässige geringste Dampfspannung soll stets um 2 bis 3 Atm. höher sein, als der Wassersäulenhöhe der Druckleitung entspricht, weil die Spannung im Pulsometer  $\frac{3}{4}$  bis 1 Atm. durch Kondensation verliert und andererseits Kondensationsverluste in der Zuleitung, namentlich bei tiefstehenden Pulsometern, eintreten. Bei Förderung kalten Wassers wird die erreichbare Druckhöhe gewöhnlich mit 30 bis 40 m (4,5 bis 6 Atm. Dampfspannung) angenommen; man kann dieselbe aber auch bei höheren Dampfspannungen bis auf 50 m und darüber steigern. Um aus noch größeren Tiefen Wasser zu fördern, setzt man mehrere Pulsometer über-



einander, so daß dieselben die Flüssigkeit in einzelnen Absätzen heben; auf diese Weise hat man in einzelnen Fällen schon Anlagen bis 150 m Tiefe gebaut.

In neuerer Zeit sind die Pulsometer als Wasserhaltungsmaschine im Bergbau vielfach zur Anwendung gekommen; eine andere ausgebreitete Verwendung haben dieselben bei den Eisenbahnwasserstationen teils zur unmittelbaren Speisung des Tenders mit Hilfe des Kesseldampfes der zu speisenden Lokomotive oder zur Füllung eines Wasserbehälters, von welchem dann die Wasserkräne gespeist werden, gefunden. Auch als Schiffspumpe, dann für Bäder, Bleichereien, Färbereien etc. hat sich der Pulsometer vermöge seiner Vorzüge bestens bewährt.

Bezüglich der Ökonomie des Betriebes bzw. des Dampfverbrauches kann der Pulsometer mit guten Dampfpumpen natürlich nicht verglichen oder in eine Parallele gestellt werden. Der Verbrauch an Dampf beträgt im günstigsten Falle ungefähr 60 kg pro PS-Stunde, gemessen durch die geförderte Wassermenge; der Verbrauch ist somit ca. dreimal so groß wie jener einer guten gleich leistungsfähigen Dampfpumpe mit Rotationsbewegung.

Der Pulsometer empfiehlt sich somit vermöge seiner Billigkeit, der Bequemlichkeit seiner Aufstellung auf fester Unterlage oder an Ketten hängend, sowie durch seine Unabhängigkeit hinsichtlich Wartung und Reinigung, so daß derselbe auch unter Wasser, z. B. in ersoffenen Schächten arbeiten kann. Das Hauptverwendungsgebiet ist zunächst dort, wo es sich um eine vorübergehende Förderungsanlage, oder wie bei Wasserstationen der Eisenbahnen, nur um zeitweilige Benützung handelt.

Der Pulsometer wurde im Laufe der Jahre wesentlich verbessert und bildet heute eine Spezialität, mit deren fabrikmäßigen Erzeugung sich eine Reihe hervorragender Fabriken als Gebr. Körting in Hannover, Koch, Bantelmann & Paasch in Buckau-Magdeburg, Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal, Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg, die Hannoverische Zentralheizungs- und Apparatebauanstalt in Hainholz-Hannover, Henry Halls Nachf. in Berlin und Wien, Teudloff & Dittrich in Wien u. a. befaßt.

Die verschiedenen, meist patentgeschützten Konstruktionen unterscheiden sich nur durch die Detailsausführung, namentlich hinsichtlich der Anordnung der Ventile und des Steuerkopfes. Das Gehäuse selbst wird zumeist aus einem Stücke gegossen oder aus Teilen zusammengesetzt; greift die zu fördernde Flüssigkeit das Gußeisen an, dann wählt man Hartblei oder Bronze. Die Ventile müssen durch gut schließende Deckel leicht zugänglich sein, ohne daß der Pulsometer demontiert werden muß. Der Steuerkopf wird durchweg aus harter Bronze hergestellt, ebenso das Dampf-

steuerventil (Kugel oder Klappe). Der Saugwindkessel wird gewöhnlich aus einem Stück mit dem Gehäuse gemacht, selten separat angeschraubt. Als Abschlußorgane verwendet man entweder Kugeln oder Klappen oder Ventile und zwar entlastete Doppelsitzventile. Die Verwendung von Kugeln oder Metallklappen für die Saug- und Druckventile empfiehlt sich für unreine Flüssigkeiten, während für reines Wasser zumeist Gummiklappen angewendet werden. Die Ventilsitze werden entweder eingegossen, meistens aber separat eingesetzt und abgedichtet. Außerdem empfiehlt sich zum Füllen, sowie zum Entleeren bei Frost eine Füll- bzw. Abbläsvorrichtung. Die Luftventile müssen regelbar und gänzlich abschließbar sein. Die Geschwindigkeit in den Saug- und Druckleitungen wird mit 1 bis 2 m angenommen.

Die Pulsometer werden heutzutage in den verschiedensten Größen für geförderte Wassermengen bis zu 10 cbm pro Minute gebaut.

Eine der neuesten Pulsometerkonstruktionen ist in Fig. 224 und Fig. 225 (S. 538) in zwei Schnitten dargestellt.

Pulsometer dieser Art mit Glocken-Doppelsitzventilen werden von der Maschinenfabrik-Aktiengesellschaft Teudloff & Dittrich in Wien für Leistungen von 100 bis 5000 Liter pro Minute gebaut. Durch die Anwendung von metallischen Doppelsitzventilen wird den Nachteilen der Kautschukplattenventile, bei großen Förderhöhen durchgedrückt, sowie durch den bei unrichtiger Behandlung einströmenden Dampf verbrannt zu werden, wirksam begegnet; andererseits sollen dieselben vermöge ihrer geringen Hubhöhe eine größere Pulsationszahl bzw. bei gleichem Dampfverbrauche eine höhere Leistung erzielen, da infolge des raschen Schlusses der Ventile das bei Klappen unvermeidliche Zurückströmen des bereits geförderten Wassers vermieden wird. Die Dampfsteuerung erfolgt durch ein langes, auf einer Schneide schwingendes Pendel anstelle des Kugelventiles, welches sich nur um einige Millimeter von einem Sitze zum anderen bewegt, wodurch die Eingänge in die beiden flaschenförmigen Kammern *A* und *A'* abwechselnd geöffnet bzw. geschlossen werden. Das Pendel selbst wird an der Abschlußstelle nicht flach, sondern rund ausgeführt, wodurch eine genauere Ausführung und ein sicherer Dampfabschluß erzielt wird. Derartige Pendelsteuerungen werden auch von anderen Firmen, z. B. Gebr. Körting in Hannover bei ihren Pulsometern, welche bei gleichem Bau mit dem in Fig. 224 und 225 skizzierten Pulsometer mit Gummitellerventilen statt Metallventilen arbeiten, verwendet. Andere Firmen verwenden zur Dampfsteuerung entweder Kugelventile, oder um eine mittlere Achse schwingende Doppelklappen oder Klappen, die über ihrem Schwerpunkt im Steuerkopfe aufgehängt sind; auch mit Steuerkolben verbundene horizontal bewegte Doppelventile etc.



Der Umstand, daß sich die Sicherheit der regelmäßigen Wirkung der Steuerung bei großen Druckhöhen mindert, so daß die Umsteuerung eintritt, bevor noch die Kammer vollständig entleert ist, somit das Verhältnis der geförderten Flüssigkeitsmenge zum Inhalt des Gefäßes abnimmt,

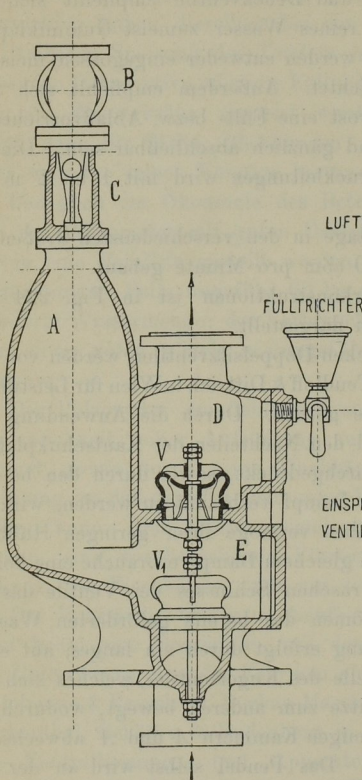


Fig. 224.

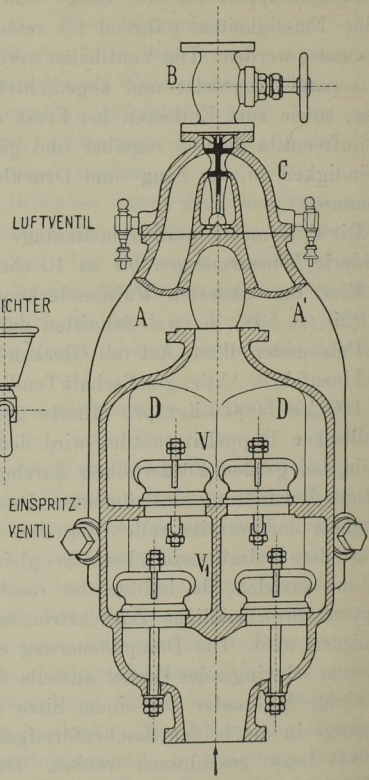


Fig. 225.

hat zur Konstruktion der einfachwirkenden Pulsometer geführt, welche sich nahezu sicher füllen und entleeren. Diese Apparate, welche unter anderen auch von Gebr. Körting in Hannover in verschiedenen Größen für Leistungen bis 2 cbm pro Minute gebaut werden, sind in ihrer Wirkungsweise von den doppeltwirkenden Pulsometern nicht verschieden; auch in der baulichen Ausführung gleichen sie vollkommen dem in den vorstehenden Figuren skizzierten Pulsometer, nur mit dem Unterschiede, daß sie einfachwirkend, also nur mit einem Gefäße A, und je einem

Saug- und Druckventil gebaut sind. Bei den Körting-Pulsometern sind die beiden Ventile Gummitellerventile mit separat eingesetzten Gittersitzen der bekannten Konstruktion; sie sind unmittelbar übereinander angeordnet und durch Deckel leicht zugänglich. Das Steuerventil ist ein vertikal geführtes, durch einen Kolben entlastetes Ventil\*).

**205. Daveys Sicherheitsmotor.** Im Gegensatz zu dem Bestreben der modernen Dampfmaschinenpraxis, durch Erhöhung der Dampfspannung den Wirkungsgrad und die Leistung einer Maschine bei gegebenem Gewichte derselben zu erhöhen, steht der Wunsch, für gewisse Zwecke Maschinen zu besitzen, deren Spannung so gering ist, daß sie einerseits volle Sicherheit für den Betrieb mit denselben bieten, andererseits nicht unter gesetzlicher Kontrolle stehen, also in erster Linie zu ihrer Wartung keiner geprüften Organe bedürfen. Von diesem Wunsche geleitet ist eine Reihe von verschiedenen Konstruktionen entstanden; eine derselben ist der Motor von Davey, welcher mit Dampf von atmosphärischer Spannung arbeitet und als ein Beispiel aus dieser Gruppe von Dampfkleinmotoren herausgegriffen sei.

Der Daveysche Motor wurde in verschiedenen Formen ausgeführt; eine derselben ist durch Fig. 226 dargestellt. Der Kessel, welcher zugleich den Maschinenständer bildet, ist entweder aus Gußeisen oder aus Stahl gebildet. Die gleichfalls aus Gußeisen oder Stahl bestehende Feuerbüchse geht in ein vertikales Rohr über, welches von einer Wasserbrücke durchquert ist und zwischen sich und der Außenwand einen überall gleich weiten Raum für Wasser und Dampf beläßt.

Der Cylinder wird von dem oberen Teil des Kessels vollständig umschlossen; die Steuerung besorgt ein einfacher Muschelschieber, durch ein Excenter betätigt. Cylinder, Kolben und Schieber sind aus Bronze. Die gekröpfte Kurbelwelle trägt das fliegende Schwungrad mit Riemscheibe, sowie auf dem anderen Ende eine Scheibe, von welcher die Kühlwasser- und Speisepumpe bewegt werden.

Der Abdampf wird in dem hinter dem Kessel stehenden Kondensator niedergeschlagen; derselbe besteht aus stehenden, von Wasser gekühlten

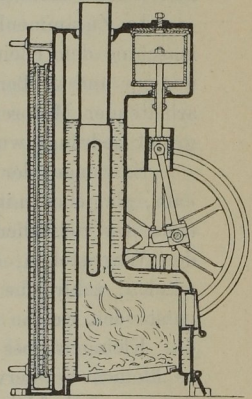


Fig. 226.

\*) Zahlreiche gute Zeichnungen von verschiedenen Pulsometern samt Beschreibung und einer Anleitung zur Berechnung der geförderten Wassermenge und des Wirkungsgrades enthält das bereits früher genannte Werk: Hartmann, *Die Pumpen*, Berlin 1889, S. 440—472.



Röhren, welche oben und unten durch eine Rohrkammer vereint sind. Der Dampf strömt von oben nach unten, das Kühlwasser hingegen von unten nach oben.

Der Daveysche Domestic- oder Vakuummotor wird in Deutschland von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft Union in Essen a. d. Ruhr in fünf Größen von  $\frac{1}{2}$  bis 4 PS<sub>e</sub> gebaut. Die größeren Maschinchen sollen 3 bis  $3\frac{1}{2}$  kg Koks pro PS<sub>e</sub>-Stunde verbrauchen.

Die Anfangsspannung im Kessel beträgt, wie erwähnt, 1 Atm.; der Dampf expandiert auf etwa 0,1 bis 0,2 Atm., wird dann durch den Oberflächenkondensator niedergeschlagen und als Wasser wieder in den Kessel gespeist. Die Kraftquelle bildet somit die durch die Kondensation erzeugte Luftleere, weshalb der Motor auch „Vakuummotor“ genannt wird. Die Erhöhung der Spannung über das gewünschte Maß wird durch Sicherheitsventile verhindert.

Im Zusammenhange sei hier erwähnt, daß die Bestrebungen, die Dampfmaschine dem Kleingewerbe dienstbar zu machen, durch die Vervollkommnungen und großen Erfolge der mit Leuchtgas und flüssigen Brennstoffen arbeitenden Motoren im Laufe der letzten zehn Jahre stark in den Hintergrund gedrängt wurden.

So lange der Betrieb einer Kleindampfmaschine billiger zu stehen kam, als jener mittels gasförmigen oder flüssigen Brennstoffen, hat man trotz der vielfachen Hindernisse, welche sich dem Dampfkleinbetriebe in den Weg stellen, die Bemühungen nicht aufgegeben, dieselben zu überwinden; zahlreiche Kleinkesselkonstruktionen sind aus diesem Bestreben entstanden, welche sich insgesamt die Aufgabe stellten, eine für die Zwecke des Kleingewerbes ausreichende Heizfläche mit einem verhältnismäßig so kleinen Wasservolumen zu erreichen, daß hierdurch die Explosionsgefahr auf ein kleinstes Maß reduziert, andererseits rasche Dienstbereitschaft erzielt wird.

Zufolge der gesetzlichen Bestimmungen, sowie der in Rede stehenden Bedingung ist man auf Kessel mit engen Feuer- oder Siederöhren, die man der Raumersparnis wegen meist stehend, mit innerer Feuerung baut, angewiesen. Solchen Kesselsystemen haften jedoch Mängel an, die bei Kleinkesseln in erhöhtem Maße zutage treten. Vor allem ist das Reinigen solcher Kessel sehr erschwert. Man verwendet daher entweder Kesselsysteme mit leicht entfernbaren Röhren (Fieldkessel) oder man kondensiert den Abdampf der Maschine und bildet dadurch ein kesselsteinfreies Speisewasser, oder man reinigt das Wasser auf andere Weise, bevor es in den Kessel gelangt. Die Speisung des niedergeschlagenen Abdampfes hat, abgesehen von der die Maschine verteuern den Zusatz eines Oberflächenkondensators, den Nachteil, daß mit dem Dampfe Schmieröl in den Kessel

gelingen würde, wenn das Speisewasser nicht auf seinem Wege zum Kessel durch ein Filter gereinigt wird. Die geringen Abgänge an Speisewasser infolge der unvermeidlichen Verluste müssen durch Frischwasser ersetzt werden; es müssen daher die Rohre unter allen Umständen von Zeit zu Zeit durch Stahlbürsten gereinigt werden.

Um bei gegebener Heizfläche das Wasservolumen des Kessels und damit die Explosionsgefahr noch weiter vermindern zu können, als dies bei unbeweglichen Kesseln möglich ist, wurden auch Versuche mit rotierenden Dampferzeugern gemacht, indem man z. B. ein zentrales, horizontal gelagertes Rohr, welches nur zum Teil mit Wasser gefüllt ist, mit einer oder mehreren Rohrspiralen umgibt, welche bei jeder Umdrehung des Apparates eine kleine Wassermenge aus demselben entnehmen. Zuzufolge der kontinuierlichen Drehung kommt das Wasser mit der gesamten Oberfläche des Zentralrohres sowie der Rohrspiralen in Berührung, sodaß die ganze Oberfläche des in einem geschlossenen Heizraum liegenden Dampferzeugers als Heizfläche angesehen werden kann. Durch die Spiralrohre wird nicht nur eine gezwungene Zirkulation des Wassers und innige Berührung mit der sehr wirksamen Heizfläche erzielt, sondern auch infolge der steten Vibration der Rohre und der strömenden Bewegung des Wassers die Bildung fester Niederschläge verhindert. Die langsam rotierende Bewegung des außerhalb des Heizraumes auf Rollen oder Kugeln gelagerten Erzeugers besorgt die Maschine selbst; während des Anheizens muß der Apparat von Hand aus gedreht werden. Speisung und Dampfentnahme erfolgen durch zentrale Rohranschlüsse. Motoren mit rotierenden Dampferzeugern dieser Bauart waren anlässlich der Jubiläums-Gewerbeausstellung in Wien 1888 in mehreren Exemplaren in und außer Betrieb ausgestellt und wurden in den verschiedensten technischen Journalen besprochen. Während der Wasserraum pro Pferdestärke gewöhnlicher Röhrenkleinkessel zwischen 30 (als unterste Grenze) und 200 Liter beträgt, arbeiteten die in Rede stehenden rotierenden Dampferzeuger mit einer Füllung von durchschnittlich 8 Liter pro Pferdestärke.

Es sei an dieser Stelle noch erwähnt, daß auch die Idee Verwertung fand, in die in einem nach außen abgeschlossenen und unter Druck stehenden Ofen gebildeten Verbrennungsgase Wasser einzuspritzen und das so gebildete Gemenge von Wasserdampf und Verbrennungsgasen zur Arbeitsleistung in einer Dampfmaschine auszunützen. Eine solche Luftdampfmaschine wurde von J. Hoek in Wien seinerzeit patentiert; nachdem dieselbe ohne Dampfkessel funktioniert, fanden auch die für Kessel geltenden gesetzlichen Bestimmungen auf diesen Motor keine Anwendung. Prof. Radinger hat 1883 eine derartige 6 PS<sub>e</sub>-Maschine gebremst, eine Nutzleistung von über 12 PS<sub>e</sub> und einen Verbrauch an Gaskoks von un-



gefähr 1 kg pro PS<sub>e</sub>-Stunde konstatiert. Diese Motoren sind seitdem wie viele andere Konstruktionen, welchen bei ihrer Geburt selbst von hervorragend fachmännischer Seite ein Loblied gesungen wurde, in Vergessenheit geraten; es fehlten ihnen einerseits an und für sich die Lebensbedingungen, andererseits wurden durch die inzwischen so gewaltig entwickelte Gasmotorenindustrie all diese Gedanken, sowie die Erfindereiferlust auf diesem Gebiete erdrückt.

Zu einer Bedeutung als Kleingewerbemotor hat es die Dampfmaschine daher nie gebracht, und die bis zu dem heutigen Tage überkommenen Spezialkonstruktionen, wie die Dampfmaschine von Hoffmeister, Schranz und Rödinger, Komarek, Friedrich u. a. sind Kleindampfmaschinen mit Kesseln, deren Konstruktion und Bauart für den Kleinbetrieb gewisse Vorteile, namentlich hinsichtlich der Anwendung des Kesselgesetzes bietet; um aber als Kleingewerbemotor im eigentlichen Sinne des Wortes betrachtet werden zu können, fehlt ihnen vor allem die Grundbedingung der vollen Betriebsunabhängigkeit und Betriebssicherheit\*).

**206. Rotierende Maschinen.** Seit den ersten Anfängen der Dampfmaschine mit Kurbelgetriebe wurde immer und immer wieder der Versuch gemacht, die absetzende hin- und hergehende Bewegung des Kolbens, welche erst durch den kinematischen Zusammenhang der Maschine selbst in die Drehbewegung umgesetzt wird, zu vermeiden.

Die Sucht, durch Hervorbringung der kreisförmigen Bewegung des Rezeptors eine direkt rotierende Dampfmaschine zu schaffen, welche hinsichtlich der Ökonomie des Betriebes der Kolbenmaschine ebenbürtig sei, hat eine ungezählte Menge mitunter genialer Gedanken zutage gefördert und ein Kapital an Geistesarbeit erfordert, ohne jedoch durch eine lange Reihe von Jahren hindurch von irgend einem Resultate, welches praktische Bedeutung erlangt hätte, begleitet gewesen zu sein. Für den Kinematiker bieten diese Erfindungen, vermöge des Reichthums an Gedanken hinsichtlich der Bildung von Getrieben aus niederen und höheren Elementenpaaren allerdings ganz spezielles Interesse; es ist dies aber auch der einzige Wert, welcher denselben zugesprochen werden kann; denn wenn auch einzelne dieser Rotationsmaschinen, für Dampftrieb ungeeignet, in kinematischer Umkehrung als Gebläse oder Pumpen praktische Bedeutung erlangt haben, so vermag dies doch nicht den Wert derselben als Dampfmotor zu erhöhen.

\*) Eine ausführliche Besprechung der verschiedenen bekannt gewordenen Konstruktionen von Kleindampfmaschinen siehe: J. O. Knoke, *Die Kraftmaschinen des Kleingewerbes*, Berlin 1897, 2. Auflage.

Schon Murdoch, eine Zeitgenosse Watts, brachte eine Maschine in Vorschlag, welche in ihrer Anordnung und Wirkungsweise den heutigen Kapselwerken verwandt war\*). Andere Konstruktionen, welche durch die Litteratur bekannt geworden sind, sind die rotierenden Dampfmaschinen von Witty 1811, Morey 1819, Ward 1821, Morgan 1830, Cochrane 1831, Yule 1836, Davies 1837, Lamb 1842, Bährens 1847, Simpson und Shipton 1848, Jones und Shirreff 1856, Hall 1869 u. a. Keine dieser Konstruktionen konnte als Dampfmaschine irgend eine praktische Bedeutung erlangen und trotz der Fülle der Formen, welche dieselben aufweisen, liegt doch allen mehr oder minder derselbe Gedanke zugrunde: die potentielle Energie beziehungsweise die Expansivkraft des Dampfes zur Hervorbringung rotierender oder oszillierender Bewegung von in einem Gehäuse eingekapselter Flügel oder Sektoren nutzbar zu machen\*\*).

In allen Konstruktionen findet man Dampfkammern, deren Volumen durch die Wechselwirkung der zusammenarbeitenden Elemente abwechselnd vergrößert und verkleinert wird; bei der Mehrzahl derselben besitzt ein Teil dieser Elemente die hin- und hergehende, pendelnde oder geradlinig absetzende Bewegung, welche eben durch das Rotationsprinzip vermieden werden sollte. Allerdings dienen diese Elemente bei vielen Konstruktionen als verschiebbare Scheidewände oder bewegliche Abschlußorgane, obgleich sie bei anderen Konstruktionen auch direkt als Kraftaufnehmer verwendet sind.

So lange eine Maschine mit mäßiger Geschwindigkeit läuft, bietet die Vermeidung der hin- und hergehenden Bewegung wenig Vorteile; durch die absetzende Bewegung des Kolbens, der Kolbenstange und des Kreuzkopfes wird weder die Reibungsarbeit der Maschine wesentlich beeinflusst, noch der Gleichgewichtszustand derselben als ein geschlossenes Ganzes gestört, noch die Anstrengung des Kurbel- und Kreuzkopfpfapfens gefährlich erhöht. Kommen jedoch hohe Geschwindigkeiten in Betracht, dann ändert sich die Sachlage sehr zuungunsten der Maschinen mit absetzender Bewegung; die tunlichste Verminderung derselben sowie der Masse aller abwechselnd bewegten Teile erscheint um so notwendiger, je mehr man mit der Geschwindigkeit hinaufgeht.

**207. Dampfturbinen.** Die Arbeitsweise der gewöhnlichen Dampfmaschine mit absetzender Bewegung beruht bekanntlich darauf, daß man den Dampfkolben beziehungsweise den auf denselben einwirkenden Dampf in der Maschine keine namhafte Geschwindigkeit annehmen läßt, sondern dem Drucke des expandierenden Dampfes einen Widerstand entgegenstellt,

\*) Siehe Fareys *Treatise on the Steam-Engine*.

\*\*\*) Eine große Anzahl solcher Maschinen beschreibt Reauleaux in seinem bekannten Werke: *Theoretische Kinematik*, Braunschweig 1875.



welcher demselben gleichkommt. Man strebt hierbei, wie bereits an früherer Stelle eingehend erörtert, den Dampf so zu leiten, daß er eine Reihe umkehrbarer Zustandsänderungen durchläuft, um schließlich wieder in den Anfangszustand zurückzukehren, also einen idealen Kreisprozeß von dem Grenzwerte des Carnotschen Kreisprozesses  $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$ , worin  $T_1$  und  $T_2$  die absoluten Grenztemperaturen des Dampfes während dieses Prozesses sind, zu erreichen. Es ist andererseits aber auch bekannt, daß man in Wirklichkeit von der Erreichung dieses idealen Grenzwertes weit entfernt bleibt, indem zufolge der unvermeidlichen Abweichungen des wirklichen Kreisprozesses von dem idealen, sowie infolge der bedeutenden Wärmebeziehungsweise Energieverluste bei der Erzeugung, Leitung und Verarbeitung des Dampfes, unter den günstigsten Umständen, mit unseren besten und größten Kolbenmaschinen nur 13 bis 14 Prozent der potentiellen Energie aus dem Brennstoffe erhalten werden.

Die Arbeitsweise der Dampfturbine unterscheidet sich von jener der Dampfmaschine dadurch, daß man entweder den Dampf unter dem seiner Spannung entsprechenden Druck beziehungsweise mit der diesem Drucke entsprechenden Temperatur in den Motor einführt und die allmähliche Ausdehnung desselben durch eine Reihe abwechselnder unbeweglicher Verteiler und rotierender Turbinenräder im Motor selbst vollzieht, oder daß man den bereits vollkommen ausgedehnten Dampf, welcher somit vor Eintritt in den Motor jene Geschwindigkeit erlangt hat, die durch die Druckdifferenz der zwei Mittel bestimmt ist, mit welchen man operiert (Dampfkessel und atmosphärische Luft, beziehungsweise Dampfkessel und Kondensator), an die Schaufeln des Empfängers gelangen läßt, also lediglich nur die lebendige Kraft (Strömungsenergie) des Dampfes ausnützt. Die Ausdehnung vollzieht sich hierbei auf dem Wege des Dampfes vom Einlaßorgan bis zur Mündung des Dampfverteilungsrohres (Dampfdüse). Der Dampf erlangt während dieser Zeit infolge seiner Ausdehnung die derselben proportionale lebendige Kraft in gleicher Weise, als wenn sich die Expansion hinter dem Kolben einer Dampfmaschine vollzogen hätte. Dampfturbinen dieser Arbeitsweise sind daher Freistrahlturbinen, während Dampfturbinen der ersteren Art, bei welchen die Energie des Dampfes stufenweise dadurch ausgenützt wird, daß man dem Aufnehmer durch fortwährende Änderung der relativen und abgestufte Reduktion der absoluten Geschwindigkeit die entsprechende Bewegungsmenge erteilt, den Charakter der Überdruckturbine an sich tragen, nur mit dem Unterschiede, daß sich hier die Arbeitsaufnahme nicht in einer einzigen, aus Leitapparat und Laufrad bestehenden Turbine, sondern in einer Reihe hintereinander geschalteter Einzelturbinen, deren Räder auf gemeinschaftlicher Achse sitzen, vollzieht.

Unter den zahlreichen hierher gehörigen Erfindungen haben sich jedoch, soweit es sich um wirklich praktische Erfolge handelt, nur zwei Dampfturbinensysteme bewährt, und zwar die Mehrstufen- oder Compound-überdruckturbine von Parsons (erste Konstruktion 1884) und die einstufige Freistrahlturbine von de Laval (erste Konstruktion 1883). Die Parsonschen Turbinen haben bisher für Leistungen bis 3000 PS pro Motor, die de Laval-Turbinen jedoch nur für Leistungen bis 300 PS ausgebreitete Anwendung gefunden, doch soll de Laval in neuester Zeit damit beschäftigt sein, seine Konstruktion auch für Leistungen von 300 bis 600 PS in Ausführung zu bringen.

Die Geschichte der Dampfturbine reicht bis auf das letzte Jahrhundert vor Christi Geburt zurück. Hero von Alexandrien hinterließ unter anderem ein Werk betitelt „*Spiritualia seu Pneumatica*“, in welchem er eine größere Anzahl von Mechanismen beschreibt, welche er zum Teil selbst erfunden, teils als Erfindungen anderer gesammelt hatte. Zwei dieser Mechanismen sind für die historische Entwicklung der Wärmekraftmaschine von besonderem Interesse. Die eine dieser Maschinen nützt die Expansivkraft der erhitzten Luft aus, um Wasser aus kombinierten Gefäßen zu verdrängen und auf diese Weise gewisse beabsichtigte Bewegungen zu erzielen, während die andere eine wirkliche Dampfmaschine und zwar vermöge der Wirkungsweise des Dampfes eine Dampfturbine ist, von dem Erfinder Aëlopile genannt. (Skizze beziehungsweise Beschreibung dieser Apparate sind in der geschichtlichen Einleitung enthalten.)

Es läßt sich heute nicht mehr nachweisen, ob diese Dampfturbine nur als Spielzeug, oder gleich den anderen Mechanismen von den griechischen Priestern zur Bewegung von allerlei Apparaten in deren Tempeln benützt wurde; nach den Erfahrungen der letzten zwanzig Jahre erscheint es jedoch wahrscheinlich, daß diese Maschine mit einigen Verbesserungen ihrer Konstruktion und Gesamtanordnung zur Verrichtung nützlicherer Arbeiten jener Zeit hätte verwendet werden können und daß die so verbesserte Maschine selbst bis in die Mitte des abgelaufenen Jahrhunderts einen würdigen Platz unter den ökonomischen Dampfmaschinen gefunden hätte.

Die großen Schwierigkeiten, welche sich der Einführung von Heros Turbine entgegenstellten, war unbestritten die hohe Tourenzahl, welche zur Erreichung befriedigender Resultate erforderlich gewesen wäre, sowie der damalige Stand der Maschinenmechanik beziehungsweise des Maschinenwesens überhaupt, von welchem eine zur Erzielung solcher Resultate erforderliche, genügend exakte Ausführung der Maschine nicht erwartet werden konnte, ganz abgesehen von der Unmöglichkeit, bei den Einrichtungen jener Zeit so hohe Umlaufzahlen in die für die gewöhnlichen Zwecke erforderliche geringe Anzahl von Umdrehungen umsetzen zu können.



Die nächste, in der Geschichte erwähnte Dampfmaschine, welche einer praktischen und nützlichen Entwicklung fähig gewesen wäre, ist die Maschine Brancas vom Jahre 1629. Die Anordnung der Maschine war höchst einfach, indem man aus dem Schnauzenrohr eines birnenförmigen Kessels den Dampfstrahl direkt gegen ein gewöhnliches Schaufelrad blasen ließ, wodurch dieses in Umdrehung versetzt wurde. Die Erfindung Brancas war somit eine reine Freistrahlturbine; ihr Arbeitsprinzip wurde 250 Jahre später von Dr. de Laval in Stockholm mit großem Geschick bei seinen Turbinen in Anwendung gebracht. Die Umlaufszahl dieser Turbine ist jedoch zur Hervorbringung ökonomischer Dampfarbeit notwendigerweise sehr groß, muß daher durch Getriebe so weit vermindert werden, um überhaupt anwendbar zu sein. Die Verbesserungen der Dampfturbine Brancas durch de Laval bestehen darin, daß einerseits, statt der gewöhnlichen Schnauze, konische, gegen das Ende divergierende Düsen verwendet werden, wodurch die Expansion des Dampfes vor Austritt desselben aus der Düse stattfindet, somit die potentielle Energie des hochgespannten Dampfes in der Düse selbst in Strömungsenergie verwandelt wird, andererseits das plumpe Schaufelrad Brancas durch ein Rad aus bestem Stahle ersetzt wurde, dessen Peripherie mit vielen kleinen becherförmigen Schaufeln, welche eine gewisse Ähnlichkeit mit den Schaufeln des Peltonwasserrades besitzen, versehen ist.

Es ist bemerkenswert, daß erst ungefähr ein Jahrhundert nach Branca, um das Jahr 1705, die Kolbenmaschine ersonnen wurde. Seit jener Zeit wurde die Dampfturbine als solche, trotz der vielen Versuche zahlreicher Erfinder, eine direkt rotierende Dampfmaschine zu konstruieren, praktisch gänzlich vernachlässigt. Erst gegen Ende des vorigen Jahrhunderts machte sich, hervorgerufen durch die großartigen Erfolge der Elektrotechnik, das Bedürfnis nach einer guten, schnelllaufenden Maschine ernstlich fühlbar; auch hatte man sich um jene Zeit bereits daran gewöhnt, mit hohen Tourenzahlen zu rechnen und zu arbeiten. Die Dynamos arbeiteten damals (anfangs der achtziger Jahre) mit 1000 bis 2000, Zentrifugalpumpen mit 300 bis 1500 und Holzbearbeitungsmaschinen mit 3000 bis 5000 minutlichen Umdrehungen. Es drängte sich daher von selbst das Problem der Konstruktion einer ohne jede hin- und hergehende Bewegung rotierenden Maschine auf, also das Problem einer Dampfturbine, welche bei befriedigender Wärmeökonomie und nicht zu hoher Umlaufzahl ohne Anwendung eines Reduktionsgetriebes direkt mit der Dynamomaschine gekuppelt läuft. Um die Lösung dieses Problemes zu ermöglichen, trachtete man zugleich die Umlaufzahl der Dynamos so weit als möglich, d. h. bis zur untersten Grenze der ökonomischen Umlaufzahl der Turbine zu erhöhen, oder mit anderen Worten: um eine erfolgreiche

direkte Verbindung beider erzielen zu können, muß die Turbine so langsam als möglich, die Dynamomaschine hingegen so rasch als möglich laufen.

Die großen Vorteile, welche die Dampfturbine im übrigen gegenüber der Kolbenmaschine bietet, welche nicht nur in dem Entfalle des ganzen Kurbelmechanismus mit den hin- und hergehenden Massen, der zum Teil sehr komplizierten Steuerung, des Schwungrades, der massigen Fundamente etc. zu suchen sind, bringen es mit sich, daß gegenwärtig allerorts eine sehr rege Tätigkeit entfaltet wird, um die Dampfturbine im Wettbewerbe mit der Kolbenmaschine weiter zu vervollkommen. Die Ziele, welche man anstrebt, sind die Verminderung der außerordentlich hohen Umlaufzahlen, die Erhöhung der Wärmeökonomie und die Möglichkeit der Umsteuerbarkeit. Hinsichtlich der Dampfkonomie wurden bereits wesentliche Fortschritte erzielt und sogar sehr günstige Resultate erreicht; es sei diesfalls auf die Versuche mit der 1500 PS-Parsonsturbine der Elberfelder Zentrale (*Z. d. Ver. Deutscher Ing.* 1900, S. 829), auf jene mit einer 300 PS-de Lavalturbine der Krummauer Maschinenpapierfabriken zu Pötschmühle (*Z. d. Ver. D. Ing.* 1901, S. 150), sowie auf die Versuche mit zwei 100 PS-Lavalturbinen der Manufakturen von L. Grohmann in Lodz (*Z. d. Ver. D. Ing.* 1901, S. 1678) hingewiesen. Die Parsonsturbine arbeitete mit 1500 Umdrehungen pro Minute und verbrauchte bei 10,47 Atmosphären Kesselspannung-Überdruck 6,73 kg/PS<sub>e</sub>-Stunde gesättigten Dampf. Die 300 PS-Lavalturbine ergab bei 10500 Minutenumdrehungen und 10,5 Atmosphären Kesselspannung einen Verbrauch an gesättigtem Dampf von 7,05 kg/PS<sub>e</sub>-Stunde. Eine im städtischen Elektrizitätswerk in Brünn aufgestellte 300 PS-Lavalturbine ergab bei einer Dampfspannung von 11 Atmosphären und 9000 Minutenumdrehungen einen Verbrauch an mäßig (ca. 30° C) überhitzten Dampf von 7,97 kg/PS<sub>e</sub>-Stunde. Die beiden vorerwähnten 100 PS-Lavalturbinen benötigten bei 12,4 Atmosphären mittlerer Kesselspannung und einer Überhitzung auf 280° C 8,16 kg/PS<sub>e</sub>-Stunde Dampf. Die Turbinen arbeiteten sämtlich mit Kondensation.

Die bisher gemachten Erfahrungen lassen außer Zweifel erscheinen, daß durch Steigerung des Druckes und der Temperatur des Dampfes der Dampfverbrauch noch wesentlich vermindert werden kann und daß namentlich bei Verwendung hoher Überhitzung ähnliche Verbrauchsziffern erreicht werden dürften, wie sie in neuester Zeit mit Heißdampfkolbenmaschinen erzielt wurden.

Über den Einfluß hoher Dampfüberhitzung auf den Dampfverbrauch der Lavalturbine wurden in jüngster Zeit sehr instruktive Versuche im Maschinenlaboratorium der technischen Hochschule in Dresden an einer



30-pferdigen de Laval dampfturbine durchgeführt\*), welche zu sehr bemerkenswerten Resultaten führten. Die Ergebnisse dieser Versuche bei halber und voller Beaufschlagung sind in nachstehender Tabelle XV zusammengestellt.

Tabelle XV.

Eintrittsspannung des Dampfes 7 kg/qcm absolut. Betrieb ohne Kondensation. Umlaufzahl am Vorgelege 2000 pro Minute.

	Halbe Beaufschlagung		Volle Beaufschlagung	
	Gesättigter Dampf	Überhitzter Dampf	Gesättigter Dampf	Überhitzter Dampf
Dampftemperatur in C° . . . . .	164	460	164	500
Brennleistung in PS . . . . .	21,4	24,5	44,1	51,9
Dampfverbrauch in kg pro PS-Stunde . . . . .	21,6	14,1	17,7	11,5
Wärmeverbrauch in W.E. pro PS-Stunde . . . . .	14 160	11 270	11 610	9390
Austrittstemperatur des Dampfes in C° . . . . .	100	309	100	343
Zurückzugewinnende Wärme pro PS-Stunde in W.E. . . . .	0	1415	0	1340
Ersparnis gegen gesättigten Dampf bei Regenerierung bis auf den Sättigungszustand in Prozenten . . . . .	0	30	0	31

Die Versuche wurden selbstverständlich nicht auf die in dieser Tabelle enthaltenen Anfangs- und Endwerte, sondern auch auf eine Reihe zwischenliegender Temperaturen des Eintrittsdampfes ausgedehnt. Aus diesen Versuchen geht hervor, daß eine zunehmende Überhitzung des Dampfes nicht nur den Dampf- beziehungsweise Wärmeverbrauch vermindert, sondern auch bei sonst gleichbleibenden Verhältnissen die effektive Leistung erhöht.

Diese Tatsache ist dadurch begründet, daß einerseits zufolge der geringeren Reibung des Turbinenrades im noch überhitzten Austrittsdampf die Leerlaufarbeit vermindert, andererseits aber auch durch die Überhitzung die Strömungsenergie pro Gewichtseinheit Dampf vermehrt wird. Diese Vermehrung der Strömungsenergie ruft allerdings eine Verminderung des von der Geschwindigkeit des Dampfes abhängigen hydraulischen Wirkungsgrades hervor, doch ist diese Reduktion nur von untergeordneter Bedeutung, weil durch den vergrößerten Eintrittsstoß (bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit des Rades) wieder eine Erhöhung der Dampftemperatur im Austrittsraume hervorgerufen wird, welche ihrerseits wieder

\*) Ztschr. des Ver. Deutscher Ing. 1901, S. 1716: E. Lewicki, Versuche an einer de Laval dampfturbine.

den Leerlaufwiderstand vermindert, beziehungsweise den mechanischen Wirkungsgrad erhöht. Diese Erhöhung des mechanischen Wirkungsgrades überwiegt, wie die Versuche ergaben, bei hoher Überhitzung und entsprechend hohem Dampfdruck die Verminderung des hydraulischen Wirkungsgrades.

Um die Temperaturzunahme des austretenden Dampfes bei zunehmenden Eintrittsstoß konstatieren zu können, wurden die Versuche Lewickis auch auf Änderung der Umlaufzahl des Motors bei gleichbleibender Eintrittsspannung und Beaufschlagung ausgedehnt und ergaben als Schlußwerte die in nachstehender Tabelle XVI enthaltenen Zahlen.

Tabelle XVI.

Umlaufzahl der Vorgelegewelle pro Minute . . . . .	2354	1790	1182	601
Gemessene Eintrittstemperatur C° . . . . .	363	364	369	366
„ Austrittstemperatur C° . . . . .	234	248	266	280

Diese Versuchsreihe ergibt somit außer Zweifel, daß bei gleichbleibender Dampfeintrittsgeschwindigkeit und abnehmender Radgeschwindigkeit infolge der Erhöhung des Stoßes des Dampfes gegen die Schaufeln des Rades eine ziemlich bedeutende Zunahme der Temperatur des Austrittsdampfes eintritt.

Eine andere Erweiterung erfuhren die in Rede stehenden Versuche zur Erbringung des Nachweises, daß der Leerlaufwiderstand des Turbinenrades mit zunehmender Überhitzung tatsächlich abnimmt. Die Resultate dieser Versuchsreihe sind in Tabelle XVII zusammengestellt.

Tabelle XVII.

Umlaufzahl des Motors konstant 20000 (2000 am Vorgelege)  
pro Minute.

Das Turbinenrad lief	Totale Leerlaufarbeit der Turbine bei at- mosphärischem Druck in PS	Radwiderstand in PS	
		bei atmo- sphärischem Druck	im Vakuum von 0,36 kg absolut
in Luft (ca. 30° C) . .	6,80	4,60	—
in gesättigtem Dampf	5,50	3,30	1,50
(123° C)	5,10	2,85	0,95
in überhitzten	4,55	2,25	—
Dampf von (184° C)	4,30	2,05	—
(244° C)	4,15	1,88	0,60
(300° C)			

Die Leerlaufarbeit wurde mittels eines geeichten Elektromotors gemessen.



Durch diese Versuchsreihe wurde festgestellt, daß der Widerstand, welchen gesättigter Dampf dem Rade bei seiner Drehung entgegenstellt, geringer ist, wie jener der Luft, daß ferner stark überhitzter Dampf diesen Widerstand sehr bedeutend vermindert; im vorliegenden Falle betrug diese Verminderung 1,3 beziehungsweise 1,42 PS (bei 300° Überhitzung) gegenüber atmosphärischer Luft beziehungsweise gesättigtem Dampf von 100° C Temperatur; also 30 beziehungsweise 43 Prozent. Auffallender ist die Abnahme des Radwiderstandes im Vakuum; dieselbe betrug bei derselben Überhitzung 0,90 PS, also 60 Prozent. Nach diesem Versuchsergebnis zu schließen dürfte die Kondensation bei hochgehender Überhitzung gleichfalls die Wärmeökonomie erhöhen. Behufs Lösung dieser Frage werden im Maschinenlaboratorium der technischen Hochschule in Dresden noch weitere Versuche durchgeführt.

Aus diesen verschiedenen Versuchen geht unzweifelhaft hervor, daß sich die Laval turbine ohne irgend welche Schwierigkeiten mit hochüberhitztem Dampf betreiben läßt; nachdem der Dampf auf den Gegendruck entspannt, also auch mit viel geringerer Temperatur aus der Düse austritt, als er in dieselbe eintritt, daher das Rad, die Welle und Stopfbüchse nur mit dem abgekühlten spannungslosen Dampf in Berührung kommen, so kann man mit der Überhitzung bis zu den höchsten, mit den heutigen Einrichtungen erreichbaren Temperaturen gehen, während man bekanntlich bei den Kolbenmaschinen wegen der Schmierung derzeit noch an Grenztemperaturen von 350° bis 380° C gebunden ist\*).

**208. Die de Laval-Dampfturbine.** Die allgemeine Anordnung einer größeren Turbine ist aus Fig. 227 ersichtlich; der rechts von dem Wechsellrädergehäuse *t* liegende Teil der Figur ist ein Längenschnitt durch die Turbine, der linke Teil ein Längenschnitt durch das Vorgelege. Der eigentliche Turbinenapparat ist höchst einfach und besteht aus dem Laufrad *f* samt Achse und den Dampfverteilungsdüsen. Das Laufrad befindet sich in einem Gehäuse, an welches sich die Dampfableitungskammer *r* anschließt. Der vom Kessel kommende Dampf tritt durch den Stutzen *a* ein, durchströmt eine Dampfeinlaßbüchse, in welcher sich ein cylinderförmiges Haarsieb *c* zu dem Zwecke befindet, um etwaige Verunreinigungen zurückzuhalten, und gelangt hierauf durch das Regulierventil *d* in einen ringförmigen Verteilungskanal *e* und von diesem in die Dampfverteilungsdüsen, welche innerhalb dieses Kanales an der Peripherie des Turbinen-

\*) In *Scientific American Supplement* 1901 erschien eine Arbeit von H. Thurston, welche gleichfalls die Wichtigkeit der Überhitzung beim Dampfturbinenbetrieb betont und diesbezügliche Versuchsergebnisse mitteilt.

gehäuses angeordnet sind. Aus diesen Düsen strömt der Dampf direkt gegen das Laufrad.

Das Regulierventil wird von einem kleinen, sinnreich konstruierten und sehr einfachen Achsregler, welcher an dem freien Ende der Vorgelegewelle sitzt, beeinflusst; es stellt die Öffnung für den Dampfeintritt der jeweiligen Belastung der Maschine entsprechend ein; seine Wirkung beruht

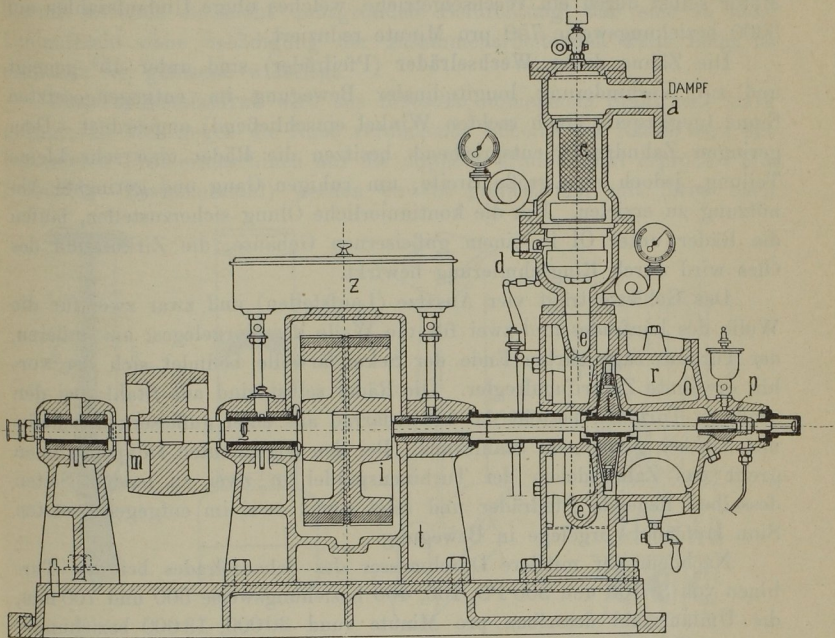


Fig. 227.

somit auf der Drosselung des Eintrittsdampfes. Die Verstellung des Regulators wird durch das in der Skizze ersichtliche Stellzeug auf das Regulierventil übertragen. Dieser Regulator ist sehr empfindlich; die an verschiedenen Lavalturbinen, unter anderen auch an der 300 PS-Turbine des städtischen Elektrizitätswerkes in Brünn abgenommenen Tachogramme zeigen die Überlegenheit der Dampfturbine hinsichtlich des Gleichförmigkeitsgrades über die besten Kolbenmaschinen. Selbst bei plötzlicher vollkommener Entlastung der Maschine stieg die Tourenzahl nur um circa 4 Prozent, um sofort wieder, nach einer wenige Sekunden dauernden Schwankung in den neuen Beharrungszustand überzugehen; dabei wurde die Düsenspannung von dem Regulator auf ungefähr die Hälfte vermindert.



Aus der Turbine strömt der Dampf entweder in die Luft oder in einen Kondensator.

Infolge der direkt nicht anwendbar hohen Umlaufszahl des Turbinenrades (die Lavalturbine wird derzeit in 12 Größen von 3 bis 300 PS gebaut und arbeitet mit 30000 bis 9000 Umdrehungen pro Minute) ist eine Übersetzung ins Langsame unbedingt erforderlich; diese erfolgt im Motor selbst durch ein Wechselgetriebe, welches obige Umlaufszahlen auf 3000 beziehungsweise 750 pro Minute reduziert.

Die Zähne dieser Wechselräder (Pfeilräder) sind unter  $45^\circ$  geneigt und zur Verhinderung longitudinaler Bewegung im entgegengesetzten Sinne (gegenseitig einen rechten Winkel einschließend) angeordnet. Dem geringen Zahndrucke entsprechend besitzen die Räder eine sehr kleine Teilung, jedoch eine große Breite, um ruhigen Gang und geringste Abnutzung zu erzielen. Um die kontinuierliche Ölung sicherzustellen, laufen die Räder unter Öl in einem gußeisernen Gehäuse, die Zirkulation des Öles wird durch Ringschmierung bewirkt.

Das Gehäuse trägt vier Ansätze (Laufstellen) und zwar zwei für die Welle des Laufrades und zwei für die Welle des Vorgeleges; am äußeren, der Turbine zugekehrten Ende der Sekundärwelle befindet sich der vorhin erwähnte Zentrifugalregler. Die Räder selbst sind aus Stahl; bei den größeren Turbinen besteht das Sekundärrad aus einer gußeisernen Scheibe mit darüber gezogenem Stahlkranz. Bei den sogenannten Doppelturbinen greift das Zahnradchen der Turbinenspindel in zwei zu beiden Seiten desselben liegende Pfeilräder und setzt somit zwei im entgegengesetzten Sinn laufende Vorgelege in Bewegung.

Nachdem der mittlere Durchmesser des Schaufelrades bei den Turbinen von 3, 100 und 300 PS, 100, 400 beziehungsweise 500 und 700 mm, die Umlaufszahl desselben pro Minute rund 30000, 13000 beziehungsweise 9000 bis 10500 beträgt, so laufen die Räder mit einer mittleren sekundlichen Umfangsgeschwindigkeit von 160, 270 beziehungsweise 360 m; die bis heute ausgeführten größten Turbinenräder arbeiten somit mit einer Geschwindigkeit, welche ungefähr halb so groß ist, wie jene des Projektils eines modernen Geschützes.

Die Lager der Vorgelegewelle sind als Ringschmierlager ausgeführt, mit langen Laufbüchsen aus Rotguß, ausgegossen mit Antifrikationsmetall. Die ungemein schwache Welle, auf welcher das Laufrad sitzt, läuft gleichfalls in langen Lagern aus Rotguß; die Antifrikationsausfütterungen sind mit Spiralnuten versehen, durch welche das Öl kontinuierlich und selbsttätig hindurchgesaugt wird. Das eine Endlager ist, wie aus der Zeichnung ersichtlich, als Kugellager ausgeführt und enthält eine Feder zur Aufnahme des Axialdruckes, welcher von der Art der Beaufschlagung des Rades her-

rührt, indem der Dampf von der inneren, dem Krauselgetriebe zugekehrten Seite des Laufrades nach Art der Axialturbine durch dasselbe hindurchströmt. Die sich bereits auf jahrelange Verwendung der Lavalturbine stützende Erfahrung hat den unzweifelhaften Beweis erbracht, daß bei Verwendung geeigneten Öles trotz der enormen Umlaufzahlen weder Warmlaufen noch eine nachweisbare Abnutzung der reibenden Teile eintritt; hiermit ist auch die nicht unbegründete Befürchtung, daß eine so hohe Umlaufzahl ohne Schädigung der zusammenarbeitenden Teile nicht zu erreichen sei, glänzend widerlegt.

Das Turbinenlaufrad wird aus zähstem homogenen Stahl sehr stark gebaut; die sich gegen die Nabe verdickende Scheibe des Rades wird mit besonderen Probiermaschinen auf die doppelte Umlaufzahl erprobt. Die Schaufeln (Bessemerstahl) werden einzeln gefräst und mit ihren nach

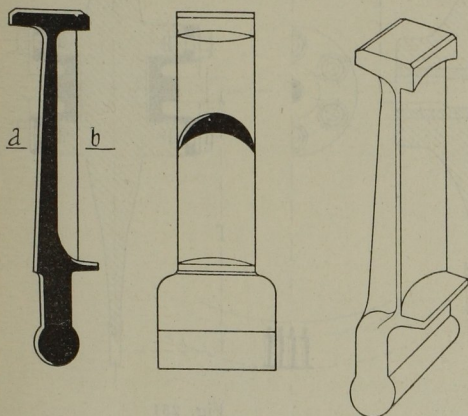


Fig. 228.

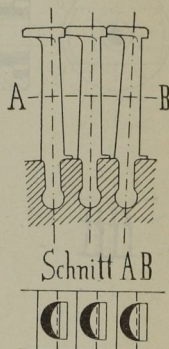


Fig. 229.

innen verdickten Stielen in die an der Peripherie des Rades eingefrästen Nuten eingekeilt. Verstärkungen an den äußeren oder Kopfenden der Schaufeln bilden aneinandergereiht einen Ring, welcher verhindert, daß der Dampf über die Turbinenschaufeln entweiche, und daß das Laufrad als Zentrifugalventilator wirke. Die Schaufeln als auch der genutete äußere Teil der Scheibe sind so bemessen, daß sie sich, im Falle die normale Umlaufzahl wesentlich überschritten werden sollte, von der Scheibe trennen müßten; die Turbine bliebe in diesem Falle stehen und das Abfliegen der Schaufeln würde keinen weiteren Schaden verursachen. Es ist dies eine Schutzmaßregel um zu verhindern, daß es im äußersten Falle zu einem Zerplatzen der Turbinenscheibe selbst kommt.

Die vorstehenden Skizzen (Fig. 228) zeigen die Schaufeln einer 300 PS



Turbine in Naturgröße, und zwar im Längen- und Querschnitte, sowie in einer Seiten- und perspektivischen Ansicht. Die Aneinanderreihung der Schaufeln im Rade, sowie der Querschnitt des Rades samt Seitenansicht und die Befestigung desselben auf der Welle ist aus den Figg. 229 (S. 553), 230 und 231 ersichtlich. Fig. 230 zeigt die Befestigungsart größerer Räder von 75 PS<sub>e</sub> aufwärts; Fig. 231 hingegen jene der kleineren Räder von 3 bis 75 PS<sub>e</sub>.

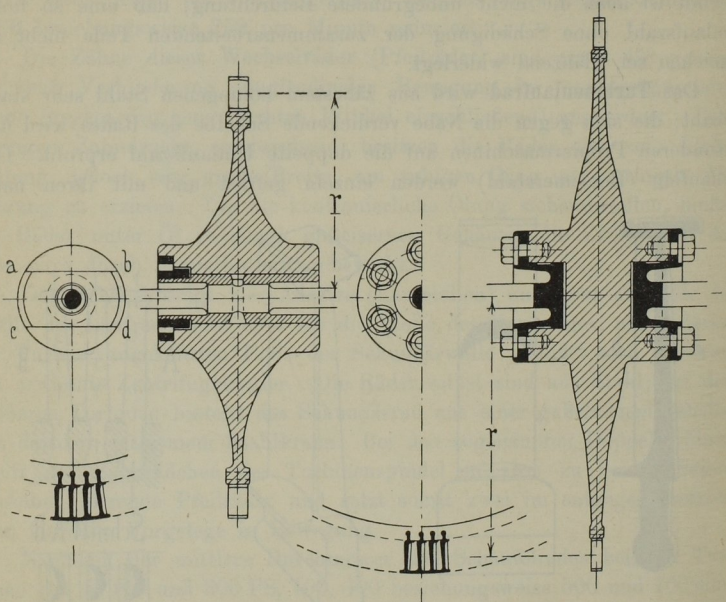


Fig. 230.

Fig. 231.

Bei größeren Rädern geht die Welle durch und ist mittels eines in der Mittelebene des Rades befindlichen kleinen Bolzens mit einer Büchse aus Stahl verbunden, welche schwach konisch in die Nabe der Scheibe eingeschliffen, durch eine cylindrische Mutter befestigt und gegen Verdrehung in der Nabe durch einen zur Scheibe konzentrischen, nach den beiden parallelen Geraden *ab* und *cd* verschnittenen und in die Nabe versenkten Flansch gesichert ist. Die Welle ist an der Stelle, wo sie durch die Büchse hindurchgeht und durch den Befestigungsbolzen geschwächt wird, auf die Bohrung der Büchse verstärkt.

**Die Turbinenwelle.** Wie an früherer Stelle bemerkt wurde, arbeiten die de Lavalschen Turbinen derzeit je nach ihrer Größe von 3 bis 300 PS<sub>e</sub> (dermalige nominelle Grenzleistungen) mit 30 000 bis 9000 Umdrehungen

der Turbinenwelle pro Minute. Es ist nun bekanntlich praktisch undurchführbar, ein so genau ausbalanciertes Rad herzustellen, daß es auf einer starren Welle aufgekeilt, bei so enormer Umlaufzahl infolge kleiner Gewichtsunterschiede nicht das Bestreben zeigen würde, von der vertikalen Drehungsebene abzuweichen. Eine einfache Rechnung zeigt, daß bei einer so enorm hohen Umlaufzahl bei der geringsten Excentrizität infolge der Zentrifugalkraft so große Lagerpressungen auftreten würden, daß sehr starke Erhitzungen der Lager und selbst ein Bruch der Welle zu befürchten wäre, andererseits mit den gebräuchlichen Abmessungen der Lager das Auskommen nicht gefunden werden könnte.

De Laval hat diese Schwierigkeiten in sehr ingenieüser Weise und mit vollem Erfolge dadurch überwunden, daß er, die Rotationseigenschaften der Körper ausnützend, das Turbinenrad annähernd zu einem freien Körper machte, indem er dasselbe auf eine sehr dünne, daher biegsame Welle befestigte.

In ähnlicher Weise wie dies bei dem gewöhnlichen Kreisel beobachtet werden kann, rotiert das Rad zunächst mit Schwingungen nach beiden Seiten, welche in Anbetracht der ungemein genauen Ausführung des Rades sehr gering sind; mit wachsender Geschwindigkeit, also binnen einiger Sekunden ist diese Oszillation nicht mehr bemerkbar, sondern das Rad macht seine Drehung in einer senkrechten Ebene, sodaß eine eventuell vorkommende Excentrizität keine nachteiligen Folgen auf Welle und Lager ausüben kann.

Die biegsame Welle, welche für Maschinen bis zu 10 Pferdekkräfte 5 mm, bei Maschinen von 300 Pferdekkräften nur 30 mm Durchmesser an der schwächsten Stelle besitzt, biegt sich so leicht durch, daß sie dem Einstellen in die Hauptachse der freien Drehung nur wenig Widerstand entgegensezt. Beginnt daher die Umdrehung der excentrischen Welle zunächst mit geringer Geschwindigkeit, so wird die Welle das Bestreben haben sich durchzubiegen; nachdem die Lager zu beiden Seiten des Laufrades ungefähr 1 mm Spielraum haben, bieten sie dem Durchbiegen kein Hindernis. Bei zunehmender Umdrehungsgeschwindigkeit stellt sich die Drehung um die durch den Schwerpunkt gehende Hauptachse ein, wobei sich die Zentrifugalkräfte aufheben; hierdurch kommt nur ein ganz geringer Druck auf die Lager, entsprechend der Kraft, welche zum Durchbiegen der Welle erforderlich ist; dieser Druck ist an und für sich sehr gering, da einerseits die Welle so dünn, andererseits das Laufrad so genau wie möglich ausbalanciert und verhältnismäßig (200 bis 300 mm) weit von den Lagern entfernt ist.

Die Welle läuft in drei Lagern; das kürzere Ende derselben ist in einem federbelasteten kugelförmigen Lager gelagert, welches im Deckel



des Turbinengehäuses angebracht und bestimmt ist, den Axialdruck aufzunehmen. Das längere Wellenende ist in zwei langen Lagern gelagert; außerdem ist zur Seite des Turbinenrades ein sogenanntes Sicherheitshalslager angebracht, welches bei Kondensationsmaschinen zu einem Dichtungslager ausgebildet ist, um das Eindringen der atmosphärischen Luft von außen zu verhindern.

Nach dem Austritte aus der Einlaßbüchse verteilt sich der Dampf, indem er, wie früher bemerkt, durch Düsen oder Mundstücke von kreis-

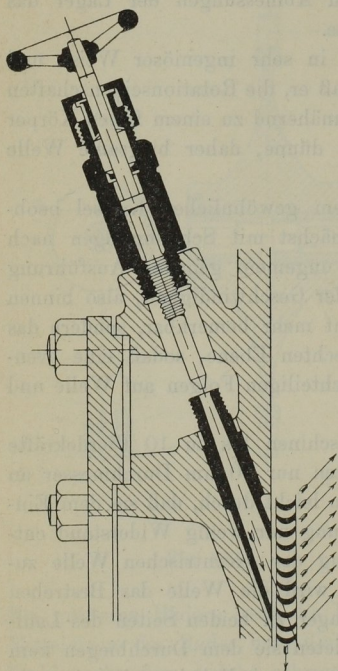


Fig. 232.

rundem Querschnitte in das Laufrad einströmt. Nach der Größe der Turbine richtet sich die Anzahl der Düsen; die kleinsten Motoren arbeiten mit nur einer Düse; die bis jetzt größten Turbinen von 300 PS haben 12 Arbeits- und 2 Reservedüsen.

Die Düsen selbst sind, wie aus Fig. 232 ersichtlich, durch Ventildüsen, die von außen mittels Handrädern gehandhabt werden können, stellbar, sodaß man nach Art der Partialturbinen die Maximalleistung beliebig vermindern beziehungsweise die Leistung der Turbine innerhalb der durch die Düsenzahl gegebenen Grenzen regulieren kann. Bevor der Dampf ins Rad eintritt, expandiert er auf den Druck des umgebenden Mediums, also auf den Druck der Atmosphäre bei Auspuffmaschinen, oder auf einen Bruchteil derselben, wenn die Turbine mit Kondensation arbeitet, somit im Abdampfraume Luftverdünnung herrscht. Die Expansion wird in der Düse selbst dadurch erreicht, daß man dieselbe gegen die Mündung konisch erweitert.

Bekanntlich nimmt der Dampf beim Austritt aus einer Öffnung, wie hoch auch der Überdruck sei, keine höhere Geschwindigkeit als ungefähr 350 m an; die Austrittsgeschwindigkeit, somit auch die Ausflußmenge ist nahezu unabhängig vom äußeren Drucke, sobald die Innenspannung zwei- bis dreimal so groß wird, wie der Außendruck; der Dampf nimmt in diesem Falle nicht den Druck der äußeren Flüssigkeit an, setzt nur einen Teil seiner Arbeitsenergie in Geschwindigkeit um und wird infolgedessen bei seinem Austritte aus der Öffnung nicht die Form eines geschlossenen

Strahles annehmen, sondern sich nach allen Richtungen zerteilen, also zerstäuben.

De Laval hat diese Schwierigkeit durch die Anwendung der sich nach dem Austritte zu erweiternden Düse in glücklicher Weise beseitigt. Der Dampf strömt zunächst durch ein gut abgerundetes kurzes Ansatzstück nach Art der schematischen Skizze Fig. 233, welches sich nach innen verjüngt; dabei nimmt derselbe die für gewöhnliche Verhältnisse größte Geschwindigkeit von annähernd 350 m an, während der Druck, wie auch aus der folgenden theoretischen Betrachtung hervorgeht, ungefähr auf die Hälfte der Anfangsspannung des Dampfes sinkt. Mit diesem Drucke läßt nun de Laval den Dampf in den sich allmählich erwei-

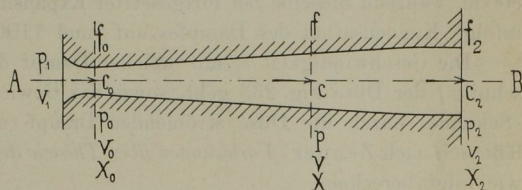


Fig. 233.

ternden Teil überströmen, wodurch der Druck desselben stetig abnimmt, während die Geschwindigkeit beständig zunimmt, bis der Dampf die Spannung des Turbinenraumes erreicht hat und als geschlossener Strahl, der keine Neigung hat, sich auszubreiten, in den Motor beziehungsweise das Laufrad eintritt. Da der Dampf mit dem Drucke, welcher im Turbinenraume herrscht, aus der Düse austritt, kann auch kein wesentlicher Spaltverlust eintreten; da andererseits im Beharrungszustande jede Partie der Düse nur mit Dampf von einer bestimmten Spannung beziehungsweise Temperatur in Berührung kommt, wird die Düse auch an jeder Stelle nur jene Temperatur annehmen, welche der Dampf besitzt, wenn er diese Stelle passiert; es wird daher dem Dampfe, während er die Düse durchströmt, also von der höheren Eintrittsspannung zur niedrigen Spannung des Turbinenraumes übergeht, weder Wärme entzogen, noch Wärme von demselben aufgenommen werden. Der Dampf expandiert daher adiabatisch und die hierbei per Gewichtseinheit freiwerdende Wärmemenge, beziehungsweise die derselben entsprechende Arbeit ist nach der Wärmelehre bekannt. Da aber andererseits die freigewordene Arbeit nur zur Beschleunigung des Dampfes verwendet wurde, so ist dieselbe, sobald das Gewicht  $G$  des in der Zeiteinheit austretenden Dampfes, sowie die Austrittsgeschwindigkeit  $c$  bekannt sind, gegeben durch die Gleichung

$$A = \frac{G}{2g} c^2.$$

Andererseits kann, wenn  $G$  und  $c$  bekannt sind, leicht der Düsenquerschnitt bestimmt werden. Wenn die Form der Düse richtig gewählt



ist und an keiner Stelle derselben Drosselung des expandierenden Dampfes eintritt, dann wird auch, abgesehen von den Bewegungswiderständen, das ganze Arbeitsvermögen des Dampfes in kinetische Energie verwandelt. Die Düsen müssen daher dem Admissionsdrucke angepaßt werden, nachdem Düsen von bestimmten Querschnitt sich nur für einen bestimmten Anfangsdruck bei gegebener Auspuff- oder Kondensatorspannung eignen. Beispielsweise beträgt bei 5,5 Atmosphären Überdruck und Expansion auf den Atmosphärendruck die Endgeschwindigkeit des Dampfes ungefähr 800 m, während dieselbe bei fortgesetzter Expansion bis auf 0,1 Atmosphäre infolge Kondensation des Dampfes auf rund 1100 m anwächst.

Die Geschwindigkeit  $c$ , mit welcher Dampf durch irgend einen Querschnitt  $f$  der Düse Fig. 233 geht, sowie das Gewicht der in der Zeiteinheit (Sekunde) durch die Düse strömenden Dampf- und Flüssigkeitsmischung läßt sich nach Zeuner (*Vorlesungen über Theorie der Turbinen*, Leipzig 1899) wie folgt berechnen.

Bezeichne  $v$  das Volumen der Gewichtseinheit der unter dem Flächeneinheitsdrucke  $p$  stehenden Flüssigkeit, bezeichne ferner  $h$  den Abstand des Querschnittes  $f$  von einem beliebig gewählten Horizontalniveau, dann ist, wenn man von der Annahme ausgeht, daß sich der strömenden Flüssigkeit keine schädlichen Widerstände entgegenstellen, beziehungsweise daß keine Energieverluste auftreten:

die Arbeit der Gewichtseinheit Flüssigkeit in dem betreffenden Querschnitte

$$E = \frac{c^2}{2g} + h + \int_{p_0}^p v dp \quad (1)$$

und

$$d\left(\frac{c^2}{2g}\right) + dh + v dp = 0. \quad (2)$$

Die Größe  $\left(\frac{c^2}{2g}\right)$  bezeichnet man als kinetische oder Strömungs-Energie, während man die Summe der beiden anderen Glieder  $h + \int_{p_0}^p v dp$  die potentielle Energie nennt.

Hierin hängt, wie bemerkt,  $h$  von der Lage des Querschnittes, der Wert des Integrals von dem augenblicklichen Zustande der Flüssigkeit, also von den Werten  $v$  und  $p$  ab.

Nachdem die Fallhöhe  $h$  als verschwindend klein vernachlässigt werden kann, schreibt sich obige Gleichung

$$d\left(\frac{c^2}{2g}\right) = -v dp. \quad (3)$$

Setzt man nun nach früher voraus, daß die Veränderungen von Druck

und Volumen des Dampfes, während derselbe durch die Düse strömt, ohne Wärmeaufnahme und Abgabe erfolgen, dann besteht für Wasserdampf wie für die Luft die Beziehung

$$pv^\mu = p_1 v_1^\mu. \quad (4)$$

Für trocken gesättigten Dampf zu Beginn der Expansion ist nach früher (§ 41)  $\mu = 1,135$  zu setzen. Würde hingegen der Dampf anfänglich aus einer Mischung von Dampf und Wasser bestehen, wäre er also anfänglich naß und wäre die anfängliche Dampfmenge der Mischung d. h. das Dampfgewicht der Gewichtseinheit Mischung (spezifische Dampfmenge) gleich  $x_1$ , dann wäre  $\mu$  zu bestimmen nach der Gleichung

$$\mu = 1,035 + 0,1 x_1. * \quad (5)$$

(Diese Beziehung gilt für den allgemeinen Fall, daß  $x_1$  zwischen den Werten 0,7 und 1 liegt.)

Für die folgenden Untersuchungen soll  $x_1 = 1$ , somit  $\mu = 1,135$  angenommen, also der Dampf im Eintrittsraume  $A$  (Fig. 233) als trocken gesättigt vorausgesetzt werden.

Aus Gleichung (4) folgt

$$\frac{pv}{p_1 v_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\mu-1} = \left(\frac{p}{p_1}\right)^\mu; \quad (6)$$

ferner durch Differentiation derselben, nachdem die Glieder der rechten Seite konstant sind,

$$\mu p v^{\mu-1} dv + v^\mu dp = 0$$

$$\mu p v^{-1} dv + dp = 0$$

$$\mu p dv + v dp = 0$$

oder

$$(\mu - 1) v dp = \mu d(pv).$$

Bestimmt man hieraus  $v dp$  und setzt diesen Wert in die Gleichung (3), dann ergibt sich

$$d\left(\frac{c^2}{2g}\right) = -\frac{\mu}{\mu-1} d(pv) \quad (7)$$

und durch Intégration, in Berücksichtigung des Umstandes, daß im Eintrittsraume  $A$  die Geschwindigkeit  $c = 0$  ist, während  $p$  und  $v$  die Werte  $p_1$  und  $v_1$  besitzen,

$$\frac{c^2}{2g} = \frac{\mu}{\mu-1} (p_1 v_1 - pv). \quad (8)$$

Unter Einführung der Beziehung aus Gleichung (6) ergibt sich die Geschwindigkeit  $c$ , mit welcher der Dampf durch den beliebigen Querschnitt  $f$  der Düse strömt,

$$c = \sqrt{2g \frac{\mu}{\mu-1} \cdot p_1 v_1 \left(1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\mu-1}{\mu}}\right)}. \quad (9)$$

\*) Siehe Zeuner, *Technische Thermodynamik*, Leipzig 1901. II. Bd. S. 80 und 81.



Durch diese Gleichung läßt sich die Geschwindigkeit  $c$  in einem beliebigen Querschnitte der Düse berechnen, sobald der Druck  $p$  in diesem Querschnitte bekannt ist. Nach Gleichung (4) bestimmt sich sodann auch das spezifische Volumen  $v$  des Dampfes und somit die spezifische Dampfmenge  $x$  an dieser Stelle der Düse. Die spezifische Dampfmenge  $x$  ändert sich fortwährend mit  $p$ , da bei adiabatischer Expansion trocken gesättigten Dampfes ein Niederschlagen eines Teiles desselben stattfindet. Ist somit  $s$  das spezifische Volumen des trocken gesättigten Dampfes vom Drucke  $p$  und  $\sigma = 0,001$  das spezifische Volumen des Wassers, dann ist das Volumen  $v$  der Gewichtseinheit Mischung

$$v = xs + (1 - x)\sigma.$$

Nachdem  $\sigma$  sehr klein und  $x$  nahezu gleich Eins ist, wird der Wert von  $v$  mit genügender Genauigkeit bestimmt durch die vereinfachte Beziehung

$$v = xs.$$

Bezeichnet  $x_1$  die spezifische Dampfmenge im Eintrittsraume  $A$  dann ist

$$v_1 = x_1 s_1,$$

somit

$$\frac{x}{x_1} = \frac{v}{v_1} \cdot \frac{s_1}{s}. \quad (10)$$

Für den Verlauf der Grenzkurve oder mit anderen Worten, für die Beziehung zwischen  $p$  und  $s$  für trockenen, gesättigten Dampf besteht nach früher (§ 47 und 32) die Gleichung

$$ps^n = p_1 s_1^n = D, \quad (11)$$

worin für  $p$  in kg/qcm der Exponent  $n = 1,0646$  (oder genügend genau  $n = \frac{33}{31}$ , auch  $n = \frac{17}{16}$ ) und die Konstante  $D = 1,7617^*$ . (Für  $p$  in Atmosphären à 10333 kg/qm ist  $D = 1,7049$ .)

Aus Gleichung (4) und (11) ergibt sich durch Substitution der Werte für  $\frac{v}{v_1}$  und  $\frac{s_1}{s}$  in Gleichung (10)

$$\frac{x}{x_1} = \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\mu - n}{n\mu}}, \quad (12)$$

woraus sich die spezifische Dampfmenge  $x$  für jeden beliebigen Wert von  $p$  in dem betreffenden Querschnitte der Düse berechnen läßt.

Um die Beziehung zwischen dem Rohrquerschnitte  $f$  und dem Dampfdrucke  $p$  in diesem Querschnitte bestimmen zu können, sei  $G$  das Gewicht der durch die Düse pro Sekunde strömenden Mischung aus Dampf und

\* Zeuner, *Technische Thermodynamik* 1901, Bd. II, S. 37.

Wasser; dann ist das Volumen dieser Mischung bei Passierung des Querschnittes  $f$  einerseits  $Gv$  andererseits  $fc$ , somit besteht die Beziehung

$$Gv = fc,$$

und nach Gleichung (4), da

$$v = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{\mu}} v_1,$$

wird

$$G = \frac{f}{v_1} \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{\mu}} c.$$

Setzt man in diese Gleichung den Wert von  $c$  aus Gleichung (9), dann erhält man

$$G = f \sqrt{2g \frac{\mu}{\mu-1} \left(\frac{p_1}{v_1}\right) \left( \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{2}{\mu}} - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\mu+1}{\mu}} \right)}. \quad (13)$$

Nachdem die Gewichtsmenge  $G$  für alle Querschnitte der Düse denselben Wert hat, ist durch diese Gleichung der Zusammenhang zwischen dem Querschnitte  $f$  und dem in demselben herrschenden Drucke  $p$  gegeben.

Der Klammerausdruck unter dem Wurzelzeichen wird bei einem bestimmten Werte von  $p$  ein Maximum werden; für diesen  $p$ -Wert muß aber dann der Wert von  $f$  ein Minimum werden.

Seien die diesem kleinsten Querschnitte entsprechenden Werte mit  $p_0$ ,  $F_0$ ,  $v_0$ ,  $x_0$  und  $c_0$  bezeichnet (siehe Fig. 233), dann findet man jenen Wert von  $p$ , welcher dem kleinsten Querschnitte  $f_0$  entspricht, das ist also  $p_0$ , indem man den Klammerausdruck differenziert und den Differentialquotienten gleich Null setzt; auf diese Weise ergibt sich

$$\left(\frac{p_0}{p_1}\right) = \left(\frac{2}{\mu+1}\right)^{\frac{\mu}{\mu-1}}. \quad (14)$$

Aus Gleichung (12) bestimmt sich sodann die spezifische Dampfmenge  $x_0$  in dem Querschnitte  $f_0$  durch die Gleichung

$$\frac{x_0}{x_1} = \left(\frac{2}{\mu+1}\right)^{\frac{\mu-n}{n(\mu-1)}}, \quad (15)$$

ferner aus Gleichung (13) das Gewicht  $G$  der Mischung in kg, ausgedrückt durch den kleinsten Querschnitt  $f_0$ ,

$$G = f_0 \sqrt{2g \left(\frac{\mu}{\mu-1}\right) \left(\frac{p_1}{v_1}\right) \left(\frac{\mu-1}{\mu+1}\right) \left(\frac{2}{\mu+1}\right)^{\frac{2}{\mu-1}}}; \quad (16)$$

endlich aus Gleichung (9) die Durchflußgeschwindigkeit

$$c_0 = \sqrt{2g \left(\frac{\mu}{\mu+1}\right) p_1 v_1}. \quad (17)$$



Für trockenen gesättigten Dampf im Eintrittsraum  $A$ , also für  $x_1 = 1$  und  $\mu = 1,135$  erhält man aus vorstehenden Gleichungen folgende Werte:

$$\left. \begin{aligned} p_0 &= 0,5744 p_1 \\ \frac{G}{f_0} &= 199 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \\ c_0 &= 323 \sqrt{p_1 v_1} \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

und

Die spezifische Dampfmenge im kleinsten Querschnitte  $f_0$  bestimmt sich aus Gleichung (15) mit

$$x_0 = 0,9685,$$

ist daher, von  $p_1$  unabhängig, für jeden Wert des Druckes im Eintrittsraume gleich groß.

Nachdem ferner für  $x_1 = 1$  auch

$$p_1 v_1^n = D$$

ist, so berechnet sich unter Einführung der Konstanten  $n = 1,0646$  und  $D = 1,7617$  der Wert von  $v_1$ ; substituiert man diesen Wert in die Gleichungen (18), dann erhält man die für den praktischen Gebrauch geeigneten, vereinfachten Gleichungen

$$\left. \begin{aligned} \frac{G}{f_0} &= 152,59 p_1^{0,9696} \\ c_0 &= 421,4 p_1^{0,0303} \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

In diesen sowie in den Gleichungen (18) ist  $p_1$  in kg/qcm absolut,  $f_0$  hingegen in qm einzusetzen; ferner bedeutet  $G$  das Gewicht des pro Sekunde durch die Düse strömenden Gemisches aus Dampf und Wasser in kg; endlich  $c_0$  die Durchflußgeschwindigkeit durch den engsten Querschnitt in m.

Für verschiedene Werte von  $p_1$  ergeben sich die in nachstehender Tabelle zusammengestellten Werte.

Tabelle XVIII.

$p_1$ kg/qcm absolut	$p_0$ kg/qcm absolut	$c_0$ m	$\left(\frac{c_0^2}{2g}\right)$ mkg	$\frac{G}{f_0}$ kg
5	2,887	442,4	9 977	727
6	3,465	444,9	10 088	867
7	4,042	447,0	10 182	1007
8	4,619	448,8	10 265	1146
9	5,197	450,4	10 339	1285
10	5,774	451,8	10 405	1423
11	6,352	453,1	10 465	1561
12	6,929	454,3	10 521	1698

Ist der Querschnitt der Düse an der engsten Stelle, oder die Summe der Düsenquerschnitte, wie dies gewöhnlich der Fall ist, in qcm gegeben gleich  $F_0$  und soll die Dampfmenge  $S$  in kg ermittelt werden, welche pro Stunde durch die Düse strömt, dann ist nach Gleichung (18)

$$S = \frac{199 \times 3600}{10\,000} F_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} = 71,64 F_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}. \quad (20)$$

Für überhitzten Dampf wird

$$S = 75,906 F_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}. \quad (21)$$

Der in den verschiedenen Gleichungen erscheinende Wert von  $v_1$  bzw. das spezifische Volumen des Dampfes vom Drucke  $p_1$  in cbm pro kg für gesättigten Dampf ist aus den Dampftabellen zu entnehmen; für überhitzten Dampf bestimmt man denselben aus der Zustandsgleichung (siehe § 39)

$$v_1 = \frac{RT - Cp_1^m}{p_1}, \quad (22)$$

worin zu setzen ist: für die absolute Spannung  $p_1$  kg/qcm vor Eintritt des Dampfes in die Düse,  $R = 0,0050933$ ,  $C = 0,1925$ ,  $m = 0,25$  und  $T = 273 + t$ , wenn  $t$  die Temperatur des Dampfes von der Spannung  $p_1$  ist.

Die an früherer Stelle erwähnten, in dem Maschinenlaboratorium der technischen Hochschule in Dresden, sowie die in neuester Zeit in großem Maßstabe seitens des französischen Ingenieurs Rateau durchgeführten Versuche haben die volle Übereinstimmung der wirklichen Ausflußmenge des Dampfes mit der aus obigen Formeln hervorgehenden theoretischen Ausflußmenge ergeben. Diese Übereinstimmung ist bei überhitztem Dampf eine noch größere als bei gesättigtem Dampf, weil bei demselben die experimentelle Feststellung des Dampfzustandes leichter ist, als bei gesättigtem Dampfe.

Aus der vorstehenden Tabelle ersieht man, daß die Geschwindigkeit  $c_0$ , mit welcher der Dampf durch den Querschnitt an der engsten Stelle der Düse hindurchströmt, mit dem Drucke  $p_1$  sehr langsam zunimmt, so daß man hierfür einen konstanten Mittelwert (rund 450 m) annehmen kann. Auch die Strömungsenergie  $\frac{c_0^2}{2g}$  der Gewichtseinheit der Mischung im kleinsten Querschnitte nimmt mit wachsenden  $p_1$  ungemein langsam zu und könnte gleichfalls konstant (im Mittel 10280 mkg) angenommen werden.

Wäre die Düse in der Ebene des Querschnittes  $f_0$  abgeschnitten, so daß der engste Querschnitt zugleich Austrittsquerschnitt wäre, dann ergeben die Werte der Tabelle für  $p_0$  den Druck in der Mündungsebene, welcher somit, wie man ersieht, vollkommen unabhängig ist von dem Drucke im vorliegenden Turbinenraume; ob in diesem Raume Atmosphären-



druck, Kondensatordruck oder Luftleere herrscht, bliebe für den Mündungsdruck als auch für die Strömungsenergie und die Ausflußgeschwindigkeit ohne Einfluß. Es wäre daher sehr unrationell, einer Dampfturbine durch eine derartig geformte, sich einfach konisch verjüngende Düse den Dampf zuzuführen.

Die Verhältnisse gestalten sich jedoch ganz anders, wenn man die Düse derart konisch erweitert, daß im Querschnitte  $f_2$  (siehe Fig. 233) ein bestimmter, natürlich kleinerer Druck  $p_2$ , z. B. der im Turbinenraume herrschende Druck, erreicht wird. Läßt man die Düse im Querschnitte  $f_2$  enden, dann verläßt der Dampf dieselbe mit dem Drucke  $p_2$ , womit wesentliche Vorteile für die Ausnützung der Dampfarbeit verbunden sind.

Ist der Druck  $p_2$  im Turbinenraume gegeben, ebenso der Druck  $p_1$  im Einströmraume, somit auch der Druck  $p_0$  an der engsten Stelle der Düse, dann bestimmt sich nach Gleichung (9) die Durchflußgeschwindigkeit  $c$  an einer beliebigen Stelle der Düse, somit auch die Austrittsgeschwindigkeit  $c_2$  an der Mündungsstelle  $f_2$  durch die Gleichung

$$c_2 = \sqrt{2g \frac{\mu}{\mu-1} p_1 v_1 \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\mu-1}{\mu}}\right)};$$

ferner aus Gleichung (17)

$$c_0 = \sqrt{2g \left(\frac{\mu}{\mu-1}\right) p_1 v_1};$$

daraus folgt das Verhältnis der beiden Geschwindigkeiten

$$\frac{c_2}{c_0} = \sqrt{\left(\frac{\mu+1}{\mu-1}\right) \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\mu-1}{\mu}}\right)}. \quad (23)$$

Die Durchflußmenge  $G$  in kg pro Sekunde für den Austrittsquerschnitt  $f_2$  wird nach Gleichung (13)

$$G = f \sqrt{2g \frac{\mu}{\mu-1} \cdot \left(\frac{p_1}{v_1}\right) \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\mu}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\mu+1}{\mu}}\right)};$$

für den engsten Querschnitt  $f_0$  nimmt sie den Wert der Gleichung (16) an. Nachdem  $G$  für alle Querschnitte denselben Wert besitzen muß, erhält man durch Gleichstellung der beiden Formeln für  $G$  das Querschnittsverhältnis

$$\frac{f_2}{f_0} = \sqrt{\frac{\left(\frac{\mu-1}{\mu+1}\right) \left(\frac{2}{\mu+1}\right)^{\frac{2}{\mu-1}}}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\mu}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\mu+1}{\mu}}}}. \quad (24)$$

Setzt man in diese beiden Gleichungen (23) und (24) für  $\mu$  den Wert für trocken gesättigten Dampf  $\mu = 1,135$  (für stark überhitzten Dampf ist  $\mu = \frac{4}{3} = 1,3333$ ), dann erhält man folgende Verhältniswerte:

$$\frac{c_2}{c_0} = 3,9768 \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0,1189} *}, \quad (25)$$

$$\frac{f_2}{f_0} = \frac{0,1550}{\sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1,762} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1,881}}}. \quad (26)$$

Die spezifische Dampfmenge im Austrittsquerschnitte  $f_2$  bestimmt sich nach Gleichung (10), da  $x_1 = 1$  ist, mit

$$x_2 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0,05826}. \quad (27)$$

Unter Zugrundelegung dieser drei Gleichungen sind die Werte nach stehender Tabelle berechnet.

Tabelle XIX.

$\frac{p_1}{p_2}$	$\frac{c_2}{c_0}$	$\frac{f_2}{f_0}$	$x$
100	2,583	13,802	0,765
90	2,560	12,690	0,769
80	2,535	11,555	0,775
70	2,505	10,395	0,781
60	2,469	9,163	0,788
50	2,426	7,980	0,796
20	2,177	3,966	0,840
10	1,946	2,436	0,874
8	1,861	2,069	0,886
6	1,742	1,716	0,901
4	1,550	1,349	0,922
2	1,119	1,015	0,960
1,7318	1	1	0,968

Diese Tabelle zeigt auch ziffernmäßig, daß der Druck  $p_1$  im Einströmraume größer als  $1,7318p_2$  oder der Druck im Ausströmraume

$$p_2 < 0,5774p_1$$

sein muß.

Für überhitzten Dampf von der Zustandsgleichung

$$pv^{1,333} = p_1 v_1^{1,333}$$

gehen obige Gleichungen (25) und (26) über in

\*) In Zeuners *Vorlesungen über die Theorie der Turbinen* ist irrthümlicherweise der Koeffizient dieser Formel mit 3,3768 angegeben; die  $\left(\frac{c_2}{c_0}\right)$ -Werte der Tabelle sind jedoch nach dem Koeffizienten 3,9768 gerechnet.



$$\frac{c_2}{c_0} = 2,6458 \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/4}} \quad (28)$$

und

$$\frac{f_2}{f_0} = \frac{0,2380}{\sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1,5} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1,75}}} \quad (29)$$

Unter Benützung dieser Gleichungen wird für  $\frac{p_1}{p_2} = 100$ ,  $\frac{c_2}{c_0} = 2,1873$  und

$$\frac{f_2}{f_0} = 9,102; \text{ für } \frac{p_1}{p_2} = 10, \frac{c_2}{c_0} = 1,7503 \text{ und } \frac{f_2}{f_0} = 2,023.$$

Für irgend eine Spannung des Eintrittsdampfes z. B.  $p_1 = 10$  kg/qcm (absolut) ergibt Tabelle XVIII die Geschwindigkeit des Dampfes im engsten Querschnitte der Düse mit  $c_0 = 451,8$  m; ist nun die Spannung im Turbinenraume  $p_2 = 1$  kg/qcm und soll der Dampf bis auf diese Spannung expandieren, dann erreicht derselbe nach Tabelle XIX eine Austrittsgeschwindigkeit  $c_2 = 1,9465 c_0 = 879,2$  m; wäre hingegen die Expansion bis auf eine Kondensatorspannung  $p_2 = 0,2$  kg/qcm zu treiben, dann ist  $\frac{p_1}{p_2} = \frac{10}{0,2} = 50$ , somit  $c_2 = 2,426 c_0 = 1096$  m.

Durch eine richtige Düsenerweiterung im Sinne der oben entwickelten Formeln erreicht man, daß die Strömungsenergie, somit auch die Ausflußgeschwindigkeit  $c_2$ , den größtmöglichen Wert annimmt. Würde man die Düse jedoch über den günstigsten Querschnitt  $f_2$ , welcher bei gegebenem Druckverhältnisse  $\frac{p_1}{p_2}$  das Maximum an Strömungsenergie ergibt, hinaus verlängern und erweitern, dann würde die Strömungsgeschwindigkeit abnehmen, entsprechend der in diesem Teile der Düse stattfindenden Zustandsänderung bei konstantem Druck. Es wäre dies somit für die Wirkungsweise der Turbine ungünstig. Würde man hingegen die Düse über den Querschnitt  $f_2$  hinaus bei konstantem Querschnitte  $f_2$ , also rein cylindrisch verlängern, dann würde, abgesehen von den geringen Reibungswiderständen, überhaupt keine Zustandsänderung stattfinden; eine solche Verlängerung würde daher theoretisch weder nützen noch schaden.

Beurteilung der Leistung der Laval turbine. Die Schaufelform der Laval turbine ist in Fig. 234 nach der Schaufel einer 300 PS-Turbine ( $2\frac{1}{2}$  mal vergrößert) gezeichnet; der Ein- und Austrittswinkel  $\beta = \vartheta$  beträgt, insofern sich bei der Kleinheit der Schaufeln dieser Winkel überhaupt genügend genau ermitteln läßt,  $35^\circ$ ; die Richtung des Dampfstrahles beim Eintritt in die Turbine schließt mit der Radebene den Winkel  $\alpha = 20^\circ$  ein; es ist somit  $\tan \beta$  nahezu gleich  $2 \tan \alpha$ .

Sei allgemein  $\alpha$  der Winkel, welchen die Richtung des mit der Geschwindigkeit  $c_e$  ankommenden Dampfstrahles mit der Radebene bildet;  $w_e$  die relative Eintrittsgeschwindigkeit für stoßfreien Eintritt;  $w_a$  die re-

lative Austrittsgeschwindigkeit (ohne Rücksicht auf Reibungswiderstände etc. ist  $w_a = w_e$ );  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit des Rades im mittleren Radumfang vom Halbmesser  $r$  (Fig. 230 und 231);  $\beta = \vartheta$  der Ein- und Austrittswinkel der Schaufel; endlich  $c_a$  die absolute Austrittsgeschwindigkeit.

Für stoßfreien Eintritt ergibt sich durch Zerlegung der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$ :

$$\frac{v}{c_e} = \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} \quad (30)$$

und

$$\frac{w_e}{c_e} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}. \quad (31)$$

Bezeichne ferner  $L_i$  die auf das Laufrad übertragene Arbeit, welche auch hier wie bei den Kolbenmaschinen indizierte Arbeit genannt werden möge,  $M$  die auf die Sekunde bezogene Dampfmasse, dann ist

$$L_i = M \frac{c_e^2 - c_a^2}{2}.$$

Aus den beiden Geschwindigkeitsdreiecken für Ein- und Austritt ergibt sich

$$c_e^2 = v^2 + w_e^2 + 2vw_e \cos \beta$$

$$c_a^2 = v^2 + w_a^2 - 2vw_a \cos \vartheta,$$

oder nachdem  $w_a = w_e$  und  $\vartheta = \beta$  gesetzt werden kann,

$$c_a^2 = v^2 + w_e^2 - 2vw_e \cos \beta.$$

Setzt man diese Werte in die Gleichung für  $L_i$ , dann folgt

$$L_i = 2Mvw_e \cos \beta,$$

und unter Einführung des Wertes von  $w_e$  aus Gleichung (31), sowie durch Substitution der Dampfmasse durch das Dampfgewicht  $G = Mg$

$$L_i = 2 \frac{G}{g} v c_e \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \cos \beta,$$

oder

$$L_i = G \frac{c_e^2}{2g} 4 \frac{v}{c_e} \sin \alpha \cotg \beta. \quad (32)$$

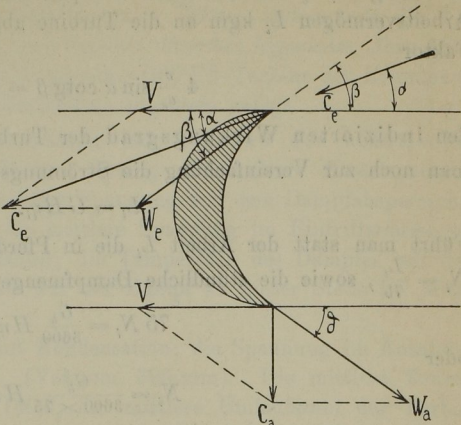


Fig. 234.



In dieser Gleichung ist  $G \frac{c_e^2}{2g}$  jene Arbeit, welche dem mit der Geschwindigkeit  $c_e$  ankommenden Dampfstrahle innewohnt; da von diesem Arbeitsvermögen  $L_i$  kgm an die Turbine abgegeben werden, so stellt der Faktor

$$4 \frac{v}{c_e} \sin \alpha \cotg \beta = \eta_i \quad (33)$$

den indizierten Wirkungsgrad der Turbine dar; es ist somit, wenn man noch zur Vereinfachung die Strömungsenergie  $\frac{c_e^2}{2g}$  mit  $H$  bezeichnet,

$$L_i = G H \eta_i. \quad (34)$$

Führt man statt der Arbeit  $L_i$  die in Pferdekraften ausgedrückte Arbeit  $N_i = \frac{L_i}{75}$ , sowie die stündliche Dampfmenge  $G_h = 3600 G$  ein, dann wird

$$75 N_i = \frac{G_h}{3600} H \eta_i$$

oder

$$N_i = \frac{G_h}{3600 \times 75} H \eta_i \quad (35)$$

und daraus die pro indizierte Pferdekraftstunde verbrauchte Dampfmenge

$$\frac{G_h}{N_i} = \frac{3600 \times 75}{H \eta_i}. \quad (36)$$

Sei ferner  $N_e$  die an die Turbinenwelle abgegebene effektive Arbeit und der mechanische Wirkungsgrad

$$\frac{N_e}{N_i} = \eta,$$

dann ist

$$N_e = \frac{G_h}{3600 \times 75} H \eta_i \eta \quad (37)$$

und die pro effektive Pferdekraftstunde verbrauchte Dampfmenge

$$\frac{G_h}{N_e} = \frac{3600 \times 75}{H \eta \eta_i}. \quad (38)$$

Die vorstehenden Formeln seien nun, der Vollständigkeit wegen, um zu sehen wie weit die theoretischen Resultate mit den wirklichen Ergebnissen übereinstimmen, auf eine 300 PS-Turbine angewendet. Soweit sich die Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  ermitteln lassen, betragen dieselben, wie früher erwähnt,  $\alpha = 20^\circ$  und  $\beta = 35^\circ$ . Nach Gleichung (30) wird die Umfangsgeschwindigkeit für stoßfreien Eintritt

$$v = c_e \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} = 0,451 c_e.$$

Aus Gleichung (33) ergibt sich der indizierte Wirkungsgrad

$$\eta_i = 4 \frac{v}{c_e} \sin \alpha \cdot \cotg \beta = 0,738.$$

Es seien nun des Vergleiches wegen der weiteren Berechnung einerseits die Verhältnisse der Übernahmsversuche mit der 300 PS-Lavalturbine des städtischen Elektrizitätswerkes in Brünn, andererseits die Verhältnisse der in der *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, Jhrg. 1901, S. 150 veröffentlichten Versuche an einer 300 PS-Turbine der Krummauer Maschinenpapierfabrik zu Potschmühle zugrunde gelegt.

Während der Abnahmeversuche der Turbine des städtischen Elektrizitätswerkes in Brünn betrug die mittlere Kesselspannung 11,68 kg/qcm absolut, die mittlere Spannung vor dem Dampfabsperrentil der Turbine 10,97 kg/qcm, die mittlere Spannung im Eintrittsraume vor den Düsen 10,32 kg/qcm absolut; die Temperatur des Dampfes vor dem Absperrentil 207,6° C, somit war der Dampf an dieser Stelle im Mittel um 24,6° C überhitzt.

Die Turbine arbeitete mit Kondensation; die Spannung im Ausströmraume betrug 0,09 kg/qcm (Vakuum 696 mm). Die mittlere Tourenzahl der Dynamos betrug 740,6, die mittlere Umlaufzahl der Turbine 8887 pro Minute. Die Maschine leistete im Mittel 215,8 KW, beziehungsweise 293,5 PS<sub>e</sub> (306,0 PS<sub>e</sub> im Maximum) und verbrauchte pro PS<sub>e</sub> und Stunde 7,973 kg Wasser, beziehungsweise 1,317 kg Kohle. (Eine 300 PS<sub>e</sub>-Kolbenmaschine desselben Elektrizitätswerkes benötigte bei den Garantieversuchen 7,25 kg Dampf pro PS<sub>e</sub>-Stunde.)

Der wirksame mittlere Durchmesser des Turbinenlaufrades beträgt 680 mm (720 mm Außendiam).

Für  $p_1 = 10,32$  kg/qcm ergibt Tabelle XVIII die Geschwindigkeit  $c_0 = 452,2$  m; ferner wird für das Verhältnis  $\frac{p_1}{p_2} = \frac{10,32}{0,09} = 114,7$  das Verhältnis der Dampfgeschwindigkeiten  $\frac{c_e}{c_0} = 2,617$ , somit die Ausströmgeschwindigkeit des Dampfes aus der Düse

$$c_e = 2,617 c_0 = 1183,4 \text{ m,}$$

die Strömungsenergie

$$H = \frac{c_e^2}{2g} = 71450 \text{ kgm.}$$

Für stoßfreien Eintritt müßte die Umfangsgeschwindigkeit sein

$$v = 0,451 c_e = 533,7 \text{ m.}$$

Bei dem wirksamen Diameter  $2r = 680$  mm müßte die Turbine daher 15000 Umdrehungen pro Minute machen.

Da die Turbine jedoch nur mit 8887 Umdrehungen arbeitete, betrug die mittlere Umfangsgeschwindigkeit nur 316 m pro Sekunde. Die Turbine arbeitete daher mit Stoß beim Eintritte des Dampfes.



Nach den Gleichungen (34) und (36) folgt nun

$$\frac{L_i}{G} = H\eta_i = 71450 \times 0,738 = 52730$$

und

$$\frac{G_h}{N_i} = \frac{3600 \times 75}{H\eta_i} = 5,12 \text{ kg Dampf pro PS}_i\text{-Stunde.}$$

Aus Gleichung (38) wird

$$\frac{G_h}{N_e} = \frac{3600 \times 75}{H\eta\eta_i}.$$

Nimmt man den mechanischen Wirkungsgrad mit  $\eta = 0,75$  an, dann erhält man

$$\frac{G_h}{N_e} = 6,83 \text{ kg Dampf pro PS}_e\text{-Stunde.}$$

Da der wirkliche Verbrauch an Dampf pro PS<sub>e</sub>-Stunde nach früher 7,973 kg betrug, so ergibt sich eine Differenz von 1,14 kg oder 16,7 Prozent des theoretischen Dampfverbrauches, infolge Stoßwirkung beim Eintritt, Erhöhung der absoluten Austrittsgeschwindigkeit und anderer nachteiliger Einflüsse.

Die Versuche an der 300 PS-Dampfturbine der Papierfabriken zu Potschmühle ergaben folgende Resultate:

Mittlere Dampfspannung im Kessel . . . . .	10,47 Atmosphären absolut
Mittlere Dampftemperatur . . . . .	213,4° C
Mittlerer Dampfdruck vor dem Regulierventil . . . . .	10,28 Atmosphären
Mittlerer Dampfdruck hinter dem Regulierventil (Düsen- eintrittsspannung) . . . . .	8,61 Atmosphären
Mittlerer Unterdruck im Ausströmraume, umgerechnet auf 76 cm Luftdruck . . . . .	68,53 cm
Mittlere Umdrehungszahl der Vorgelege . . . . .	754,66 pro Minute
(Die Übersetzung von der Motorwelle auf die Vor- gelegewellen beträgt 1:14)	
Mittlere Umlaufzahl der Turbine . . . . .	10565 pro Minute
Gebremste Leistung in PS . . . . .	342,1
Dampfverbrauch pro PS <sub>e</sub> -Stunde . . . . .	7,012 kg.

Dieselben Winkelverhältnisse vorausgesetzt erhält man zunächst

$$v = 0,451 c_e \text{ und } \eta_i = 0,738;$$

für die Eintrittsspannung  $p_1 = 8,61 \text{ kg/qcm}$  wird nach Tabelle XVIII die Geschwindigkeit  $c_0 = 449,78 \text{ m}$ .

Nach dem Verhältnisse  $\frac{p_1}{p_2} = \frac{8,61}{0,098} = 87,6$  ergibt sich aus Tabelle XIX

$$\frac{c_e}{c_0} = 2,554, \text{ somit } c_e = 1148,7 \text{ m,}$$

die Strömungsenergie

$$H = \frac{c_e^2}{2g} = 67322 \text{ kgm.}$$

Für den stoßfreien Eintritt müßte sein

$$v = 0,451 c_e = 518,0 \text{ m.}$$

Denselben Diameter des Laufrades  $2r = 680$  mm vorausgesetzt, müßte die theoretische Umlaufzahl = 14550 pro Minute sein; da dieselbe jedoch nur 10565, also die mittlere Radumfangsgeschwindigkeit 376 m betrug, so erfolgte auch bei diesem Motor der Eintritt des Dampfes unter Stoß.

Die theoretische Dampfmenge pro  $PS_e$ -Stunde ergibt sich nach Gleichung

$$\frac{G_h}{N_i} = \frac{3600 \times 75}{H \eta_i} \text{ mit } 5,43 \text{ kg.}$$

Unter Annahme des mechanischen Wirkungsgrades  $\eta = 0,75$  ergibt sich schließlich die theoretische Dampfmenge pro  $PS_e$ -Stunde mit 7,24 kg. Da die Turbine bei den Versuchen nur 7,012 kg Dampf pro effektive Pferdekraftstunde verbrauchte, wurde entweder für den vorliegenden Fall  $\eta$  zu klein angenommen, oder, was wahrscheinlicher erscheint, ist der Wert des mittleren Dampfdruckes hinter dem Regulierventil d. i. die Eintrittsspannung  $p_1 = 8,61$  aus Versehen zu klein angegeben, denn es ist auffällig, daß die Turbine, für welche bei einer Eintrittsspannung an den Düsen von 9 Atmosphären Überdruck eine normale Leistung von 300  $PS_e$  garantiert war, bei einer Eintrittsspannung von nur 7,61 Atmosphären Überdruck eine Leistung von 342  $PS_e$  ergeben haben sollte.

Die theoretischen Resultate wurden für trocken gesättigten Eintrittsdampf berechnet; in Wirklichkeit war der Dampf jedoch an dieser Stelle noch etwas überhitzt, daher die Resultate einer kleinen Korrektur bedürfen würden.

An einer 100  $PS$ -Lavalturbine der A.-G. der Manufakturen von L. Grohmann in Lodz wurden gleichfalls Versuche hinsichtlich der Leistung und des Dampfverbrauches durchgeführt, deren Resultate in der *Zeitschr. des Vereins deutscher Ingenieure* 1901, S. 1678 veröffentlicht wurden.

Bei einer mittleren Dampfspannung vor dem Regulierventil von 12,1 kg/qcm absolut und 209,4° C Temperatur, einer Düsenspannung von 10,5 kg/qcm, einem absoluten Kondensatordruck von 0,17 kg/qcm betrug die effektive Leistung der Turbine 114,3  $PS$  und der Dampfverbrauch pro  $PS_e$ -Stunde 8,16 kg. Der theoretische Dampfverbrauch berechnet sich mit 7,6 kg.

Versuche, welche an einer gleichfalls 100  $PS$ -Turbine der A.-G. der Pabianicer Baumwollmanufakturen durchgeführt wurden, sollen bei einem Dampfdrucke vor dem Drosselventil von 14,6 Atmosphären, einer Dampftemperatur von 260° C, einer Düsenspannung von 13,66 Atmosphären und einem Kondensatordruck von 0,14 Atmosphären eine Leistung von 100,02  $PS_e$ ,



sowie einen Dampfverbrauch von 6,98 kg pro PS<sub>e</sub>-Stunde ergeben haben. Dieses Ergebnis bestätigt nur die Tatsache, daß durch Erhöhung des Druckes und der Temperatur des Dampfes der Dampfverbrauch wesentlich vermindert werden kann.

Der Vollständigkeit halber seien hier noch jene Dampfverbrauchsziffern angeführt, welche die Aktiengesellschaft der De Lavalschen Dampfturbine in Stockholm mit maximal 5% Spielraum für die Lavalturbine von 50, 100, 200 und 300 PS effektiver Leistung bei Admissionsspannungen von 9, 10, 11 und 12 Atm. garantiert.

Tabelle XX.

Verbrauch an trockenem Dampf ohne Betrieb der Kondensationsanlage pro PS<sub>e</sub>-Stunde.

Leistung in PS <sub>e</sub>	Admissionsdruck in Atm. Überdruck											
	9			10			11			12		
	Auspuß	Kondensation		Auspuß	Kondensation		Auspuß	Kondensation		Auspuß	Kondensation	
		Vakuüm			Vakuüm			Vakuüm			Vakuüm	
	64 cm	70 cm		64 cm	70 cm		64 cm	70 cm		64 cm	70 cm	
50	16,5	9,6	8,55	16,0	9,45	8,4	15,55	9,3	8,3	15,2	9,2	8,25
100	15,45	9,55	8,50	15,0	9,4	8,35	14,6	9,25	8,3	14,25	9,15	8,20
200	—	8,2	—	—	8,0	—	—	7,9	—	—	7,8	—
300	—	8,0	—	—	7,75	—	—	7,7	—	—	7,6	—

Hierzu sei noch bemerkt, daß der garantierte Dampfverbrauch der 300 PS-Turbine bei 15 Atm. 7,45 und bei 20 Atm. 7,2 kg beträgt (Kondensatorvakuüm 65 cm); eine so bedeutende Erhöhung der Spannung ohne gleichzeitige Überhitzung des Dampfes hat daher keine wesentliche Erhöhung der Ökonomie zur Folge, wie sich auch aus den theoretischen Untersuchungen ergibt.

Wie aus der Gleichung der stündlichen Dampfmenge pro Pferdestärke indiziert

$$\frac{G_h}{N_i} = \frac{75 \cdot 3600}{\eta_i H}$$

und den Werten

$$\eta_i = 4 \frac{v}{c_e} \sin \alpha \cotg \beta$$

sowie

$$H = \frac{c_e^2}{2g}$$

hervorgeht, ist die Strömungsenergie  $H$  theoretisch nur von  $c_e$ , bzw. von der Druckdifferenz im Eintritts- und Austrittsraume (da die Geschwindigkeit  $c_e$  für alle  $p_1$ -Werte nahezu konstant ist) abhängig, daher bei gleichbleibender Druckdifferenz konstant; ebenso ist der indizierte Wirkungs-

grad  $\eta_i$  für ein und dieselbe Turbine, wenn deren Umlaufzahl sich nicht ändert, konstant. Daraus folgt, daß bei sonst gleichbleibenden Verhältnissen die pro PS<sub>i</sub>-Stunde verbrauchte Dampfmenge theoretisch von der Leistung des Motors unbeeinflußt bleibt.

Die Dampfmenge pro effektive Pferdekraft-Stunde ist jedoch von dem mechanischen Wirkungsgrad  $\eta$  abhängig, daher für ein und dieselbe Turbine mit der Leistungs- oder -abnahme veränderlich.

Diese Veränderlichkeit geht ziffernmäßig aus den Versuchen Tabelle XV hervor, welche sich auf volle und halbe Beaufschlagung erstreckten; in anbetracht der geringen Leistung des Motors ist die Differenz des Dampfverbrauchs pro Leistungseinheit auch wesentlich größer, d. h. die Turbine arbeitet bei nur halber Beaufschlagung viel unökonomischer als eine Turbine hoher Leistungsfähigkeit. Diese Differenz beträgt laut Tabelle für gesättigten bzw. überhitzten Dampf ca. 22% des Dampfverbrauchs bei voller Beaufschlagung.

Anlässlich der vorhin erwähnten Versuche an der 300 PS-Lavalturbine zu Pötschmühle wurde der Motor auch bei abnehmenden Leistungen durch allmähliches Abstellen der Düsen auf die Leistung und den spezifischen Dampfverbrauch bei möglichst gleichbleibender Eintrittsspannung untersucht; wenn auch diese Versuche keinen Anspruch auf volle Verlässlichkeit erheben können, so ergeben sie doch genügend genaue Anhaltspunkte für die Beurteilung der Abnahme des mechanischen Wirkungsgrades, sowie der Zunahme der spezifischen Dampfmenge bei abnehmender Leistung bzw. verringerter Beaufschlagung der Turbine.

Das Resultat dieser Versuche ist in nachstehender Tabelle XXI zusammengestellt.

Tabelle XXI.

Anzahl der geöffneten Düsen	Dampfspannung vor dem Regulierventil in kg/qcm	Temperatur des Dampfes C °	Minutliche Umdrehungen der Vorgelege	Bremsleistung in PS	Dampfverbrauch in kg pro PS <sub>e</sub> -Stunde
8	10,28	192,34	754,66	342,1	7,012
6	9,75	190	760	252,6	7,12
4	10,5	188	750	165,0	7,27
2	11,0	187	762	74,5	8,05
1	11,2	188	762	30,8	9,74

In dieser Tabelle sind die Werte der spezifischen Dampfmenge nicht gemessen, sondern nach der Anzahl geöffneter Düsen aus dem Versuche bei voller Belastung (8 Düsen von genau gleicher Größe) berechnet.

Aus den Ergebnissen dieser Tabelle resultiert eine Abnahme des



mechanischen Wirkungsgrades um 3,5 bzw. 10 und 21 Prozent bei  $\frac{1}{2}$  bzw.  $\frac{1}{4}$  und  $\frac{1}{8}$  Beaufschlagung, so daß derselbe, mit 78 Prozent bei voller Beaufschlagung angenommen, bei  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{1}{4}$  und  $\frac{1}{8}$  Beaufschlagung auf 74,5, 68 bzw. 57 Prozent herabgeht.

Wie schon an früherer Stelle erwähnt, dürften die Bestrebungen, die Dampfturbine zu verbessern, künftighin voraussichtlich zu Konstruktionen führen, bei welchen einerseits zur Erhöhung des indizierten Wirkungsgrades das Lavalsche Freistrahlsystem mit stufenweiser Ausnützung der Strömungsenergie des Dampfes, hoher Überhitzung und Regenerierung des Abdampfes vereinigt wird, während andererseits durch die Überhitzung und Kondensation des Dampfes, zufolge veränderter Reibung des Rades im umgebenden Medium, auch der mechanische Wirkungsgrad eine Zunahme erfährt. Die Konstruktionen von Seeger, Curtis, Rateau, dessen mehrzellige Aktionsturbine kürzlich von der Maschinenfabrik Oerlikon auf den Markt gebracht wurde, u. a. haben sich die Verbesserung der Dampfturbine im gedachten Sinne zur Aufgabe gestellt; andererseits werden im Maschinenlaboratorium der technischen Hochschule in Dresden Versuche im großen, hinsichtlich der teilweisen Rückgewinnung der Überhitzungswärme des Abdampfes durch Regeneratorkessel nach dem Patente J. Nadrowski und E. Lewicki ausgeführt, welchen die bereits früher erwähnten Versuche hinsichtlich der Vorteile der Überhitzung und Kondensation des Dampfes vorangingen.

Soweit es möglich ist, aus den bisher erzielten Versuchsergebnissen einen Schluß auf die Rentabilität hoher Überhitzung und Regenerierung ziehen zu können, dürfte bei einer Überhitzungstemperatur von  $460^{\circ}$  bzw.  $500^{\circ}$  C bei Auspuff eine Wärmeersparnis von rund 30%, bei Kondensationsbetrieb hingegen eine Wärmeersparnis von rund 18% gegenüber Sattedampfbetrieb zu erreichen sein.

Die Rückgewinnung der nach Tabelle XV noch sehr bedeutenden Abdampfwärme der Heißdampfturbinen soll nach den Patentansprüchen in der Weise erfolgen, daß der überhitzte Abdampf durch ein von Kesselwasser oder Dampf umspültes Heizrohrsystem geleitet und auf diesem Wege Frischdampf erzeugt oder vorüberhitzt wird.

Ein ausführlicher Bericht über die erwähnten Versuche im Laboratorium der technischen Hochschule in Dresden ist derzeit in Fertigstellung begriffen und dürfte im Laufe dieses Jahres als selbständige Broschüre erscheinen.

**209. Die Parsons-Turbine.** Während de Laval nur ein einziges Laufrad als Achsialturbine anwendet und dieses dem Freistrahlsprinzip entsprechend mit enormer Umlaufgeschwindigkeit laufen läßt, ist Par-

sons mit Erfolg bestrebt gewesen, diese Geschwindigkeit und damit auch die Umlaufzahl des Turbinenrades durch Konstruktion der sogenannten Stufenturbine herabzubringen, indem er eine Reihe von Turbinenrädern in eine derartige Verbindung bringt, daß der Dampf der Reihe nach sämtliche Einzelturbinen, welche auf gemeinschaftlicher Welle sitzen, durchströmt. Nach Verlassen des ersten Turbinenrades nimmt der Dampf seinen Weg wieder durch ein fixes Leitrad, um durch die Schaufeln desselben entsprechend geleitet in das nächstfolgende Turbinenrad einzutreten, nach Verlassen desselben neuerdings ein Leitrad zu passieren u. s. f. Obwohl der Dampf auf diesem Wege an jedes einzelne Turbinenrad nur einen Bruchteil seines Arbeitsvermögens abgibt, kann doch auf diese Weise das von der ganzen Turbine aufgenommene summarische Arbeitsvermögen, ohne daß die Turbine infolge dieser Anordnung eine außerordentlich hohe Geschwindigkeit anzunehmen braucht, so groß sein, daß die erzielte Wärmeausnutzung jener der nach dem Freistahlprinzip gebauten Dampfturbinen mindestens gleichkommt, wie dies durch die Erfahrung ja bereits hinlänglich bestätigt worden ist.

Die beiden Schwierigkeiten, welche hierbei zunächst überwunden werden mußten, waren einerseits die zweckentsprechende Lagerung der starren Turbinenwelle in Berücksichtigung der immerhin noch abnorm hohen Tourenzahl derselben, worauf später zurückgekommen werden soll, andererseits die Konstruktion der Turbine selbst. In dieser Beziehung schien es am zweckmäßigsten, sich einer der für Wasserturbinen bereits bewährten Typen der Achsialturbine oder der Radialturbine mit innerer bezw. äußerer Beaufschlagung, unter Anwendung der für die Bewegung des Dampfes bestehenden bekannten Gesetze, anzuschließen. Parsons entschied sich zunächst für die Achsialturbine, da sich dieselbe am besten dem Stufensysteme anpassen läßt.

Um einen günstigen Effekt bei mäßiger Umfangsgeschwindigkeit und verhältnismäßig kleinen Diametern der Turbinenräder zu erzielen, war es naheliegend, den Dampf durch eine größere Anzahl aufeinanderfolgender Turbinenräder zu leiten, so zwar, daß derselbe auf seinem Wege durch jedes einzelne Rad nur eine geringe Druckabnahme erfährt; hierdurch konnte auch dessen Geschwindigkeit in theoretisch richtiger Beziehung zur Umfangsgeschwindigkeit des Rades gebracht, somit eine der Voraussetzungen zur Erreichung eines günstigen Wirkungsgrades erfüllt werden. Ein großer Raddurchmesser würde allerdings den Vorteil einer entsprechend geringeren Umlaufzahl geboten haben, dieser Vorteil wäre jedoch zufolge des wesentlich erhöhten Reibungswiderstandes des Rades an dem dasselbe umgebenden Dampfe durch den hierdurch sehr verminderten mechanischen Wirkungsgrad mehr als aufgehoben worden.



Im Jahre 1884 wurde die erste Stufen- oder Compoundturbine nach diesem Prinzip für eine Leistung von 10 PS zum Betriebe einer Dynamomaschine gebaut; dieselbe lief mit 18000 Umdrehungen pro Minute, erwies sich als praktisch vollkommen brauchbar und stand mehrere Jahre in Benützung. Derzeit befindet sich dieselbe im South-Kensington-Museum.

Die Turbine bestand aus zwei Gruppen von je 15 Turbinenrädern samt Leitschaufelkränzen, welche auf einer gemeinschaftlichen Welle befestigt und symmetrisch zu beiden Seiten des Dampfeintrittsraumes angeordnet und von einem konzentrischen Gehäuse umgeben waren. Die zwischen je zwei Laufrädern liegenden Leitschaufelkränze waren an dem Gehäuse, nach innen konzentrisch vorspringend, befestigt; die Leitschaufeln berührten mit ihrem inneren Ende nahezu die Turbinenachse, während die Schaufeln der Laufräder bis nahe an das genau konzentrische cylindrische Gehäuse reichten, so daß sich zwischen den Schaufeln und der Achse bzw. dem Gehäuse ein sehr geringer Zwischenraum ergab. Durch diese symmetrische Anordnung wurden Achsialdrücke seitens des Dampfes vermieden; jede einzelne Turbine war hierbei für sich ein abgeschlossenes Ganze, ähnlich einer Achsialwasserturbine, nur mit dem Unterschiede, daß der Dampf, nachdem er in der einen Turbine Arbeit verrichtet hatte, zur nächsten Turbine überging, stoßfrei in dieselbe eintretend, hierbei stetig an Spannung verlierend bzw. expandierend.

Die Schaufeln selbst waren so angeordnet, daß einerseits der Ausdehnung des Dampfes Rechnung tragend, jede folgende Reihe von Turbinenschaufeln einen etwas größeren Durchflußquerschnitt als die unmittelbar vorhergehende hatte, andererseits die Durchflußgeschwindigkeit so reguliert wurde, daß jede einzelne Turbine mit dem erreichbar größten Wirkungsgrade arbeitete.

Dieser Motor stellte wirklich eine ideale, direkt rotierende Dampfmaschine dar, allein er hatte seine Fehler. Die immerhin enorm hohe Tourenzahl, welche in anbetracht des kleinen Durchmessers dieser Turbine für die Erreichung eines hohen Wirkungsgrades erforderlich war, erschwerte es ungemein, trotz möglicher Ausbalancierung und zweckentsprechender Lagerung zu verhindern, daß die massive Stahlwelle Schwingungen machte, welche ihrerseits beträchtlichere schädliche Räume erforderte, woraus Dampflässigkeit und Verlust an Energie resultierte. Die an diesem Motor gemachten Beobachtungen ergaben zugleich, daß durch entsprechende Verminderung der Umfangsgeschwindigkeit bei zunehmender Größe der Maschine diese Mängel herabgemindert werden können. Es wurden daher alle Anstrengungen gemacht, Maschinen von größeren Dimensionen zu bauen und in die Praxis einzuführen und im Jahre 1888

standen bereits Motoren in einer Gesamtleistung von rund 4000 PS, darunter Maschinen von Leistungen bis zu 150 PS zum Betriebe von Lichtmaschinen in Verwendung. All diese Turbinen waren nach dem Achsialprinzip gebaut und arbeiteten ohne Kondensation.

Im Jahre 1889 wurde infolge verschiedener Ursachen geschäftlicher Natur, sowie infolge zeitweiligen Verlustes von Patenten, das System der Radialturbine, wenn auch widerstrebend adoptiert.

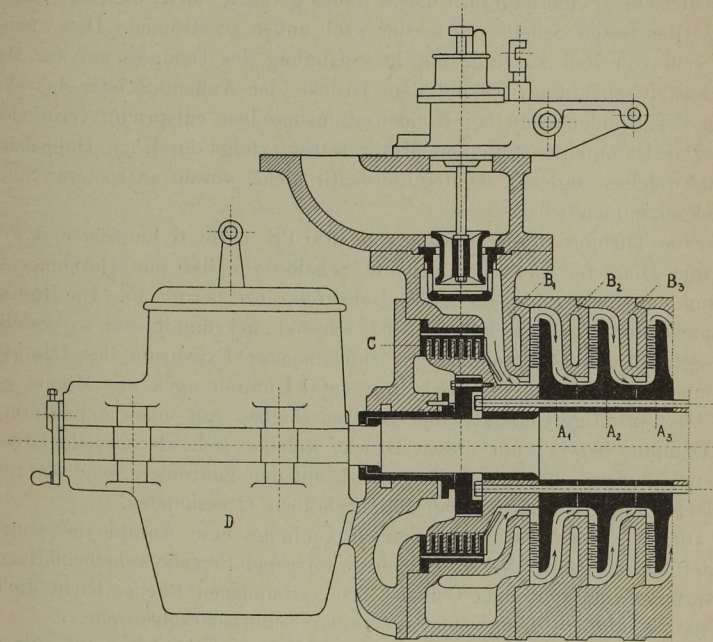


Fig. 235.

Die Radialdampfturbine bestand aus einer Reihe unbeweglicher Scheiben  $B_1, B_2, B_3$  etc., Fig. 235, welche einen Teil einer solchen Turbine im Schnitte zeigt, mit außenliegenden cylindrischen Flanschen, welche zusammengepaßt das cylindrische Gehäuse bilden, von welchem diese Scheiben somit konzentrisch nach innen vorragen.

Eine gleiche Serie kreisrunder, auf der Welle aufgekeilter Scheiben  $A_1, A_2, A_3$  etc. bildete die eigentlichen Turbinenräder. Die Stirnflächen der festen und beweglichen Scheiben liegen nahe aneinander. Von der Stirnfläche der festen Scheiben ragen die konzentrischen Kränze der Leitschaufeln, von jenen der beweglichen Scheiben die Kränze der Laufrad-



schaufeln so weit in diesen Zwischenraum vor, daß sie die Gegenstirnfläche nahezu berühren. Der erste gegen die Achse zu liegende Kranz ist stets ein Leitschaufelkranz, der letzte als äußerster ein Laufradkranz.

Nachdem der Dampf durch die Schaufelkränze des ersten Turbinenrades  $A_1$  hindurchgeströmt, nimmt er seinen Weg über die äußere abgerundete Kante desselben, kehrt ohne Arbeit zu verrichten gegen die zentrale Partie des nächsten Rades  $A_2$  zurück, um von hier, durch die konzentrischen Schaufelkränze dieses Rades geführt, durch die Leitschaufelkränze der festen Scheibe  $B_2$  wieder nach außen zu strömen. Dies wiederholt sich von Rad zu Rad, bis die Spannung des Dampfes auf das Maß der Austrittsspannung, welche dem Drucke der Außenluft oder dem Vakuum des Kondensators bei Kondensationsmaschen entspricht, vermindert ist. Der Dampfeintritt in den Motor selbst erfolgt durch ein Doppelsitzventil, welches zugleich als Regulierventil dient, worauf an späterer Stelle zurückgekommen wird.

Eine Turbine dieser Bauart von 200 PS hatte 6 Laufräder  $A$  von 380 mm Durchmesser und eine siebente Scheibe von 680 mm Durchmesser; die summarische Anzahl der Laufradschaufelkränze betrug 35. Die Bronzeschaufeln der einzelnen Kränze sind schwach gekrümmt und so gestellt, daß der Durchflußquerschnitt mit zunehmender Expansion des Dampfes zunimmt. Die Turbine arbeitete mit 4800 Umdrehungen pro Minute.

Der einseitige Charakter der Laufradscheiben ruft einen Achsialdruck des Dampfes hervor; um diesen Druck, welcher sich als achsiale Lagerpressung äußern würde, aufzuheben, ist mit den Laufrädern, wie aus vorstehender Figur ersichtlich, ein Balancekolben  $C$  verbunden.

Dieser Kolben besitzt an seinem Umfange eine Anzahl tief eingedrehter konzentrischer Nuten, in welche korrespondierende, scheibenförmige Vorsprünge einer mit dem Gehäuse fest verbundenen Büchse leicht drehbar passen, ähnlich dem Kammlager einer Schiffsschraubenwelle.

Die immerhin außergewöhnlich hohe Umlaufzahl dieser Turbinen erforderte auch besondere Sorgfalt der Lagerkonstruktion und Ölung. Die Hauptlager der Turbinenwelle stehen in einem Ölbade; das Öl wird durch eine Pumpe in steter Zirkulation erhalten. Die Lager, in welchen die Welle läuft, bestehen aus mehreren konzentrischen Büchsen, welche lose übereinander gesteckt sind, so daß eine ganz dünne Ölschicht zwischen denselben unter dem Drucke der Ölpumpe ihren Weg hindurch nimmt. Diese Anordnung gewährt der Welle eine gewisse Beweglichkeit und Freiheit, ihre Lage selbst einstellen zu können; andererseits verhindert jedoch die Zähigkeit der dünnen Ölschichten die Möglichkeit einer Oszillationsbewegung der Welle. Eines dieser Hauptlager ist von dem Gehäuse  $D$  zur linken Seite der Figur eingeschlossen.

Die Geschwindigkeit der Maschine wird in der Weise geregelt, daß der Dampf nicht fortwährend, sondern stoßweise in regelmäßigen Zwischenräumen eintritt; die Dauer jedes einzelnen Eintrittes wird selbsttätig durch einen Pendelregulator, der jeweiligen Leistung der Maschine entsprechend, geregelt. Die Dampfeinlässe erfolgen durch das regelmäßige Anheben und Niedersetzen des in der Figur ersichtlichen, bereits an früherer Stelle erwähnten Doppelsitzventiles. Bei voller Belastung der Maschine folgen die Einlässe so rasch hintereinander, daß sie den Charakter eines ununterbrochenen Dampfstromes annehmen.

Im Jahre 1892 wurde die erste Radialdampfturbine mit Kondensation gebaut; es war dies die bereits früher angeführte 200 PS-Maschine, welche bei 4800 minutlichen Umdrehungen mit einer Dynamomaschine direkt gekuppelt lief. Die Maschine ergab bei 7 kg/qcm Dampfspannung Überdruck und einem Vakuum von 70 cm Quecksilbersäule eine so günstige Dampfverbrauchsnummer, daß sie in eine Linie mit einer gleichleistungsfähigen erstklassigen Compoundkolbenmaschine gestellt werden konnte.

Diese Maschine wurde von Prof. Ewing seinerzeit untersucht; die Resultate dieser Versuche, teilweise in Tabelle XXII ziffernmäßig und in Fig. 236 graphisch dargestellt, lieferten den Beweis, daß die in Rede stehende Kondensationsdampfturbine eine außerordentlich ökonomisch arbeitende Wärmekraftmaschine bildet. Die Versuche wurden bei verschiedenen Leistungen bis zu 137 elektrischen Pferdekraften (186 PS) durchgeführt und die stündliche Dampfmenge in Beziehung zu der von der Dynamomaschine entwickelten Leistung gemessen. Der Dampf war nur mäßig überhitzt; die Luftpumpe des Kondensators wurde durch eine eigene Maschine betrieben, der Dampfverbrauch derselben ist in den Tabellenwerten nicht enthalten.

Tabelle XXII.

Kesselspannung in kg/qcm Überdruck	Temperatur des Dampfes in C°	Leistung in elektrischen Pferdekraften	Speisewasser pro Stunde in kg	
			total	pro elektrischer Pferdekraft- stunde
6,72	168	0,13	217	—
7,14	185	13,7	344	25,1
7,03	180	36,2	503	13,9
7,14	204	66	720	10,9
7,03	199	99	983	9,9
7,24	203	137	1314	9,6

Setzt man voraus, daß die reine elektrische Leistung 75 Prozent der vom Dampf geleisteten Arbeit beträgt, ein Verhältnis, welches für die ge-



wöhnlichen Fälle zutrifft, dann ist die Leistung der Turbine bei voller Belastung äquivalent der Leistung einer Maschine, welche etwas mehr als 7 kg Dampf pro PS<sub>i</sub>-Stunde verbraucht. In Anbetracht der verhältnismäßig geringen Dampfspannung von 7,24 kg/qcm muß dieses Resultat, verglichen mit den Dampfkonsumziffern gleichleistungsfähiger Kolbenmaschinen, als ein ungemein günstiges bezeichnet werden.

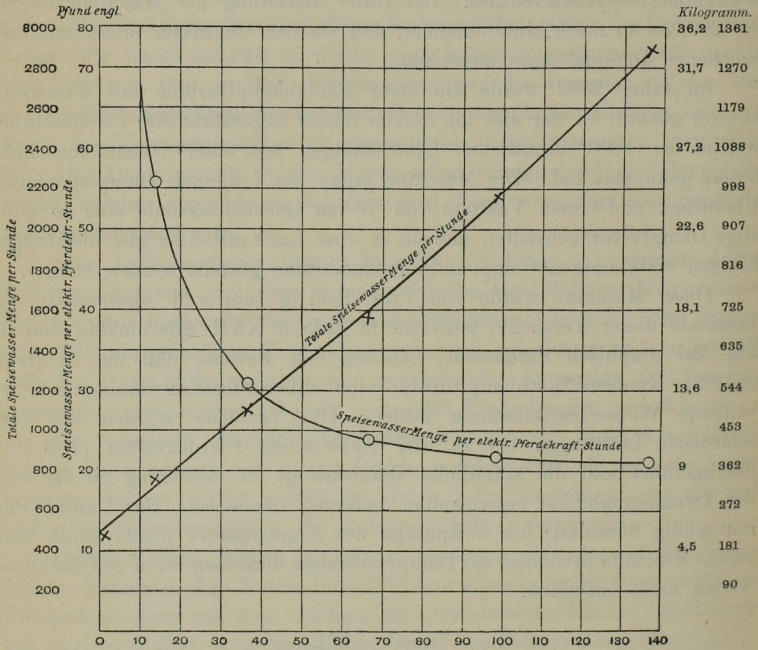


Fig. 236. Elektrische Pferdekräfte.

Die totale Verbrauchsziffer von 217 kg Speisewasser pro Stunde bei einer elektrischen Leistung nahezu gleich Null entspricht jener Dampfmenge, welche erforderlich ist, um Turbinenrad samt Welle mit der normalen Umlaufzahl in Bewegung zu erhalten, also der Leergangsarbeit der Turbine, sowie dem Dampfkonsum der Erregermaschine, welcher in vorstehenden Tabellenwerten nicht enthalten ist\*).

In neuerer Zeit ist Parsons wieder zu dem System der Axialturbine zurückgekehrt, wodurch die Konstruktion wesentlich vereinfacht und da-

\*) Eine vollständige Theorie der Radialstufenturbine bringt Zeuner in seinen „Vorlesungen über die Theorie der Turbinen“, S. 351.

bei eine Wärmeökonomie erreicht wurde, welche jener der Radialturbine mindestens gleichwertig ist.

Die allgemeine Anordnung und Wirkungsweise der Axialturbine als bekannt voraussetzend, seien hier nur jene Verbesserungen besprochen, hinsichtlich welcher sich die neue Konstruktion von der älteren unterscheidet; es muß hierbei jedoch die Bemerkung vorausgeschickt werden, daß seitens der Vertreter der Firma C. A. Parsons & Co., Heaton Works, Newcastle-on-Tyne, weder Dispositions- noch Detailzeichnungen aus den Händen gegeben werden, daher auch die in technischen Journalen bisher erschienenen vereinzelt Berichte über Parsons Dampfturbine in dieser Beziehung keine Mitteilungen enthalten. Der Längenschnitt Fig. 238, welcher eine Compoundturbine, angeordnet für den direkten Betrieb von Dynamos darstellt, steht daher wohl der Wesenheit nach in Übereinstimmung mit der wirklichen Ausführung, hinsichtlich einzelner Details, als der Befestigung der Schaufeln, der Betätigung des Einlaß- als Regulierventiles etc. ist derselbe jedoch nicht vollständig.

Fig. 237 zeigt einen kleinen Teil zweier benachbarten Laufradschaufelkränze mit zwischenliegenden Leitschaukelringen in ihrer gegenseitigen Lage.

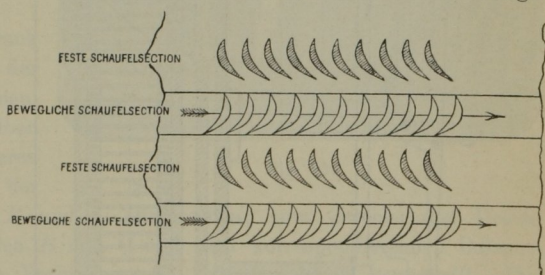


Fig. 237.

Wie aus Fig. 238 (S. 582) ersichtlich, tritt der Dampf bei *J* nach Passierung des Regulierventiles *H* in die Turbine ein, durchströmt zunächst einen Ring festliegender Leitschaukeln, tritt aus diesen im Sinne der Drehung in die unmittelbar darauf folgenden Laufradschaufeln, an diese Kraft und Bewegung abgebend, trifft bei seinem Austritte auf den nächsten Leitschaukelring und wird durch diesen wieder zurückgeworfen. Dieser Prozeß wiederholt sich bei jedem der der Reihe nach aufeinander folgenden Schaufelringe. Die zur Erzeugung der hohen Eintrittsgeschwindigkeit des Dampfes für jeden Ring erforderliche Energie wird durch den Spannungsabfall von Laufrad zu Laufrad ersetzt, während der Dampf von Stufe zu Stufe allmählich expandiert.

Die Durchflußquerschnitte der einzelnen Schaufelringe müssen im Verhältnisse der Volumszunahme des Dampfes, der fortschreitenden Expansion desselben entsprechend, nach und nach größer werden.

Dieser Bedingung kann dadurch Rechnung getragen werden, daß ent-



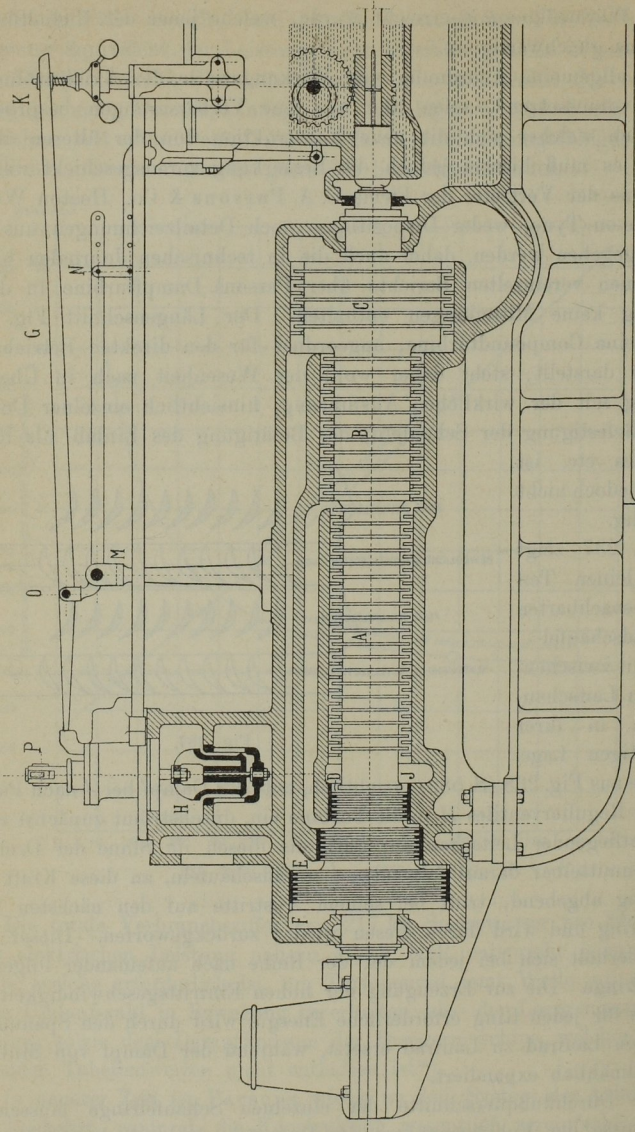


Fig. 238.

weder die Stellung der Schaufeln (Größe des Ein- und Austrittswinkels) in dem Maße der zunehmenden Expansion bei gleichbleibenden Diameter

der Turbinenräder geändert, oder aber bei gleichbleibender Schaufelstellung der Durchmesser der Räder, wenn auch nicht von Stufe zu Stufe, so doch partienweise, ähnlich der Volumszunahme der Cylinder einer Compound- oder Mehrfachexpansionsmaschine, vergrößert wird. Parsons wählte für alle Turbinen, welche mit höheren Dampfspannungen und Kondensation arbeiten, letzteren Weg, wie aus Fig. 238 und der photographischen Ansicht des inneren Teiles einer solchen Stufenturbine, Fig. 239, zu ersehen ist, weil für so große Druckdifferenzen durch bloße Änderung der Schaufelwinkel (eventuell Schaufelzahl) das Auslangen nicht gefunden werden kann, ohne den Wirkungsgrad des Motors nachteilig zu beeinflussen.

Um den Axialdruck zu entlasten, sind auf der linken Seite der Turbinenachse die Balancekolben *D, E, F* angebracht, deren Durchmesser jenen der

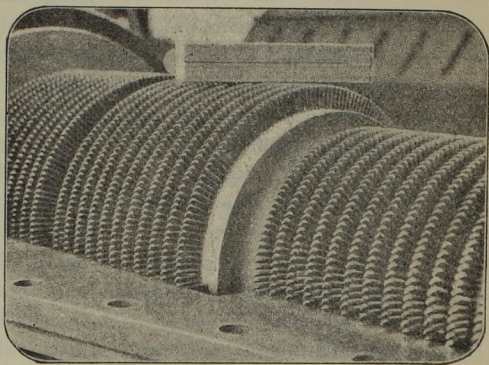


Fig. 239.

Gruppenlaufräder *A, B* und *C* entsprechen; zum Zwecke des Druckausgleiches ist zwischen *B* und *C* und dem korrespondierenden Balancekolben *E* und *F* eine Verbindung im Cylindergehäuse hergestellt. Der Druckausgleich zwischen *A* und *D* findet im Einströmraume *J* statt.

Die gegen früher ungeänderte Anordnung dieser Balancekolben wurde bereits bei Besprechung der Radialturbine beschrieben.

Die Balancekolben dienen zugleich als dampfdichter Abschluß, da der Zwischenraum zwischen den Nuten derselben durch ein am freien Ende der Welle unter Öl laufendes Drucklager in axialer Richtung verstellt werden kann.

Die Lager der Turbinenwelle sind, nach früher beschriebener Weise, als sogenannte Röhrenlager ausgeführt; die eigentliche Lagerschale aus Bronze steckt in vier konzentrischen Stahlröhren, welche zwischen sich je eine ganz dünne Ölschicht einschließen, sodaß sich das Lager um wenig einstellen kann. Das Öl wird beständig durch eine Ölpumpe durchgepumpt. Bei dem geringen Gewichte der Welle und dem vollkommenen Druckausgleich am Umfange derselben ist der Lagerdruck so klein, daß die Lager jahrelang laufen, ohne einer Nacharbeit zu bedürfen.

Die Verbindung der Motorwelle mit jener der Dynamomaschine er-



folgt durch eine Stahlmuffe. Diese Muffe trägt eine Schnecke, welche ein Schneckenrad treibt, von welchem durch Vermittlung eines Excenters die Ölpumpe und der Dampfeinlaßregulator betätigt werden.

Die Regulierung der Maschine erfolgt in der bereits früher beschriebenen Art und Weise durch periodisches, nach einer bestimmten Umlaufzahl (20 bis 30 Umdrehungen) der Turbine sich wiederholendes Öffnen und Schließen des in Fig. 238 ersichtlichen Doppelsitzventiles. Der Anhub des Ventiles wird von der Bewegung des Excenters abgeleitet, während die Dauer des Eröffnens desselben durch einen Regulator (gewöhnlicher Zentrifugalregulator, elektrodynamischer Regulator etc.) kontrolliert wird. Die Anordnung ist hierbei zumeist in der Art getroffen, daß, wie aus Fig. 238 ersichtlich, das Einlaßventil *H* von einem langen einarmigen Hebel *G* betätigt wird, der durch das vorhin erwähnte Excenter und Vermittlung des in *M* gelagerten zweiarmigen Hebels *MNO* auf- und abwärts bewegt wird. Das Ventil ist mit dem Ende *P* des Hebels *G* derart verbunden, daß es an der aufwärtsgehenden Bewegung dieses Hebels um so länger teilnimmt, je tiefer der andere Endpunkt *K* desselben liegt. Die Lage dieses Punktes, als veränderlicher Drehpunkt des Hebels *G*, wird durch den Regulator eingestellt. Dient die Turbine zum Antriebe einer Dynamomaschine, dann kann der Regulator als stromdurchflossene Wicklung ausgeführt werden, die den Eisenstab, an welchem der Drehpunkt *K* befestigt ist, mit zunehmender oder abnehmender Stromstärke verstellt; auf diese Weise wird die Füllung der Maschine von der Stärke des Stromes unmittelbar abhängig gemacht; die Wirkung erfolgt daher sehr rasch und vollkommen; selbst bei plötzlicher vollständiger Entlastung der Maschine treten keine größeren Geschwindigkeitsschwankungen als etwa 2 Prozent der normalen Tourenzahl ein.

Infolge Abwesenheit jeder axialen Kippbewegung benötigen die Dampfturbinen keiner speziellen Fundamente; selbst große Maschinen von 1000 PS und darüber können auf einfachen massiven Unterlagen von hartem Holz ohne weitere Fundierung gestellt werden. Kleinere Maschinen werden sogar auf Unterlagen von Hartgummi gestellt, in welchem Falle jedwede Übertragung von Vibrationen auf das Mauerwerk entfällt. Vibrationen oder Stöße, wie sie in Kolbenmaschinen auftreten, sind hier zufolge Wegfalles jeder absetzenden Bewegung und der vollständigen Ausbalancierung der rotierenden Teile der Maschine gänzlich vermieden.

Die Maschinen arbeiten mit überhitztem Dampf ebenso vorteilhaft als die Lavalturbine und wird bei entsprechender Überhitzung eine Dampfersparnis von 8 bis 10 Prozent gegenüber gesättigtem Dampf erzielt; hier wie dort kann man die Überhitzung beliebig hoch steigern, da keine Teile vorhanden sind, als Packungen u. dergl., welche darunter leiden würden.

Da in den Cylindern keine Schmiering benützt wird, sind auch in dieser Beziehung durch hohe Temperaturen keine Schwierigkeiten zu gewärtigen; andererseits bleibt infolge Entfalles der Schmiering der Abdampf frei von Öl und anderen Verunreinigungen; das Kondensat kann daher ohne vorhergehende Filtrierung in den Kessel gespeist werden.

Hinsichtlich des Dampfverbrauches seien nachstehend die Resultate einiger Versuche mitgeteilt, welche zufolge ihrer Vollständigkeit Anspruch auf Verlässlichkeit erheben können.

Mr. Hunter, Ingenieur der Newcastle and District Electric Lighting Co., untersuchte 1896 eine für diese Gesellschaft gelieferte 150 KW.-Kondensationsmaschine. Die Spannung im Eintrittsgehäuse des Motors betrug nur 4,9 kg/qcm, das Vakuum 665 bis 680 mm Quecksilbersäule bei 745 mm Barometerstand; es war daher weder die Spannung noch das Vakuum für die Ökonomie des Betriebes besonders günstig; der Zweck des Versuches war jedoch der, die Betriebsökonomie für die gewöhnlichen Arbeitsverhältnisse zu ermitteln.

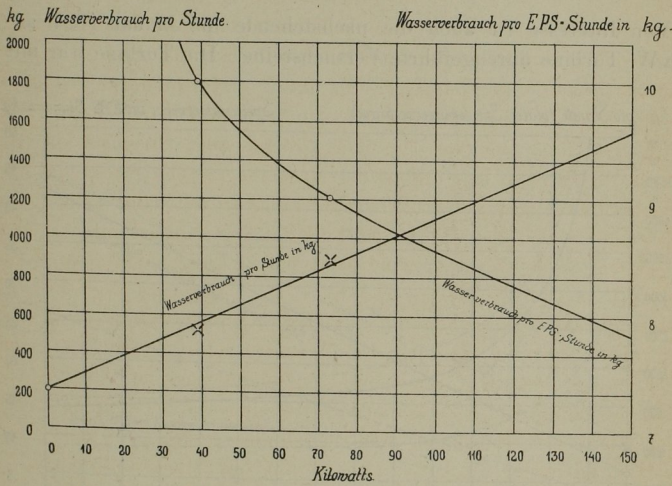


Fig. 240.

Der Speisewasserverbrauch wurde durch sorgfältig geeichte Gefäße, aus welchen das Wasser entnommen wurde, die elektrische Leistung durch Kelvins Wattmesser, durch Ampère- und Voltmeter ermittelt. Der Dampf war nicht überhitzt. Die Versuchsergebnisse sind in nachstehender Tabelle XXIII, sowie durch Fig. 240 graphisch dargestellt. Aus dem Diagramm Fig. 240 ersieht man auch hier wieder, daß die Kurve des totalen



Speisewasser-(Dampf-)Verbrauches nahezu eine gerade Linie ist; man kann daher für jede beliebige Zwischenleistung durch direktes Abgreifen den zu erwartenden Dampfverbrauch bestimmen. Auch ersieht man aus Tabelle und Diagramm, daß der Speisewasserverbrauch beim Leergang der Maschine mit voller Geschwindigkeit sehr gering ist und nur ca. 12½ Prozent des Verbrauches bei voller Belastung beträgt.

Tabelle XXIII.

Kilowatts	Elektrische PS	Vakuum im Cylinder	Totaler Speisewasserverbrauch pro Stunde in kg	Speisewasserverbrauch pro KW-Stunde in kg	Speisewasserverbrauch pro E.P.S-Stunde in kg	Umdrehungen pro Minute
150,33	204,45	664 mm	1582	10,52	7,84	4700
72,84	99,06	664 "	885	12,15	9,08	4700
38,97	53,04	680 "	522	—	9,99	4700
0,175	0,238	680 "	198	—	—	4600

Von Interesse ist auch die nachstehende im Januar 1897 an einer 200 KW.-Turbine durchgeführte Versuchsreihe. Die Turbine war mit einer

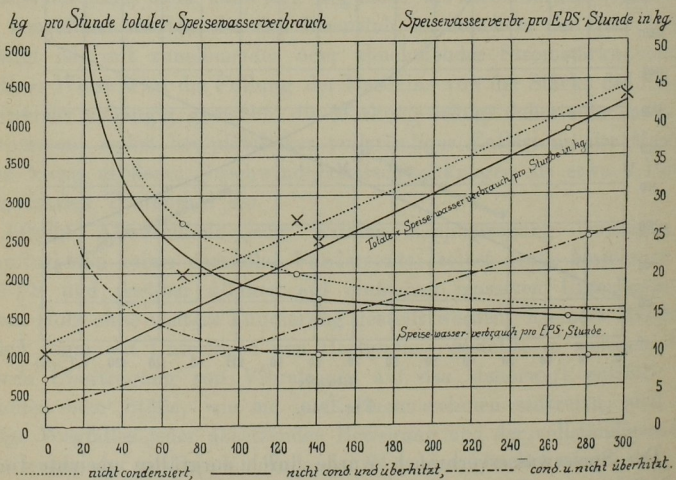


Fig. 241.

Gleichstrommaschine direkt gekuppelt; obwohl dieselbe normal mit Kondensation arbeitete, wurde auch für Auspuffbetrieb möglichste Ökonomie bedingt. Die Kesselspannung betrug 9,84 kg/qcm absolut; die Endspannung

bei Kondensationsbetrieb 0,105 kg/qcm; das totale Expansionsverhältnis daher rund 1:100.

Die Resultate dieser Versuche ergeben sich ziffermäßig aus Tabelle XXIV; der besseren Übersicht wegen sind dieselben auch graphisch durch das Diagramm Fig. 241 dargestellt.

Aus der Tabelle ist zu ersehen, daß der Speisewasserverbrauch bei gesättigtem Dampfe, voller Leistung und Auspuff in die Atmosphäre 14,41 kg, bei einer geringen Überhitzung von im Mittel 17° C 13,86 kg und bei gesättigtem Dampfe und Kondensation (Vakuum 635 mm Quecksilber) 8,73 kg pro elektrischer PS-Stunde betrug. Nimmt man wieder das Verhältnis der von der Dynamomaschine geleisteten Arbeit in PS (elektrische Pferdestärke) zu der vom Dampfe an die Turbine abgegebenen Arbeit mit 0,75 an, dann ergibt sich ein Dampfverbrauch pro PS<sub>i</sub> und Stunde von 10,80 kg bei gesättigtem Dampfe und Auspuff, beziehungsweise 6,55 kg bei Kondensation.

Tabelle XXIV.

Kilowatts	Elektrische PS	Totaler Verbrauch an Speisewasser pro Stunde in kg	Speisewasserverbrauch pro Kilowatt und Stunde in kg	Speisewasserverbrauch pro elektrischer PS und Stunde in kg	
219,2	298,1	4298	19,61	14,41	Auspuff mit gesättigtem Dampf
98,7	134,2	2655	26,90	19,80	
54,5	74,1	1966	36,09	26,54	
—	—	950	—	—	
203,0	276,1	3827	18,85	13,86	Auspuff mit schwach überhitztem Dampf
106,1	144,3	2400	22,62	16,63	
—	—	636	—	—	
208,0	282,9	2471	11,88	8,73	Kondensation mit gesättigtem Dampf
108,4	147,4	1379	12,72	9,36	
—	—	241	—	—	

Die an einer 1400 KW.-Turbine durchgeführten Versuche ergaben bei voller Belastung von 1400 KW. (rund 1900 E.P.S) mit Dampf von 9,14 kg/qcm Spannung beim Eintritt in die Maschine, 58° C Überhitzung und Kondensation, 8,03 kg pro KW.-Stunde. Nimmt man das Verhältnis der von der Maschine geleisteten elektrischen Arbeit zu der indizierten Arbeit mit 0,85 an, ein Verhältnis welches als das günstigste, welches er-



reicht werden kann, zu bezeichnen ist, dann entspricht vorstehender Dampfkonsum pro KW.-Stunde einem Dampfverbrauche von 5,02 kg pro indizierte Pferdekraftstunde, ein Resultat, welches bisher von keiner gleich leistungsfähigen Kolbenmaschine übertroffen wurde.

Von ganz besonderem Interesse sind die Versuche, welche Anfang Januar 1900 an einer für die Stadt Elberfeld bestimmten 1000 KW.-Dampfturbine auf dem Werke der Firma C. A. Parsons & Co. in Newcastle-on-Tyne durchgeführt wurden. Diese Versuche selbst, sowie die Ergebnisse derselben, wurden einerseits von der genannten Firma in einem eigenen in London erschienenen gedruckten Berichte, andererseits durch die *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure* 1900, S. 829 veröffentlicht.

Die Stadt Elberfeld hatte bei der Firma C. A. Parsons & Co. im Jahre 1898 zwei gleiche Dampfturbinen mit Wechselstrommaschinen, Erregern, Kondensatoren und Luftpumpen für ihr neues städtisches Elektrizitätswerk bestellt. Jeder dieser Maschinensätze sollte bei 1500 Minuten Umdrehungen, 4000 Volt Spannung und 50 Perioden 1000 KW. leisten. Zur Geschwindigkeits- und Spannungsregelung waren ein Zentrifugal- und ein elektrischer Regulator bestimmt.

Die der Prüfung unterzogene Maschine wurde auf einem hölzernen Gerüste aufgestellt, welches das spätere massive Fundament zu ersetzen hatte.

Nachdem es nicht möglich war, für die Prüfung einer so großen Maschine neue Anlagen zu schaffen, mußte der Dampf den Fabrikskesseln entnommen werden; es waren dies ein Babcock & Wilcox-Kessel, zwei Schiffskessel und ein Lokomotivkessel von in Summa 1400 qm Heizfläche bei einer Spannung von 10 Atmosphären absolut. Nachdem zu befürchten war, daß diese Kessel nicht vollkommen dicht seien, daher der Speisewasserverbrauch bei voller Leistung der Maschine nicht ganz verläßlich sei, wurde der Dampfverbrauch durch direkte Messung des vom Oberflächenkondensator niedergeschlagenen Dampfes bestimmt. Für halbe Leistung der Maschine stand ein Babcock & Wilcox-Kessel zur Verfügung, der in tadellosem Zustande war und daher eine einwandfreie Messung der Speisewassermenge zuließ; diese Messung diente dann als Kontrolle für die Bestimmung des Dampfverbrauches durch Messung des Kondensates.

Für die Belastung der Maschine diente ein Wasserwiderstand, bestehend aus vier Elektroden, welche in vier eiserne, mit Wasser gefüllte Gefäße eintauchten und dementsprechend die vier Leistungsabstufungen von  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$  und  $\frac{4}{4}$  der Normalleistung ergaben.

Nachdem die Versuche nicht bei gleicher Dampfspannung und namentlich nicht bei völlig gleicher Temperatur des überhitzten Dampfes durchgeführt werden konnten, wurde auf Grund der Ergebnisse der Messungen

der Dampfverbrauch für die mittlere beobachtete Überhitzung von 14,3° C rechnerisch ermittelt und in Spalte 11 nachstehender Tabelle XXV eingesetzt. Um einen Vergleich mit dem Dampfverbrauch einer gleich leistungsfähigen Kolbenmaschine stellen zu können, erscheint in Spalte 12 der Verbrauch an gesättigtem Dampf bei 11 Atmosphären absolut eingetragen.

Tabelle XXV.

Belastung in Kilowatts	Mittlere beobachtete Dampfspannung absolut in kg/qm	Entsprechende Temperatur des gesättigten Dampfes	Mittlere beobachtete Temperatur des überhitzten Dampfes am Einlaßventil	Überhitzung	Beobachteter Dampfverbrauch pro Kilowatt-Stunde	Gesamtwärme von 1 kg Dampf bei der beobachteten Dampfspannung		Gemessener Wärmeverbrauch pro Kilowatt-Stunde	Entsprechender Verbrauch an gesättigtem Dampf pro Kilowatt-Stunde	Entsprechender Verbrauch an Dampf von 11 Atm. absol. Spannung und 14,3° C Überhitzung	Entsprechender Verbrauch an gesättigtem Dampf von 11 Atm. absol. Spannung
						im gesättigten Zustande	im überhitzten Zustande				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
KW.	kg/qm	° C	° C	° C	kg	Wärmeeinheiten		kg	kg	kg	
1190,1	10,11	179,3	189,5	10,2	8,81	661,1	666,0	5867	8,87	8,76	8,86
994,8	10,47	180,9	192,0	11,1	9,14	661,7	667,0	6096	9,21	9,11	9,20
745,3	10,76	182,0	190,0	8,0	10,12	662,0	665,8	6738	10,18	10,07	10,17
498,7	10,40	180,6	209,7	29,7	11,42	661,6	675,6	7715	11,66	11,53	11,66
246,5	10,14	179,4	196,4	17,0	15,31	661,2	669,4	10248	15,50	15,31	15,47
Leerlauf mit Erregung	10,34	180,3	193,0	13,3	1844	661,5	667,8	pro Stunde 1231423	pro Stunde 1861	pro Stunde 1840	pro Stunde 1859
Leerlauf ohne Erregung	10,49	181,0	194,5	13,5	1183	661,7	668,2	790481	1194	1181	1194

Die Resultate Spalte 11 entsprechen einem Dampfverbrauche pro elektrischer Pferdestärke und Stunde von 6,44, 6,70, 7,40, 8,48 und 11,26 kg; nimmt man das Verhältnis der elektrischen Arbeit zu der vom Dampf an die Turbine abgegebenen indizierten Arbeit auch hier mit 0,85 als das erreichbar günstigste Verhältnis an, dann resultiert ein Dampfverbrauch pro indizierte Pferdekraftstunde von 5,47, 5,70, 6,30, 7,21 und 9,57 kg.

Um den Einfluß der Belastung auf die Umlaufszahl der Maschine zu ermitteln, wurde die Turbine zunächst ohne Belastung mit der normalen Tourenzahl durch einige Zeit laufen gelassen. Dann wurde die Maschine voll belastet und die Zahl der Umläufe auf gleiche Weise wie für Leer-



lauf ermittelt. Diese Prozedur wurde dreimal wiederholt. Die Ergebnisse sind in nachstehender Tabelle XXVI enthalten.

Tabelle XXVI.

Belastung in Kilowatts	Dampf- spannung in kg/qcm abs.	Vakuum im Kondensator in mm	Zahl der Umdrehungen pro Minute		Änderung der Umlaufszahl	Änderung der Umlaufszahl in Prozent
			Leerlauf	Volle Belastung		
0	10,50	—	1482	—	—	—
1020	9,80	693	—	1433	— 49	3,3
1035	9,80	691	—	1424	— 58	3,9
0	10,50	712	1486	—	+ 62	4,3
1040	10,15	696	—	1429	— 57	3,8
0	9,80	712	1472	—	+ 43	3,0
960	9,80	698	—	1433	— 39	2,6
1058	9,80	693	—	1429	— 43	2,9
—	—	Mittelwert	1480	1429	50,1	3,4

Außer der Bestimmung der Umlaufszahl bei Leerlauf und voller Belastung wurde die Tourenzahl auch bei den verschiedenen Belastungen, auf welche sich die Untersuchung der Maschine erstreckte, gemessen, indem der Reihe nach die einzelnen Sektionen des Wasserwiderstandes plötzlich ausgeschaltet, also die Maschine plötzlich teilweise entlastet, beziehungsweise belastet wurde.

Die Änderung der Umlaufszahl, sowie der Übergang von einer Geschwindigkeit in eine andere als Folge einer plötzlichen Verminderung oder Vermehrung der Belastung ist abhängig von der Art der Regulierung.

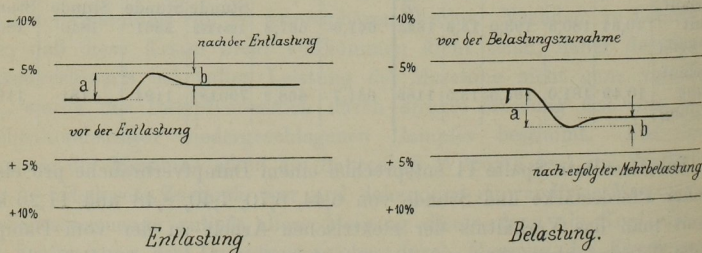


Fig. 242.

Bei Verwendung eines Centrifugalregulators nimmt der Übergang der Geschwindigkeit der Maschine den in obenstehendem Diagramm Fig. 242 gezeichneten Verlauf. (Diese Diagramme, sowie die folgenden sind mittels eines Tachographen gezeichnet, welcher die Änderungen der Umlaufszahl auf einem fortlaufenden Papierstreifen derart aufzeichnet, daß die Zeit als Abscisse, die prozentuelle Änderung der Umlaufszahl als Ordinate erscheint.)

Der neue Gleichgewichtszustand ist sehr schnell erreicht; der Übergang vollzieht sich innerhalb 10 bis 15 Sekunden mit einer einzigen, die folgende Umlaufzahl überschreitenden Schwankung. Um den Einfluß des Regulators ziffermäßig kennen zu lernen, sind in nachstehender Tabelle XXVII die Dimensionen  $a$ , als größte Änderung der Geschwindigkeit, in Prozenten der vorhergehenden Geschwindigkeit, die Dimension  $b$  als Prozentsatz, um welchen die darauffolgende Geschwindigkeit überschritten wurde, und die Differenz  $a - b$  als Prozentsatz der bleibenden Geschwindigkeitsänderung zusammengestellt.

Tabelle XXVII.

Mittelwerte der Belastung in Kilowatts	Mittelwerte der Veränderungen der Geschwindigkeit		
	$a$	$b$	$a - b$
957	1,75	0,67	1,08
694	1,28	0,65	0,63
497	1,36	0,73	0,63
405	1,62	0,86	0,76
251	1,37	0,63	0,74

Anders stellen sich die Verhältnisse bei Anwendung eines elektrischen Regulators, indem nicht nur die Diagramme Fig. 242 einen anderen Verlauf nehmen, sondern auch im Gegensatze zu dem Einflusse des Zentri-

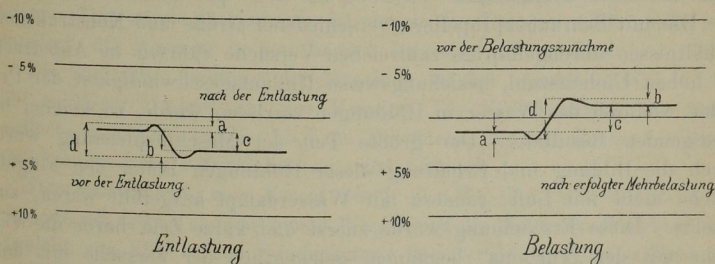


Fig. 243.

fugalregulators bei abnehmender Belastung auch eine Abnahme der Geschwindigkeit eintritt und umgekehrt. Der Verlauf der Kurven beim Übergange aus einer Geschwindigkeit in die andere, wie ihn die Diagramme Fig. 243 ergeben, findet jedoch nur bei größeren Belastungen statt; bei geringerer Belastung wird die Schwankung so klein, daß in der folgenden Tabelle XXVIII nur die Differenz der Geschwindigkeiten vor und nach der Änderung der Belastung aufgenommen wurde.



Tabelle XXVIII.

Mittelwerte der Belastung in Kilowatts	Mittelwerte der Veränderungen der Geschwindigkeit in Prozent			Bleibende Veränderung in Prozent <i>c</i>
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>d</i>	
281	—	—	—	—
492	0,31	0,22	1,32	0,79
714	0,24	0,20	1,29	0,85
900	0,21	0,27	1,26	0,78

Eines der wichtigsten Anwendungsgebiete der Dampfturbine ist zweifellos der Schiffsbetrieb. Die enormen und stetig zunehmenden Anforderungen an die Leistung der Maschine, vereint mit der zunehmenden Geschwindigkeit moderner Betriebe, stellen das Bedürfnis nach einer leichten, vollständig ausbalancierten und dabei ökonomischen Maschine um so mehr in den Vordergrund, als die Kolbenmaschine, um den an sie gestellten Anforderungen gerecht zu werden, immer größere Dimensionen annimmt, schwerer und teurer wird.

Um die Anwendbarkeit der Dampfturbine zu erproben, wurde ein sehr schmales Schiff, „Turbinia“ genannt, gebaut, 100 Fuß englisch lang, 9 Fuß breit, 44 Tonnen Displacement und mit einer Stufenturbine von 2000 PS effektiv, deren totales Expansionsverhältnis 1 : 150 betrug, ausgerüstet. Die Maschine war derart gebaut, daß sie eine einzige Schraubenwelle mit einer Umlaufzahl von 2000 bis 3000 pro Minute betrieb.

Die mit Schraubenpropellern verschiedener Größe und Konstruktionsverhältnissen durchgeführten zahlreichen Versuche führten in Anbetracht der hohen Umlaufzahl, beziehungsweise Umlaufgeschwindigkeit der Propeller, wodurch das Wasser in Höhlungen zerrissen wurde, zu keinem befriedigenden Resultate. Der größte Teil der Maschinenleistung wurde durch die Bildung und Erhaltung dieser Höhlungen hinter den Flügeln, welche nicht mit Luft, sondern mit Wasserdampf ausgefüllt waren, aufgezehrt. Diese Erscheinung wurde zuerst und kurze Zeit, bevor die Versuche mit der „Turbinia“ begannen, gelegentlich der Versuche mit dem Torpedoboote „Daring“ von Thornycroft und Barnaby, bemerkt und „cavitation“ genannt.

Diese Mißerfolge und die dabei gemachten Wahrnehmungen machten eine radikale Änderung der ganzen maschinellen Anlage notwendig. Die Turbine wurde gänzlich umgebaut und aus drei getrennten Maschinen, als Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckturbine, deren jede eine eigene Schraubenwelle antrieb, zusammengesetzt; es wurde daher die Leistung der Maschine nicht in einer Welle konzentriert, sondern auf drei Wellen, deren jede drei Propeller trug, verteilt.

Das Resultat dieser geänderten Bauart war überraschend. Das Schiff verdoppelte seine Geschwindigkeit auf 30 Knoten und später wurden sogar  $32\frac{3}{4}$  Knoten (60,7 km) mittlerer Geschwindigkeit, die größte Geschwindigkeit, welche je von einem Seefahrzeuge erreicht wurde, erzielt. Nach den Versuchen von Professor Ewing und Dunkerly wurden bei einer Kesselspannung von 14 Atmosphären Überdruck und einer mittleren Fahrgeschwindigkeit von 31 Knoten pro indizierte Pferdekraftstunde 6,58 kg Dampf verbraucht, ein Resultat, welches bisher von Torpedobooten oder Torpedozerstörern mit gewöhnlichen Dreifach-Expansionsmaschinen nicht erreicht wurde.

Die mit der „Turbinia“ erzielten Resultate veranlaßten die englischen Admiralität, bei der Parsons Marine Steam Turbine Compagnie (Turbinia Works, Wallsend-on-Tyne) den 31 Knoten-Torpedobootzerstörer „Viper“ von 210 Fuß englisch Länge, 21 Fuß Breite und 370 Tonnen Displacements zu bestellen.

Die Maschinen dieses Fahrzeuges sind ähnlich gebaut, wie jene der „Turbinia“, nur wurden sie in zwei getrennten Sätzen derart ausgeführt, daß jeder der beiden Sätze aus einer Hochdruck- und Niederdruckturbine von gleicher Leistungsfähigkeit besteht. Diese vier Turbinen arbeiten auf vier von einander vollkommen unabhängigen Schraubenwellen; die beiden Niederdruckturbinen treiben die beiden inneren Wellen und sind beständig mit je einer kleinen Reversierturbine, welche beim Vorwärtsgang leer mitlaufen, gekuppelt. Jede Welle trägt zwei Propeller, von denen der vordere eine etwas geringere Steigung besitzt als der rückwärtige. Der axiale Lagerdruck ist durch die Turbine vollkommen ausbalanciert, die Reibung in den Lagern ist daher sehr gering.

Die indizierte Leistung der Maschine beträgt normal 12 000 PS bei 1180 mittlerer Umlaufzahl pro Minute. Die Kessel haben eine totale Heizfläche von 1400 qm bei 25,3 qm Rostfläche; die Oberflächenkondensatoren besitzen eine Kühlfläche von rund 750 qm.

Der Dampf tritt vom Kessel durch das Regulierventil in die Hochdruckturbine, nimmt sodann seinen Weg durch die Niederdruckturbine und entweicht von hier in den Kondensator. Die Reversierturbine rotiert mit der Welle der Niederdruckturbine und steht beständig in Verbindung mit dem Vakuum des Kondensators, wodurch der Bewegungswiderstand derselben auf ein Minimum reduziert wird. Zum Zwecke der Umsteuerung wird das Einlaßventil der Vorwärtsturbinen geschlossen und jenes der Rückwärtsturbinen geöffnet; der Dampf strömt nun in die Umsteuerturbinen und treibt dieselben, somit auch die beiden inneren Schraubenwellen, verkehrt um; die beiden Vorwärtsniederdruckturbinen laufen nun in Verbindung mit dem Kondensator leer mit. Das Umsteuern erfolgt sehr rasch und mit großer Sicherheit.



Anlässlich der mit diesem Fahrzeuge im Juli 1900 durchgeführten Versuche hinsichtlich der Fahrgeschwindigkeit wurde als Mittelwert von sechs aufeinander folgenden Rennen eine Geschwindigkeit von 36,58 Knoten (67,8 km) erzielt; die größte Geschwindigkeit betrug 37,1 Knoten. Die Maschinen arbeiteten sehr weich und derart, daß in keinem Teile des Schiffes störende Erschütterungen oder Schwingungen wahrnehmbar wurden. Der Kohlenverbrauch betrug bei 31 Knoten Geschwindigkeit 1,08 kg pro PS<sub>i</sub>-Stunde. Die „Turbinia“ wurde somit hinsichtlich der Fahrgeschwindigkeit von der „Viper“ übertroffen; letztere ist daher derzeit das schnellste Fahrzeug zur See.

Hinsichtlich der Verwendung der Dampfturbine für große Seefahrzeuge liegen die Verhältnisse namentlich für schnellgehende Schiffe, als Personendampfer, Kreuzer, Linienschiffe und Schlachtschiffe, sehr günstig, da in allen diesen Fällen die Verminderung des Gewichtes der maschinellen Einrichtung, sowie die Erhöhung der Brennstoffökonomie von größter Wichtigkeit ist. In einzelnen Fällen wird auch die wesentliche Verminderung und gänzliche Vermeidung von Vibrationen für die Anwendung der Dampfturbine ausschlaggebend sein, weil einerseits hierdurch der Komfort der Reisenden auf Personendampfern, andererseits die Sicherheit und Genauigkeit des Zieleinstellens der Geschütze auf Kriegsschiffen wesentlich erhöht wird.

Auf Grund der mit den beiden genannten Schiffen gemachten Erfahrungen wurden die Pläne für einen zwischen Dover und Calais beziehungsweise Newhaven und Dieppe zu verkehrenden Personendampfer entworfen. Dieses Schiff von 270 Fuß englisch Länge, 33 Fuß Breite und 1000 Tonnen Displacement, für den Transport von 600 Passagieren bestimmt, soll bei einer Leistung der Betriebsturbinen von 18 000 PS eine Seegeschwindigkeit von 30 Knoten (55,6 km) gegenüber 19 bis 22 Knoten (35 bis 40 km) der Fahrgeschwindigkeit der jetzigen Transportschiffe gleicher Größe besitzen.

Der Vollständigkeit halber sei hier noch erwähnt, daß mit Ende des vorigen Jahres (1901) Dampfturbinendynamos von einer Gesamtleistung von rund 140 000 PS in England allein im Betriebe standen und zwar in Größen von 4 bis 3000 PS.

Der Arbeitsprozeß der Stufendampfturbine ist genau derselbe, wie jener der Kolbendampfmaschine, welche ein gleiches Spannungs- oder Temperaturengefälle verarbeitet; die Turbine unterscheidet sich jedoch in einzelnen Beziehungen vorteilhaft von der Kolbenmaschine, welche Vorteile ihr eine noch weitergehende Verwendung sichern.

Nachdem die Dampfturbine bei gleicher Leistungsfähigkeit einen viel geringeren Raum beansprucht als die Kolbenmaschine, ein Umstand, der

namentlich bei Großleistungen nicht zu unterschätzen ist, so wird man beim Betriebe mit Dampfturbinen in der Ausnützung des Druckunterschiedes zwischen Kessel und Kondensator viel weiter gehen können, als dies mit Kolbenmaschinen wegen der unverhältnismäßigen Zunahme der Cylinderdimensionen möglich ist.

Ein weiterer Vorteil ist der Entfall des so überaus schädlichen Wärmeaustausches zwischen dem Dampf und den Metallwandungen der Cylinder. Ist im Betriebe der Turbine der Beharrungszustand eingetreten, dann tritt der Dampf bei seinem Durchgange durch die Leit- und Laufräder überall nur mit Wandungen von nahezu gleicher Temperatur in Berührung. Ferner entfällt hier die bei Kolbenmaschinen so schädigende Mischung des Admissionsdampfes mit dem vom letzten Hube im schädlichen Raume zurückgebliebenen Gemische aus Dampf und Wasser von zumeist geringerer Temperatur. Dem Entfalle dieser beiden Hauptmängel der Kolbenmaschine verdankt die Dampfturbine die bereits heute erzielte verhältnismäßig hohe Ökonomie des Dampfverbrauches.

Zu den Nachteilen der Stufenturbine als Betriebsmaschine für gewöhnliche Fabriksbetriebe u. dgl. gehört die noch immer sehr hohe Umlaufzahl derselben, welche eine Übersetzung ins Langsame notwendig macht. Man kann allerdings durch Vergrößerung der Stufenzahl die Umfangsgeschwindigkeit, somit auch die Umlaufzahl bei gegebenem Durchmesser der Turbine herabbringen, allein eine rechnerische Verfolgung der Vorgänge in der Turbine lehrt, daß es andererseits nicht rationell ist, mit der Stufenzahl über eine gewisse Grenze hinauszugehen.

In Anbetracht der sehr geringen Dimensionen der Dampfkanäle der Leit- und Laufräder ist eine sehr kleine Teilung, also eine große Schaufelzahl erforderlich, damit der Dampf beim Durchströmen der Kanäle den vorgeschriebenen Ablenkungen auch wirklich folgt.

Ein weiterer, beträchtlicher Übelstand der Stufenturbine liegt in dem Umstande, daß zwischen den einzelnen Schaufelkränzen einerseits, sowie zwischen diesen und dem cylindrischen Gehäuse beziehungsweise der Turbinenachse andererseits zahlreiche Spalten entstehen, die trotz aller Sorgfalt in der Ausführung doch nicht unter ein gewisses Maß verkleinert werden können. Die Anzahl dieser Spalten wächst mit der Stufenzahl und diese wieder mit der Druckdifferenz des eintretenden und ausströmenden Dampfes. Die hierdurch entstehenden Dampfverluste üben jedenfalls einen nicht unbedeutenden Einfluß auf die Dampfökonomie aus und werden in Anbetracht der Art der Regulierung der Turbine bei abnehmender Leistung derselben verhältnismäßig größer sein, als bei starker oder voller Belastung der Maschine.



**210. Schiffsmaschinen.** Die ersten Dampfschiffe waren Raddampfer; ihre Betriebsmaschinen waren größtenteils modifizierte Balanciermaschinen. Obgleich die Entwicklung der Schiffsmaschine bereits in der Geschichte der Dampfmaschine eingehende Berücksichtigung gefunden hat, so sei an dieser Stelle der Vollständigkeit halber noch auf die ausführliche Behandlung derselben in Rühlmanns *Allgemeiner Maschinenlehre*, Band 4, hingewiesen.

Die Maschinen zum Antriebe der Schaufelräder waren zu jener Zeit Balanciermaschinen umgekehrter Aufstellung. Die Cylinder standen vertikal mit nach oben durchgehender Kolbenstange; von dem Kreuzkopfe hingen seitlich zu beiden Seiten Lenkerstangen herab, welche an den Enden zweier horizontal gelagerter, um eine in der Mitte ihrer Länge befindliche Achse schwingende Balanciers angriffen. Die beiden anderen Enden dieser Balanciers waren durch ein Kreuzstück vereint, von welchem Kraft und Bewegung durch eine Schubstange auf die oberhalb liegende Kurbelwelle übertragen wurde. Die Schaufelräder waren an den beiden Enden dieser Welle befestigt.

Diese und ähnliche Aufstellungsarten, welche seinerzeit sehr beliebt waren, sind heute veraltet; auf amerikanischen Fluß- und Küstendampfern findet man jedoch heutzutage noch Balanciermaschinen mit einem über Deck auf einem A-Ständer gelagerten Balancier.

Eine der ältesten Formen der direkt wirkenden Radmaschinen bestand aus einem stehenden, unter der Kurbel angebrachten Cylinder mit zwei seitlichen, rechts und links von der Kurbelwelle durchgehenden Kolbenstangen, welche an ihrem oberen Ende durch einen Kreuzkopf vereint und geradlinig geführt wurden. Von dem Kreuzkopfe hing die Schubstange herab und übertrug die Bewegung auf die zwischen demselben und dem Cylinderdeckel befindliche Kurbel. Balancier- und direkt wirkende Maschinen kämpften längere Zeit miteinander hinsichtlich der Vorzüge und Nachteile, bis der Streit zugunsten letzterer entschieden wurde. Der Vorteil der direkt wirkenden Maschinen liegt besonders in ihrer Einfachheit und in ihrer zusammengedrängten Konstruktion; sie benötigen weniger Raum als Balanciermaschinen und gestatten größere Kolbengeschwindigkeit.

Die alten hochgebauten, meist über Deck ragenden Konstruktionen wurden durch die modernere Bauart der Oszillations- und Diagonalmaschine gänzlich verdrängt.

Bei den Oszillationsmaschinen befinden sich die Cylinder unter den gekröpften Kurbeln; die Kolbenstangen sind direkt mit den Kurbeln verbunden. Die Cylinder sind in Drehzapfen gelagert, um der Bewegung der Kurbel folgen zu können. Der Dampfzutritt erfolgt durch die Zapfen,

die Dampfverteilung durch Flachschieber an der Seite des Cylinders. Mitunter wurden auch geneigt liegende statt der stehenden Cylinder angewendet, meist derart, daß ein Cylinder vor der Welle, der zweite Cylinder hinter derselben liegt, beide Kolben an derselben Kurbel angreifend. Die Oszillationsmaschinen eignen sich nur für niedrige Dampfspannungen.

Diagonalmaschinen sind gewöhnlich direkt wirkende Kolbenmaschinen mit festliegenden Cylindern, Geradföhrung und Schubstange. Die Cylinder sind, der Hochlage der Radwelle entsprechend, geneigt gelegt.

Als man anfang Schraubenpropeller anstelle der Schaufelräder für Ozeandampfer zu verwenden, trachtete man unter Beibehaltung der für Radmaschinen gebräuchlichen Typen die erforderliche, verhältnismäßig hohe Umlaufzahl dadurch zu erreichen, daß man die Schraubenwelle nicht direkt, sondern unter Einschaltung von Ketten- oder Zahnrädern zwischen Kurbel- und Propellerwelle antrieb. Später änderten sich die Anschauungen der Konstrukteure, als man die Vorteile der Dampfmaschinen mit großer Kolbengeschwindigkeit mehr und mehr erkannte, gleichzeitig aber auch einen richtigen Einblick in den Einfluß der absetzend bewegten Massen der Maschine gewann, das heftige Schlagen rasch bewegter Pumpenventile durch Verwendung vulkanisierten Gummis unschädlich zu machen verstand etc. Man ging daher zur direkt wirkenden Maschine ohne Vorlege über.

Der verhältnismäßig kleine Raum zu beiden Seiten der Maschinen- bzw. Propellerwelle bildete anfänglich ein Hindernis für den Einbau horizontaler Maschinen; diese Schwierigkeit wurde jedoch auf verschiedene Weise überwunden. Eine namentlich auf Kriegsschiffen beliebte Bauart war Penns Trunkmaschine. Die notwendige kurze Baulänge wurde dadurch erreicht, daß die Schubstange direkt am Kolben der Maschine angriff; die zu einem Hohlcyylinder erweiterte Kolbenstange, Trunk genannt, war so bemessen, daß sie der oszillierenden Schubstange genügenden Raum gab, der Kurbel zu folgen. Die hohle Kolbenstange ging durch beide Cylinderdeckel hindurch und bildete auf diese Weise zugleich die Führung des Kolbens. Die hierdurch bedingten großen Stopfbüchsen, die große Abkühlungsfläche der erweiterten Kolbenstangen, sowie der Verlust an Kolbenfläche bzw. die notwendige Vergrößerung des Cylinderdurchmessers für die Erzielung gleicher Leistung waren Schattenseiten dieser Bauart, welche derselben mit Recht zum Vorwurfe gemacht werden konnten.

Eine andere Bauart liegender Maschinen, welche gleichfalls in der Marine Eingang gefunden hatte, war dadurch gekennzeichnet, daß man die Annäherung der Cylinder an die Kurbelwelle auf diese Weise zu erreichen suchte, daß man von jedem Cylinder zwei, mitunter auch vier lange Kolbenstangen neben der Welle bzw. der Kurbel vorüberführte, hinter



derselben durch ein gerade geführtes Querhaupt vereinigte und nun durch eine zurückgreifende Schubstange die Bewegung auf die vor den Cylindern gelagerte Kurbelwelle übertrug.

Auf diese Weise gelangte man schließlich wieder zu der einfachen Form der gewöhnlichen horizontalen Maschine mit kurzem Hube und kurzer Schubstange. Diese Bauart, die natürlichste Type liegender Maschinen, fand gleichfalls in der Marine ausgedehnte Anwendung, so lange man die horizontale Aufstellung der vertikalen aus dem Grunde vorzog, um die Maschine unter die Wasserlinie zu bekommen.

Die Luftpumpe und den Kondensator pflegt man dem Dampfzylinder gegenüber auf der anderen Seite der Welle anzubringen, weil hierdurch ein besserer Ausgleich der Gewichte, sowie der direkte Antrieb der Luftpumpe ermöglicht wurde.

Handelsseedampfer sind heutzutage fast durchweg mit stehenden Maschinen umgekehrter Aufstellung (hochliegenden Cylindern) ausgerüstet; auch die Marine hat diese Type nun seit Jahren für ihre Kriegsschiffe angenommen.

Gewöhnlich sind es Dreicylinder-Dreifachexpansionsmaschinen mit unter  $120^{\circ}$  versetzten Kurbeln. Der mechanische Vorteil dieser Anordnung, ein nahezu gleichförmiges Drehmoment bei geringem resultierendem Achsdruck zu geben, hat viel zur allgemeineren Einführung dieser Maschinentype beigetragen. Die Steuerung ist, der wünschenswerten Einfachheit wegen, zumeist eine entlastete Einschiebersteuerung; die Änderung der Füllung, sowie die Umsteuerung erfolgt hierbei durch einen der bekannten, in Abschnitt VIII behandelten Coulissen- oder Lenkermechanismen.

Den hochgespannten Anforderungen der Neuzeit entsprechend verwendet man derzeit für den Betrieb der großen transatlantischen Dampfer und Kriegsschiffe, wie bereits an früherer Stelle (Abschnitt I, Schiffsmaschinen) erörtert, vier- und mehrcylindrige Dreifach- sowie Vierfachexpansionsmaschinen mit vier und mehr Cylindern.

Die Oberflächenkondensatoren wurden durch S. Hall im Jahre 1831 in der Marine eingeführt, gelangten jedoch viel später zu allgemeiner Verwendung. Früher mußte man, um die Ansammlung zu dichter Sole im Kessel zu vermeiden, dieselbe in kurzen Zwischenräumen ablassen und durch Seewasser wieder ersetzen, wodurch viel Wärme verloren ging. Durch die Einführung des Oberflächenkondensators konnte dasselbe Speisewasser immer wieder von neuem benützt werden.

Der gänzliche Mangel an mineralischen Bestandteilen des kondensierten Wassers bildete anfänglich ein Hindernis für die Einführung der Oberflächenkondensatoren, da die von jedem Niederschlage freien Kesselwandungen nun der zerstörenden Einwirkung der sich durch die Zer-

setzung des Schmieröles bildenden Säuren viel mehr ausgesetzt waren. Diesem Übelstande begegnete man jedoch dadurch, daß man etwas Seewasser dem Speisewasser zusetzte, so daß sich ein schützender Niederschlag bilden konnte. Von da an wurden Oberflächenkondensatoren auch bei allen Seedampfern allgemein eingeführt.

Die Oberflächenkondensatoren gewähren wesentliche Vorteile gegenüber den Einspritzkondensatoren. In erster Linie geben sie eine bessere Luftleere. Während diese bei Einspritzkondensatoren im gewöhnlichen Betriebe 0,8 bis 0,85 kg/qcm erreicht, erzielt man mit Oberflächenkondensation in der Regel eine Luftleere von 0,9 bis 0,95 kg/qcm. Diese Erscheinung findet ihre Begründung in dem Luftgehalte des Einspritzwassers. Bei Verwendung von Oberflächenkondensatoren kommt der Dampf mit dem Kühlwasser nicht in Berührung und es konnte daher, abgesehen von Undichtheiten, nur dann Luft in die Kondensatorräume gelangen, wenn man das zur Ergänzung des Speisewassers erforderliche Zusatzwasser behufs Vorwärmung in den Kondensator leitete.

Ein weiterer Vorteil liegt eben in der Reinheit des Speisewassers und der Möglichkeit, infolgedessen die Temperatur des Kesselwassers bezw. die Dampfspannung beliebig hoch steigern zu können. Bei Verwendung von Einspritzkondensatoren zur See durfte man die Temperatur des Kesselwassers nie bis auf 144° C steigern; der Vorsicht halber ging man in der Regel mit der Temperatur nicht über 135° C, entsprechend einer Dampfspannung von 2 Atm. Überdruck, weil sich das im Seewasser enthaltene Salz bei dieser Temperatur bereits in größeren Mengen ausscheidet, sobald der Gehalt an Salz 12% übersteigt. Durch das mit Rücksicht auf eine möglichst lange Lebensdauer der Kessel erforderliche öftere teilweise Abblasen des heißen Kesselwassers gingen im günstigsten Falle 6 bis 7%, häufig jedoch weit mehr bis 15% Brennstoff verloren. Durch die Einführung der Oberflächenkondensation wurde das Ausblasen auf viel größere Intervalle beschränkt, hierdurch an Kohle gespart und infolge der sehr verminderten Bildung von Niederschlägen die Gefahr des Eindrückens der Feuerbüchsen- und Rauchkammerdecken wesentlich vermindert, daher man mit der Dampfspannung viel höher hinauf gehen konnte, als dies mit Einspritzkondensatoren möglich war.

Die Oberflächenkondensatoren der Schiffsmaschinen bestehen aus einer großen Anzahl enger Röhren, gewöhnlich aus Messing von 20 mm Durchmesser und 1 mm Wandstärke, durch welche kaltes Seewasser zirkuliert, während der Dampf mit der äußeren Oberfläche derselben in Berührung steht. Fallweise findet man die umgekehrte Anordnung, indem der Dampf durch die Röhren strömt und das Kühlwasser außen zirkuliert. Letztere Anordnung ist, obwohl wegen der schwierigen Reinigung und anderen



Gründen weniger vorteilhaft, in der Kriegsmarine dennoch die vorherrschende; ihr Hauptvorzug besteht in der geringen Wärmeausstrahlung, wodurch die Temperatur des Maschinenraumes eine angenehme wird.

Die freitragende Länge der Kondensatorröhren soll bei nur in Packungen ruhenden Röhren nicht mehr als 100 Durchmesser betragen, jene von fest mit der Rohrplatte verbundenen Röhren 120 Durchmesser nicht überschreiten.

Die Entfernung der Kondensatorröhren von einander richtet sich nach der Art ihrer Verbindung mit der Rohrwand; sie schwankt zwischen 25,5 und 33,5 mm. Im ersteren Falle beträgt die Anzahl Rohre pro qm Rohrwandfläche 1850, im letzteren Falle 1066. Die Röhren werden meist im Zickzack angeordnet.

Die gewöhnliche Schiffsmaschine hat vier Pumpen und zwar die Luftpumpe, welche genügend groß sein muß, um auch für den Fall der Not auszureichen, daß die Oberflächenkondensation durch Einspritzung ersetzt werden muß; die Speisepumpe; die Zirkulationspumpe und die sogenannte Lenz- oder Bilgepumpe. Die Zirkulationspumpe beschafft das zur Kondensation erforderliche Wasser; dieselbe ist entweder eine einfach- oder doppeltwirkende Kolbenpumpe oder bei größeren Maschinen eine von einer eigenen Maschine betriebene Zentrifugalspumpe; sie ist für große Anlagen der Kolbenpumpe weitaus vorzuziehen. Die geringfügigen Nachteile größeren Raumerfordernisses und aufmerksamerer Wartung, sowie die etwas höheren Kosten kommen den vielseitigen Vorzügen derselben gegenüber kaum in Betracht.

Die Bilgepumpe hat die Aufgabe, das durch Undichtheiten oder Leckwerden sich am Schiffsboden sammelnde Wasser zu entfernen. Die Pumpen werden gewöhnlich so angeordnet, daß im Falle eines ersten Lecks auch die Zirkulationspumpe ihren Wasserbedarf aus dem Bilge entnehmen kann.

Bei den heutigen modernen Anlagen großer Seeschiffe werden die Pumpen durch eigene von der Schiffsmaschine unabhängige Motoren betrieben\*).

Durch die Verbesserungen in der allgemeinen Anordnung und Detailkonstruktion der Schiffsmaschine war man bestrebt, einerseits den Verbrauch an Brennmaterial, andererseits das Gewicht der Maschine samt Kessel pro Leistungseinheit zu vermindern. Die Verminderung des Gewichts der Maschine spielt in manchen Fällen, speziell bei Kriegsschiffen, eine wichtigere Rolle als die Reduktion des Kohlenverbrauches. Die er-

\*) Über Schiffsmaschinen siehe: Busley, *Die Schiffsmaschine*, 2. Aufl. 1886. Ferner A. E. Seatons *Manual of Marine-Engineering*; R. Sennetts *Treatise on the Marine Steam-Engine*, W. H. Maws *Recent Practice in Marine-Engineering*; ferner A. J. Durston, *On the progress of Marine-Engineering, Engineering* 1897, sowie Dr. G. Bauer, *Berechnung und Konstruktion der Schiffsmaschinen und Kessel*, München und Berlin 1902.

zielten Fortschritte wurden einerseits durch die Erhöhung der Dampfspannung, andererseits durch die Erhöhung der Kolbengeschwindigkeit erreicht; auf den Einfluß der gesteigerten Dampfspannung auf die Ökonomie des Betriebes wurde bereits im ersten Abschnitte unter „Schiffsmaschinen“ hingewiesen. Hinsichtlich der Verminderung des Gewichtes von Maschine und Kessel (samt Wasserfüllung) kann als feststehend angenommen werden, daß dasselbe vor Einführung der Dreifachexpansion und des forcierten Zuges bei den Seedampfern der Handelsmarine ca. 220 kg pro PS<sub>i</sub> betrug. Bei den Schiffen der Kriegsmarine war dies Gewicht, infolge leichteren Unterbaues der maschinellen Anlage, etwas geringer und betrug durchschnittlich 160 kg. Durch die Einführung der Dreifachexpansion und des forcierten Zuges wurde das Einheitsgewicht wesentlich vermindert.

Dreifachexpansionsmaschinen der Handelsmarine, ohne forcierten Zug arbeitend, sind im allgemeinen nur um weniges leichter als Zweifachexpansionsmaschinen. In der Kriegsmarine jedoch, wo einerseits durch den künstlichen forcierten Zug die Geschwindigkeit erhöht, andererseits durch die Verwendung des Stahls für alle bewegten Teile der Maschine, Frames etc. das Verhältnis des Maschinengewichtes zur Leistung derselben vermindert wurde, trat eine ziemlich bedeutende Reduktion des Einheitsgewichtes ein. Ein Satz stehender Dreifachexpansionsmaschinen, welcher bei natürlichem Zuge 2200 PS indizierte, dessen Leistung jedoch bei forciertem Zuge und einer Pressung von rund 50 mm Wassersäule im Heizraum auf 4000 PS gesteigert wurde, wog im letzteren Falle, inkl. der Kessel, nur etwa 70 kg pro PS<sub>i</sub>. In einem anderen Falle, bei welchem der Zug auf 76 mm gesteigert wurde, die Maschine 4200 PS indizierte, die Kolbengeschwindigkeit im Mittel 5,4 m betrug und die Kessel als Lokomotivkessel gebaut, also die günstigsten Bedingungen vorhanden waren, verminderte sich das Gewicht pro PS<sub>i</sub> auf 62 kg. Selbst dieses geringe Einheitsgewicht bildet nicht die unterste Grenze, nachdem kleinere moderne Maschinenanlagen, namentlich jene der Torpedoboote, ein noch geringeres Gewicht pro Leistungseinheit ergeben. Die Anwendung der Dampfturbine als Schiffsmaschine andererseits ermöglicht eine so weitgehende Verminderung des Maschinengewichtes, wie sie durch Kolbenmaschinen nie erreicht werden konnte. Die Maschinen der „Turbinia“ (siehe Parsons Dampfturbine), welche 2100 PS indizieren, wiegen (ohne Kessel) weniger als 4000 kg; das Gewicht der ganzen maschinellen Einrichtung dieses Schiffes samt Pumpen, Kondensator, Wasserreservoirs, Kessel und Hilfsmaschinen beträgt 22000 kg, somit pro PS<sub>i</sub> nur 10,5 kg. Das außerordentlich günstige Verhältnis der Leistung der Maschine zu dem Gewichte derselben ist einerseits durch das geringe Gewicht der Turbinen im Verhältnis zu dem Gewichte einer gleich leistungsfähigen



Kolbenmaschine, andererseits durch die Verwendung von Wasserröhrenkesseln bei sehr stark forciertem Zuge begründet. Der Zug wurde durch einen Ventilator erzeugt, welcher mit einer der Turbinenwellen direkt verbunden ist und die Luft unter einer Pressung von ungefähr 200 mm Wassersäule in den Heizraum drückte.

Insofern große Leistungen bei verhältnismäßig geringen Gewichten der Maschinerie als eine Folge der erhöhten Kolbengeschwindigkeit erreicht werden, ist damit kein Verlust, im Gegenteil ein wenn auch nicht bedeutender thermodynamischer Gewinn verbunden. Forcierter Zug ohne gleichzeitige Vergrößerung der Heizfläche hat eine Verminderung des Wirkungsgrades zur Folge. Bei Kolbenmaschinen entspricht einer bestimmten Größe der Maschine auch ein bestimmtes Expansionsverhältnis dem günstigsten Verhältnisse zwischen Leistung und Gewicht derselben; wird dieses Expansionsverhältnis überschritten, dann wiegt der Gewinn an Kesselgewicht das vermehrte Gewicht der Maschine nicht auf, und umgekehrt wird bei größerer als der in diesem Sinne günstigsten Füllung das verminderte Maschinengewicht durch die Vermehrung des Kesselgewichtes mehr als ausbalanciert.

**211. Lokomotivmaschinen.** Die gewöhnliche einfache Lokomotivmaschine besteht aus zwei auf einem starren Rahmen unter dem Frontende des Kessels gelagerten horizontalen oder nahezu horizontalen direktwirkenden Maschinen, welche durch zwei auf ein und derselben Achse unter 90° versetzte Kurbeln gekuppelt und durch eine der bekannten Flachschieber-, Coulissen- oder Lenkersteuerungen gesteuert sind. Die Maschinen arbeiten zumeist ohne Kondensation; der Auspuffdampf dient, wie an früherer Stelle bereits erörtert, zur Erzeugung des künstlichen Zuges; bei einzelnen Maschinen wird ein Teil desselben, ungefähr  $\frac{1}{5}$ , zum Vorwärmen des Speisewassers benützt. Das während der Fahrt benötigte Speisewasser wird in Reservoirs zu beiden Seiten des Kessels oder im Tender der Maschine mitgeführt.

Auf der Kurbelachse befinden sich die beiden Triebräder, deren Reibungswiderstand auf den Schienen die zur Fortbewegung erforderliche Kraft bildet. Bei vielen Maschinen sind zur Vergrößerung der Zugkraft zu jeder Seite derselben zwei gleich große Triebräder angebracht und durch außerhalb liegende Kuppelstangen verbunden. Bei Güterzuglokomotiven pflegt man auch drei und vier Triebräder zu jeder Seite zu kuppeln, um einen noch größeren Teil des Gewichtes der Lokomotive zur Erzeugung der Zugkraft auszunützen. Man bezeichnet diese Anordnungen mit dem Ausdrücke „Vierkuppler“, „Sechskuppler“ und „Achtkuppler“. Gebräuchlicher ist es jedoch, die Anzahl der gekuppelten Lokomotiv-

achsen in ein Verhältnis zur Gesamtzahl der Achsen zu setzen; und zwar pflegt man dies Verhältnis durch einen echten Bruch auszudrücken, dessen Zähler die Anzahl der gekuppelten und dessen Nenner die Gesamtzahl der Lokomotivachsen bildet. Auf den meisten Hauptbahnstrecken, wo nicht besondere Verhältnisse zur Anwendung besonderer Lokomotivgattungen nötigen, dienen dieselben Lokomotiven für die Beförderung der Personen- und Schnellzüge, nur pflegt man, in Folge der sich stetig steigenden Ansprüche des Schnellzugverkehrs an die Fahrgeschwindigkeit und Zugbelastung, die neueren und stärkeren Lokomotiven für den Schnellzugsdienst, die älteren und weniger leistungsfähigen für den Personenzugsdienst zu verwenden.

Seit dem Jahre 1880 ist man immer mehr und mehr zu der  $\frac{3}{4}$  gekuppelten Lokomotive für den ganzen Personenverkehr übergegangen, da das durch die geforderte Leistungsfähigkeit bedingte Gesamtgewicht für die bis zu jenem Zeitpunkte gebräuchlichen drei Lokomotivachsen viel zu groß wurde und man andererseits in anbetracht der erhöhten Fahrgeschwindigkeit auch einen ruhigeren Gang und geringere Beanspruchung der Gleise erreichen wollte. Die meisten Lokomotiven dieser Anordnung haben vorne unter der Rauchkammer ein zweiachsiges Drehgestell nach amerikanischem Muster; dabei liegt die Triebachse gewöhnlich vor, die Kuppelachse hinter oder unter dem Feuerkasten des Kessels.

Lokomotiven mit drei gekuppelten Achsen sind in Amerika vielfach in Gebrauch; auch auf dem europäischen Festlande finden dieselben für Strecken mit starken Steigungen zunehmenden Eingang.

Die dreiachsige Lokomotive wird nur dort angewendet, wo an den Betrieb geringe Anforderungen gestellt werden oder die Leistungsfähigkeit durch Anwendung der Verbundwirkung entsprechend gesteigert wurde.

Die Bedingungen des Güterverkehrs, große Massen mit möglichst geringen Kosten zu befördern, fordern eine tunlichste Ausnützung der Zugkraft der Maschinen.

Bei den Güterzuglokomotiven werden daher, um das ganze Gewicht für die Zugkraft nutzbar zu machen, auf europäischen Bahnen sämtliche Achsen der Lokomotive gekuppelt. In Amerika pflegt man hingegen, um ruhigeren Gang und leichtere Beweglichkeit in den scharfen Krümmungen zu sichern, entweder ein Drehgestelle oder eine weniger belastete vordere Laufachse zu geben.

Die Anzahl der gekuppelten Achsen beträgt gewöhnlich 3 bis 5, je nach der Größe der geforderten Zugkraft. Auf europäischen Bahnen mäßiger Steigung ist die  $\frac{3}{5}$  gekuppelte Lokomotive die gebräuchlichste Bauart; für Strecken mit starken Steigungen werden in Österreich, Frankreich und Rußland die  $\frac{4}{4}$  gekuppelten Lokomotiven verwendet; in Eng-



land reicht in anbetracht der dort üblichen geringen Belastung der Züge die  $\frac{3}{3}$  gekuppelte Bauart im allgemeinen aus; nur für schwere Kohlenzüge kommen  $\frac{4}{4}$  gekuppelte Lokomotiven in Verwendung. Amerika benützt nur  $\frac{4}{4}$ , bei besonders hohen Anforderungen in neuerer Zeit auch  $\frac{5}{5}$  gekuppelte Maschinen.

Die Cylinder der Maschinen liegen entweder außerhalb oder innerhalb der Triebräder.

Bei Lokomotiven mit innenseitigen Cylindern liegen die beiden Cylinder innerhalb des Gestellrahmens nebeneinander; die Schubstangen derselben greifen an der in diesem Falle doppelt gekröpften Triebachse an. Bei Maschinen mit außenseitigen Cylindern sind diese so weit von einander entfernt, daß sie außerhalb des Gestellrahmens montiert sind und deren Schubstangen an den an der Außenseite der Triebräder, welche zugleich die beiden Kurbeln bilden, befindlichen Zapfen angreifen. Durch diese Anordnung wird die Kröpfung der Triebachse, der wundeste Punkt im Bau der Lokomotive, vermieden. Infolge der fortwährend wechselnden Beanspruchung und des so häufig geänderten Drehungssinnes der Lokomotivkurbelachse neigt dieselbe ganz besonders zu Brüchen und muß daher nach einer durch die Erfahrung bestimmten Benützungsdauer, um der Gefahr eines Bruches vorzubeugen, ausgewechselt werden.

In Deutschland, Österreich-Ungarn, der Schweiz, Rußland, Italien und Amerika wird den Außencylindern der Vorzug gegeben, wegen der besseren Übersicht der Triebwerksteile und Vermeidung der gekröpften Achsen. In England, Frankreich und Belgien werden vorwiegend Innencylinder angewendet, weil diese Anordnung einen festeren und einfacheren Zusammenbau des Vorderteiles der Lokomotive, geschütztere Lage des Triebwerkes, geringere Wirkung der Gegengewichte auf die Gleise und geringere Wärmeverluste durch Ausstrahlung der Cylinder und Steuerkästen bietet. Bei ausreichendem Achsstande läßt sich jedoch mit beiden Bauarten ruhiger Gang erzielen.

Bei Innencylindern wird fast ausschließlich Innensteuerung angewendet; die Schieberflächen liegen entweder einander zugekehrt zwischen den Cylindern oder geneigt, ungefähr einen rechten Winkel einschließend, über denselben. Bei Außencylindern wendet man der geschützteren Lage wegen mit Vorliebe Innensteuerung an, wenn nicht andere Verhältnisse die Außensteuerung bedingen.

Nachdem bei Innencylindern, bedingt durch den Gestellrahmen, wenig Raum für die Maschinen bleibt, so pflegt man die beiden Schieber Rücken an Rücken in einem gemeinschaftlichen Schieberkasten unterzubringen und dieselben so flach als möglich zu bauen. Bei Verwendung von Lenkersteuerungen legt man die Schieber auch horizontal auf den Rücken der

Cylinder. Lenkersteuerungen bieten speziell bei Innencylindermaschinen den Vorteil, daß jener Teil der Kurbelachsenlänge, welcher bei Coulissensteuerungen für die Excenter benötigt wird, zur Verbreiterung der Hauptlager, der Kurbelzapfenlager, sowie zur Verstärkung der Kurbelwangen ausgenützt werden kann. Auf dem Kontinente wird als Lenkersteuerung die Heusingersteuerung, in England die Joyststeuerung mit Vorliebe verwendet. (Siehe VIII. Abschnitt, § 141.)

Hinsichtlich der Detailausführung der Lokomotivmaschinen sei auf die bereits bei Besprechung der Lokomotivkessel angeführten neueren Schriften „Das Eisenbahnmaschinenwesen der Gegenwart“, erster Abschnitt, erster Teil, „Die Lokomotiven“ und G. Meyer, *Grundzüge des Eisenbahn-Maschinenbaues*, erster Teil, hingewiesen. Bezüglich der allgemeinen Anordnung einzelner Details sei jedoch hier im Zusammenhange nachstehendes bemerkt.

Die Gestalt der Dampfzylinder richtet sich nach ihrer Lage zum Rahmen. Der Spielraum zwischen Kolben und Deckel bzw. Boden beträgt 8 bis 10 mm; die Cylinder müssen mit Beibehaltung der Deckel um 8 bis 10 mm nachgebohrt werden können. Der hintere Deckel wird als Bodenhäufig mit dem Cylinder aus einem Stück gegossen, wodurch eine Dichtungsfläche erspart wird. Die Deckel werden zweckmäßig, um sie einschleifen zu können, außen kreisrund abgedreht und durch einen aufgelegten Flanschring aus Schweißeisen befestigt. Im anderen Falle erfolgt die Abdichtung des Deckels durch geriffelte Kupferblechstreifen.

Die Kolben werden aus mittelhartem Stahl hergestellt, ebenso die Kolbenstangen und in die Kolben warm eingezogen und vernietet oder mit Bolzen und Muttern versehen. Die Stärke der Kolbenstange wird gewöhnlich mit 0,15 bis 0,175 des Cylinderdurchmessers angenommen. Bei Verbundlokomotiven nimmt man beide Stangen gleich stark an.

Die Dichtung der Kolben erfolgt jetzt allgemein durch gußeiserne selbstspannende Ringe von 16 bis 30 mm Breite und 10 bis 16 mm Stärke. Die Stege zwischen den Kolben werden 13 bis 18 mm breit gemacht. Die Zahl der Ringe beträgt zumeist zwei; in England und Amerika werden vielfach drei schmälere Ringe angewendet.

Nach dem Vorgange der Marine hat man in neuerer Zeit auch bei den Lokomotiven Metallstopfbüchsen für die Kolben- und Schieberstangen eingeführt, nachdem die vegetabilischen und mineralischen Dichtungen dem erhöhten Dampfdrucke und der gesteigerten Temperatur nicht mehr genügend widerstanden. Man wendet die Metalliederungen zumeist in der Weise an, daß sie nur dichten, ohne die Stange zu führen, wodurch geringere Reibung und längere Dauer der Dichtungen und Stangen erreicht wird. Eine geeignete Metallmischung, durch welche Brüche und



Ausschmelzungen der Dichtungsringe tunlichst vermieden werden, ist hierbei von größter Wichtigkeit; eine solche Mischung besteht z. B. aus 89 Teilen Zinn, 7 Teilen Antimon und 4 Teilen Kupfer.

Die Geradfürungen werden meistens aus zwei Gleitschienen gebildet; diese Führung verdient auch den Vorzug vor der ein- und viergeleisigen; erstere wird nur dann angewendet, wenn es z. B. bei kleinen Triebrädern an Raum für zwei Schienen mangelt; die letztere Anordnung ist in England bei Innencylindern beliebt und besteht für jeden Kreuzkopf aus vier parallelen Flachschiene. Diese Schienen sind am besten aus Flußeisen mit gehärteter Oberfläche. Zum Nachstellen derselben dienen Zwischenlager an den Befestigungsstellen.

Die Kreuzköpfe sind der Bauart der Gleitschienen entsprechend geformt. In Deutschland wird die Gabel gewöhnlich aus Schweißeisen mit gußeisernen, rotgußgefütterten Gleitschuhen hergestellt; doch finden in neuerer Zeit Kreuzköpfe, welche aus einem Stück Stahlformguß gebildet sind, des geringeren Gewichtes und der Einfachheit wegen eine immer zunehmende Anwendung. Die Rotgußfutter nützen sich stark ab; Gleitschuhe aus Hartguß zeigen sehr geringe Abnutzung, sind aber gegen Staub sehr empfindlich; am besten scheinen nach den bisherigen Erfahrungen Futter aus Weißmetall zu sein.

Die Schubstangen sollen mit Rücksicht auf den Einfluß der abwechselnd bewegten Massen so leicht als möglich, also tunlichst in den Formen gleicher Widerstandsfähigkeit gehalten werden, ohne scharfe Übergänge und Ecken, weil bei plötzlichen Querschnittsübergängen und stark auftretenden Belastungen nur zu leicht Brüche eintreten. Der Stangenschaft wird hochkantig, rechteckig oder noch besser I-förmig geformt. Für die Stangenköpfe soll wenn möglich die geschlossene Form gewählt werden; an offenen Köpfen bei Innencylindern treten selbst bei zähstem Material der Stange leicht Brüche in den Kanten ein. Die Länge der Kurbelstangen soll nicht kleiner als die sechsfache Länge der Kurbel gewählt werden, da sich sonst leicht ein unruhiger Gang bemerkbar macht. Als Stangenmaterial empfiehlt sich bestens Flußeisen oder zäher Stahl. Die Stangenlager bestehen in der Regel aus hartem Rotguß, z. B. 82 Teile Kupfer, 17 Teile Zinn und 1 Teil Blei.

Gleiches gilt, mit Ausnahme der Länge, für die Kuppelstangen.

Die Berechnung und Anbringung der Gegengewichte in den Triebrädern wurde bereits in § 182 erörtert.

**Verbundlokomotiven.** Es ist heute noch eine offene Frage, ob die Anwendung der Verbundlokomotive bestimmte Vorteile bietet, wenn außer der Ökonomie des Brennstoffverbrauches auch die Bequemlichkeit der Fahrt sowie die Kosten der Reparaturen inbetracht kommen.

Wenngleich die Geschichte der Verbundlokomotive bis zum Jahre 1834 zurück verfolgt werden kann, in welchem Jahre der deutsche Ingenieur G. M. Roentgen in Frankreich ein Patent auf eine Expansionsdampfmaschine mit unabhängigen und kombinierten Cylindern, anwendbar auch auf Eisenbahnmaschinen, nahm, begann doch die eigentliche Entwicklung der Verbundlokomotive erst von dem Zeitpunkt an, als der schweizerische Ingenieur A. Mallet aus Genf sich mit derselben zu beschäftigen begann. Mallet studierte seit dem Jahre 1867 die Verbundschiffmaschine auf wissenschaftlicher Grundlage und kam hierbei 1874 auf den Gedanken, die Verbundwirkung auch auf Lokomotivmaschinen anzuwenden. Im Oktober 1874 nahm derselbe in Frankreich sein erstes Patent auf eine Verbundlokomotive. In der Patentschrift sowie in einer 1875 in der *Revue industrielle* erschienenen Abhandlung spricht sich Mallet eingehend über die allgemeine Anwendung von Verbundlokomotiven mit zwei und vier Cylindern und unter 0° bzw. 90° versetzten Kurbeln, sowie über eine neue Anfahrvorrichtung aus.

Nach vielfachen Bemühungen kamen 1876 drei  $\frac{2}{3}$  gekuppelte Verbundtenderlokomotiven nach Mallets Entwürfen von Schneider & Co. in Creuzot für die Bayonne-Biarritz-Bahn gebaut, als erste Verbundlokomotiven der Welt in Betrieb. Die Cylinder hatten 240 bzw. 400 mm Durchmesser bei 450 mm Hub; das Volumsverhältnis betrug somit 1:2,78.

Diese drei Maschinen arbeiteten gleichmäßig und ruhig und erzielten gegen gleich starke Zwillinglokomotiven eine 25% Brennstoffersparnis. Das Verbindungsrohr zwischen Hochdruck- und Niederdruckcylinder ging durch die Rauchkammer, wodurch einerseits ein genügender Fassungsraum desselben in seiner Eigenschaft als Receiver, andererseits eine Trocknung des Dampfes vor seinem Eintritte in den Niederdruckcylinder erzielt wurde. Um das Anfahren zu ermöglichen, war an der Maschine ein Reduktionsventil angebracht, durch dessen Vermittelung Dampf von geringerer als der Kesselspannung direkt in den Niederdruckcylinder eingelassen werden konnte. Die Umsteuervorrichtung war so eingerichtet, daß durch eine einzige Bewegung beide Cylinder betätigt wurden, andererseits der Füllungsgrad für jeden der beiden Cylinder getrennt eingestellt werden konnte.

Die günstigen Ergebnisse dieser ersten Verbundlokomotiven veranlaßten auch andere Bahnen, Versuche mit diesem Maschinensystem zu machen. Französische Schmalspurbahnen erzielten 1877, die russische Südostbahn 1879 günstige, die österreichische Kaiser-Ferdinand-Nordbahn jedoch in demselben Jahre ungünstige Erfolge. Im Jahre 1880 wurden von F. Schichau in Elbing die ersten Verbundlokomotiven in Deutschland gebaut. Das Cylindervolumverhältnis wurde auf 1:2,25 reduziert. Die



Kohlensparnis betrug 16,5%. Die zusammengehörigen Füllungsgrade waren für den Hochdruckcylinder 0,2, 0,4, 0,6 und 0,8; für den Niederdruckcylinder 0,32, 0,5, 0,66 und 0,8. Zum Anfahren diente ein kleines Druckminderungsventil, welches Dampf von  $\frac{1}{3}$  der Kesselspannung in den Verbinder ließ und nach erfolgtem Anfahren vom Führer geschlossen wurde. Bei den in den Jahren 1883 und 1884 gebauten Güterzug- und Schnellzuglokomotiven zeigte es sich jedoch, daß diese Anfahrvorrichtung nicht wirksam genug funktioniere, um straff gekuppelte Züge genügend rasch und sicher anzuziehen. Mußte der große Kolben anziehen, dann entwickelte sich der hierzu erforderliche Dampfdruck nicht rasch genug; mußte der Hochdruckkolben anziehen, dann übte der Verbinderdruck einen so starken Gegendruck auf denselben aus, daß der Differenzdruck oft nicht genügte.

Die meisten Patente, welche in den folgenden Jahren auf Anfahrvorrichtungen genommen wurden bezweckten, den Verbinder während des Anfahrens zeitweilig gegen den großen Cylinder abzuschließen, damit der Arbeitsdruck auf den großen Kolben nicht als schädlicher Gegendruck auf den kleinen Kolben wirkt. Das Absperrmittel war entweder ein Ventil, eine Klappe oder ein Gitterschieber. Die Anordnung wurde hierbei so getroffen, daß das Absperrorgan von dem Kesseldampfe reduzierter Spannung auf seinem Wege zum Schieberkasten des großen Cylinders selbsttätig geschlossen und so lange geschlossen erhalten wurde, bis der aus dem kleinen Cylinder ausströmende Dampf sich im Verbinder so weit verdichtet hatte, daß er das Organ wieder eröffnete und damit den Zutritt frischen Dampfes in den Verbinder bzw. Niederdruckcylinder absperrte.

Zur Druckverminderung des Kesseldampfes wendete man entweder verengte Rohre oder besondere Druckverminderungsventile bzw. Kolbenschieber an. Außerdem war auf dem Verbinder oder dem Schieberkasten des großen Cylinders ein Sicherheitsventil angebracht, damit der Druck ein bestimmtes Maß nicht überschreite. Nur bei den Anfahrvorrichtungen von Krauß, Lindner und Gölsdorf wurde der Verbinder nicht vom kleinen Cylinder abgeschlossen, sondern der Gegendruck in diesem durch andere Mittel beschränkt.

Das Malletsche Lokomotivsystem bietet den Vorteil, daß es die Umwandlung der gewöhnlichen Zwillingmaschine in eine Verbundmaschine gestattet und daß die Anzahl der bewegten bzw. arbeitenden Teile nicht größer ist, wie jene der gekuppelten Einfachexpansionsmaschine; der Nachteil des Systems liegt nur in der Unsymmetrie der Maschine. Mallet empfahl daher die Anwendung von vier Cylindern und zwar je einen Hochdruck- und Niederdruckcylinder in Tandemaufstellung zu jeder Seite der Maschine. Eine andere symmetrische Anordnung wurde benützt, bei welcher die

beiden Hochdruckcylinder außenseitig und die beiden Niederdruckcylinder innenseitig angeordnet sind. Die englische Nordost-Eisenbahn benützt Innenseitverbundmaschinen mit parallel nebeneinander liegenden Cylindern und auf dem Rücken derselben arbeitenden, durch Joysteuerung gesteuerten Schiebern. Auf amerikanischen Bahnen laufen Lokomotiven mit gekuppelten Verbundmaschinen derart angeordnet, daß die beiden Cylinder der beiden Einzelmaschinen unmittelbar übereinander angeordnet sind; das Volumsverhältnis derselben beträgt 1 : 3.

Die eingehendsten Versuche über die Verbundwirkung bei Lokomotivmaschinen wurden von F. W. Webb auf der London-Nordwestbahn seit dem Jahre 1881 in großem Stile durchgeführt. Webb benützt bei seinem System drei Cylinder. Die beiden gleich großen Hochdruckcylinder sind außerhalb angeordnet und arbeiten auf zwei unter  $90^\circ$  versetzte Kurbelzapfen der rückwärtigen Triebachse. Der gemeinschaftliche, entsprechend groß dimensionierte Niederdruckcylinder liegt unterhalb der Rauchkammer und arbeitet auf die in der Mitte gekröpfte vordere Triebachse. Die beiden Triebachsen sind nicht gekuppelt; die Stellung der Niederdruckkurbel zu den Hochdruckkurbeln ist daher nicht unverrückbar, sondern gestattet eine gewisse Veränderlichkeit im Falle ungleichen Gleitens der Triebräder. Es ist dies jedoch ohne wesentliche Folgen in anbetracht des großen Volumens des Receivers und der Gleichförmigkeit, mit welcher die beiden Hochdruckcylinder Dampf an denselben abgeben. Der Receiver wird, wie bei der Malletschen Anordnung, durch die langen, durch die Rauchkammer geführten Übergangsrohre gebildet.

Zur Betätigung der drei Flachschieber dient die Joysteuerung; die Schieber der beiden Hochdruckcylinder liegen unterhalb derselben, der Schieber des Niederdruckcylinders auf dessen Rücken; infolge dieser Anordnung heben sich die Schieber der Hochdruckseiten etwas vom Spiegel ab, wenn die Maschine bei geschlossenem Dampfventil abwärts fährt. Die ganze Anordnung der Maschine ist vollkommen symmetrisch und bietet zugleich den Vorteil der größeren Zugkraft von vier Triebrädern, ohne den Nachteilen der Kuppelstangen; außerdem ist nur eine der beiden Triebachsen gekröpft und nachdem die Kröpfung in der Mitte der Achse liegt, bleibt genügend Raum für lange Lagerstellen derselben.

Die vielen Mängel, welche die Verbundlokomotive zu Anfang ihrer Einführung besaß, sind heute, dank der eingehenden Versuche, welche namentlich auf den preußischen Staatsbahnen durchgeführt wurden, meistens richtig erkannt und daher größtenteils behoben. Die Anwendung der Verbundwirkung bei Lokomotiven nimmt daher mit jedem Jahre zu. Die Zweicylinderverbund-Eilzugslokomotive hat sich in Österreich, Deutschland, Rußland und der Schweiz nahezu vollkommen eingebürgert, während in



Frankreich die Viereylindermaschine bevorzugt wird; diese Bauart wird aber voraussichtlich auch bald in anderen Ländern eingeführt werden, nachdem die Anforderungen an die Zugkraft der Maschinen in steter Zunahme begriffen sind. Von den anlässlich der Pariser Ausstellung 1900 ausgestellt gewesenen 65 Lokomotiven war fast die Hälfte (32) Eilzugslokomotiven; von diesen waren 11 Stück Zwillingslokomotiven, 7 Zweicylinder- und 14 Viereylinderverbundmaschinen. Die französischen Eilzugsverbundmaschinen hatten fast durchwegs 340/550 mm Cylinderdurchmesser bei 640 bis 650 mm Hub (Volumsverhältnis 1 : 2,6). Die österreichischen Maschinen 500/750 bis 500/800 mm Cylinderdurchmesser (Volumsverhältnis 1 : 2,25) bei 600 bis 720 mm Hub. Die Eilzugsmaschinen Deutschlands 330/520 bis 450/670 mm Cylinderdurchmesser (Volumsverhältnis 1 : 2,48 bis 1 : 2,22) bei 600 bis 650 mm Hub. Die Eilzugsmaschinen Rußlands 360/580 bis 500/730 mm Cylinderdurchmesser (Volumsverhältnis 1 : 2,33 bis 1 : 2,12) bei 610 bis 650 mm Hub.

Hinsichtlich der Steuerung sei an dieser Stelle noch bemerkt, daß in neuerer Zeit statt der Flachschieber angeblich mit bestem Erfolge entlastete Doppelkolbenschieber bei den Lokomotiven der französischen Staatsbahn eingeführt wurden. Das Schiebergehäuse ist so nahe als möglich an den Cylinder gerückt; der Kesseldampf strömt zwischen den Schiebern ein, während der Abdampf an den Enden austritt und über dem Gehäuse hinweg abströmt. Diese Schieber (System Ricour) sollen bis 1 Million km gelaufen sein, ohne daß die geringste Abänderung erforderlich gewesen wäre. Nachdem dieser Kolbenschieber jedoch bei keiner anderen, selbst nicht bei französischen Bahnen, Eingang gefunden hat, so dürften doch die Vorteile desselben (leichte Umsteuerbarkeit, geringerer schädlicher Raum, geringerer innerer Widerstand der Maschine und verminderte Schieberabnutzung) durch die Nachteile dieser Konstruktion aufgewogen werden.

Seit einigen Jahren macht sich im Baue der Lokomotivmaschine neuerdings ein Wandel fühlbar, hervorgerufen durch das Bestreben, die Vorteile des überhitzten Dampfes auch für diese Gattung von Maschinen nutzbar zu machen.

Die Tatsache, daß überhitzter Dampf im Gegensatze zu gesättigtem Dampf ein schlechter Wärmeleiter ist, daher bei genügender Überhitzung und den wirtschaftlichen Füllungsgraden einer Coulissen- oder Lenkersteuerung jeder nennenswerte Niederschlag im Cylinder vermieden werden kann, während gesättigter Dampf durchschnittlich 30% seines Gewichtes bei der Arbeit in den Cylindern durch Niederschlag verliert, eröffnete die Aussicht, auf die einfache Zwillingsbauart der Lokomotivmaschine zurückkehren und somit bei kleinstem Gewichte erhöhte Leistungsfähigkeit, also wirtschaftlicheren Betrieb erzielen zu können.

Um die Vorteile der zweistufigen Dampfdehnung ausnützen zu können, mußten bei Lokomotiven die bisherigen Spannungen von höchstens 10 Atmosphären verlassen und zu Spannungen von 12, 14, in neuerer Zeit sogar 16 Atmosphären, entsprechend einer Dampftemperatur von rund 200° C, übergegangen werden. Dieser hohe Druck, vereint mit der erhöhten Temperatur, hatte eine wesentliche Erhöhung der Anschaffungs- und Erhaltungskosten des Kessels und der Feuerkiste zur Folge, welchen eine nicht besonders namhafte Kohlenersparnis gegenübersteht. Der Verbundart mit zwei Cylindern haften außerdem infolge der zur Längsachse der Lokomotive unsymmetrischen Bauart der Maschine Mängel an, welche mit der Größe der Lokomotive und der Fahrgeschwindigkeit derselben nicht unerheblich wachsen. Andererseits ist die Größe der Maschine beschränkter wie jene der Zwillingmaschine, weil der Niederdruckcylinder sehr bald Dimensionen erhalten muß, welche das Normalprofil unter Umständen überschreiten können.

Diese Gründe haben daher zur Teilung der einfachen großen Verbundmaschine in zwei kleinere Verbundmaschinen geführt. Ein wirtschaftlicher Fortschritt wurde durch diese Bauart natürlich nicht erzielt, der Vorteil derselben liegt in der Beseitigung der erwähnten Nachteile der Zweicylinderverbundmaschine, sowie in dem Umstande, daß durch die Verteilung des Dampfdruckes auf vier Arbeitskolben und vier Kurbeln die Anfangsdrücke vermindert und die Gleichförmigkeit des Ganges infolge leichteren Ausgleiches der hin- und hergehenden Massen erhöht wurde. Berücksichtigt man jedoch, daß eine viercylindrige Maschine für gleiche Leistung größere Niederschlagsverluste ergibt als die Zweicylindermaschine, daß ferner die Reibungsverluste infolge der doppelten Anzahl von Schiebern, Stopfbüchsen und des vermehrten Gestänges jedenfalls größer sein werden als bei der ungeteilten Verbundmaschine, daß die Übersicht und Bedienung erschwert, endlich die Instandhaltung kostspieliger sein wird, so ergibt sich wohl von selbst, daß die Anwendung der Viercylinderverbundmaschine nur dann gerechtfertigt erscheint, wenn eine Zweicylindermaschine wegen der räumlichen Ausdehnung ihres Niederdruckcylinders und der damit verbundenen Nachteile an der Grenze ihrer Zugkraft und Schnelligkeit angelangt ist.

Die Rückkehr zur einfachen Naßdampfzwillingsmaschine, deren Zugkraft und Geschwindigkeit fast ebenso gesteigert werden kann, wie jene der Viercylinderverbundmaschine, ist jedoch durch den verhältnismäßig großen Kohlen- und Wasserverbrauch sehr erschwert.

In dieser Notlage befindet sich der Lokomotivbau; ein glücklicher Ausweg scheint durch die Einführung einfacher Dampfdehnung in zwei Cylindern, unter Benützung überhitzten Dampfes gefunden zu sein.



Bei der Einführung der Heißdampfmaschine war nicht die Frage zu beantworten, ob die Einführung der Dampfüberhitzung als solche die theoretisch nachweisbaren und durch die Erfahrung an ortsfesten und Schiffsmaschinenanlagen erwiesenen thermischen Vorteile auch für den Lokomotivbetrieb bringen werde, sondern ob es möglich sei, die Lokomotive mit ihrer auf den kleinsten Raum beschränkten Kesselanlage und ihrer in Wind und Wetter arbeitenden Dampfmaschine so zu bauen, daß in einfacher und sicher wirkender Weise Heißdampf von durchschnittlich 300° C erzeugt und in den Cylindern der Maschine dauernd und betriebs-sicher verarbeitet werden kann.

Diese Bedenken überwindend, wurde nach vielen, teilweise vergeblichen Versuchen des um die Einführung des Heißdampfes hochverdienten Ingenieurs W. Schmidt, einen brauchbaren, gut funktionierenden Überhitzer für Lokomotivkessel zu schaffen, vor etwa vier Jahren ein Überhitzer, welcher aus einem im Langkessel eingebauten weiten Flammrohr bestand, bei einer  $\frac{2}{4}$ -gekuppelten Schnellzuglokomotive, sowie bei einer  $\frac{2}{4}$ -gekuppelten Personenzuglokomotive der königlichen Eisenbahndirektion Hannover, beziehungsweise Cassel, verwendet. Dieser Überhitzer von 445 mm lichten Durchmesser ist zentrisch in den Langkessel eingebaut; in diesem Flammrohre befindet sich ein System von 24 haarnadelförmig gebogenen Überhitzerröhren von 30 mm Durchmesser. Die Gesamtheizfläche des Kessels beträgt 85 qm, die Überhitzerfläche 18 qm.

Die Feuergase werden durch Blasdampf aus der Feuerbüchse in das Flammrohr eingesaugt und treten durch regulierbare Schlitze am vorderen Ende des Rohres in die Rauchkammer\*). Diese beiden Lokomotiven befinden sich nun seit ungefähr drei Jahren im Dienste der genannten Direktionen und haben die gehegten Erwartungen hinsichtlich des Heißdampfbetriebes vollauf bestätigt. Die mit dem nicht genügend feuerbeständigen Flammrohrüberhitzer gesammelten Erfahrungen haben jedoch zum Verlassen dieser Konstruktion und zur Verwendung von **Rauchkammerüberhitzern** geführt. Diese Überhitzerbauart paßt sich den Formen des Lokomotivkessels in viel vollkommenerer Weise an als der Langkesselüberhitzer und steht nun bereits seit ungefähr  $1\frac{1}{2}$  bis 2 Jahren bei verschiedenen Lokomotiven in dauerndem Betrieb. Diese Maschinen haben sich bisher infolge ihrer einfachen Bedienung, ihrer großen Leistungsfähigkeit bei verhältnismäßig geringem Kohlen- und Wasserverbrauch und des sicheren Anfahrens nur bestens bewährt und den Beweis erbracht, daß eine nach den, in der verhältnismäßig so kurzen Zeit gewonnenen

---

1) Zeichnung und Beschreibung dieses Überhitzers siehe: E. Brückmann, *Die Lokomotiven der Pariser Weltausstellung 1900*, Z. d. V. *Deutscher Ing.* 1901, S. 1663.

Erfahrungen gebaute einfache zweicylindrige Zwillingsheißdampfmaschine den zwei- und viercyllindrigen Verbundlokomotivmaschinen gleicher Gattung überlegen ist, das Verlassen des Naßdampfes daher keinen Fehlgriff, sondern einen wesentlichen Fortschritt im Lokomotivbau und Betrieb bedeutet.

Der nach Entwürfen Schmidts gebaute Überhitzer besteht aus 62 Röhren von 30 bis  $33\frac{1}{2}$  mm innerem Durchmesser, welche der Form der Rauchkammerwandung entsprechend so gebogen sind, daß sie der Hauptsache nach drei konzentrische ringförmige Lagen bilden. Die nach oben abgebogenen Enden dieser Rohrbündel sind in den Boden je einer langen Dampfkammer eingewalzt, die rechts und links vom Schornstein an der Rauchkammerwand angebracht sind.

Dem Überhitzer wird ein Teil der in der Feuerbüchse entwickelten heißen Verbrennungsgase direkt zugeführt; hierzu dient ein im unteren Teile des Langkessels zwischen den Siederohren eingebautes Flammrohr von 280 bis 300 mm Durchmesser. Die Heizgase strömen aus der Feuerkiste durch dieses cylindrische Rohr nach dem in der Rauchkammer eingebauten Überhitzer, umspülen sämtliche Überhitzerrohre und ziehen dann, aus dem Überhitzer austretend, gemeinsam mit den aus den Siederohren austretenden Heizgasen durch den Schornstein ab.

Das Temperaturgefälle der Heizgase vom Eintritt in das Flammrohr bis zum Austritt in den Schornstein kann auf rund  $800^{\circ}\text{C}$  geschätzt werden und genügt, um den Naßdampf von  $192^{\circ}\text{C}$  bei länger andauernder Fahrt auf  $330^{\circ}\text{C}$  zu erhitzen. Die Messungen ergaben, daß in der Mitte des Überhitzungsraumes eine Durchschnittstemperatur von  $700^{\circ}\text{C}$  herrscht und daß die abziehenden Gase im Mittel eine Temperatur von  $350^{\circ}\text{C}$  besitzen. Die Temperatur des Dampfes im Schieberkasten beträgt durchschnittlich  $300^{\circ}\text{C}$ .

Mit der Verwendung so hoch überhitzten Dampfes ging der konstruktive Umbau der Dampfmaschine selbst Hand in Hand. Zur Steuerung dienen Kolbenschieber mit innerer Einströmung und äußerer Ausströmung. Hierdurch wurde nicht nur eine natürliche völlige Entlastung gewährleistet, sondern auch der weitere Vorteil erreicht, daß die Stopfbüchsen am Schieberkasten entfallen, nachdem zu beiden Seiten der Schieber nur die geringe Auspuffspannung herrscht, welche sich in einfachen, genügend langen Führungen verliert. Die Schieber gehen daher so leicht, daß sie bei jedem Kesseldrucke von Hand aus hin und her bewegt werden können; infolgedessen können auch die Steuerteile leichter als bei gewöhnlichen Naßdampflokomotiven hergestellt werden und versprechen aus dem gleichen Grunde eine längere Lebensdauer.

Als Dampfkolben hat sich nach vielen Versuchen der einfache schwedische Kolben mit drei etwas abgeänderten Dichtungsringen vorzüglich



bewährt. Die Abänderung besteht darin, daß die Dichtungsringe nicht zum Tragen des Kolbens, sondern lediglich nur zum Abdichten dienen und durch den hinter sie tretenden Dampf an die Cylinderwandung angedrückt werden.

Hinsichtlich der Detailausführung der Überhitzer sowie der Dampfmaschine der Heißdampflokomotive sei auf die in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrgang 1901 und 1902, veröffentlichten Berichte über die Lokomotiven der Pariser Ausstellung 1900 von E. Brückmann, sowie auf „Die Anwendung von hochüberhitztem Dampf im Lokomotivbetrieb“ von Garbe, 1902 Heft 5 und 6 verwiesen; letztere Arbeit enthält auch eine umfassende Zusammenstellung der bisher mit Heißdampflokomotiven erzielten Betriebsergebnisse. Eine Gegenüberstellung der von zwei Heißdampf- und zwei Verbundschnellzugslokomotiven auf derselben Strecke und unter sonst gleichen Verhältnissen erzielten Betriebsergebnisse zeigen heute bereits, daß die Verbundmaschine bei gleicher Leistung durchschnittlich um 11 bis 12% mehr Kohle und über 30% mehr Wasser verbraucht als die Heißdampflokomotive. Berücksichtigt man hierbei, daß die erst vor zwei Jahren erbauten Heißdampflokomotiven heute nicht auf der Höhe der Erfahrung stehen können, daher noch einen gewissen Vervollkommnungsprozeß durchmachen werden, daß die Maschinen ohne Hilfsvorrichtung leicht anfahren, ihre Bedienung keine anderen Anforderungen stellt als die gewöhnliche Naßdampfzwillingsmaschine, dann kann kaum mehr ein Zweifel bestehen, daß die Anwendung des Heißdampfes mit bedeutenden Vorteilen für den Lokomotivbetrieb verbunden ist. Die durch den Wegfall der Dampfniederschläge vermehrte Leistungsfähigkeit des Kessels, sowie die bekannte Dünflüssigkeit des hoch überhitzten Dampfes erleichtern auch dem Konstrukteur ungemein die Aufgabe, Dampflokomotiven für die höchsten noch praktisch verwendbaren Geschwindigkeiten in einfachsten Formen zu bauen.

---