

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 Freistahlprinzip 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.

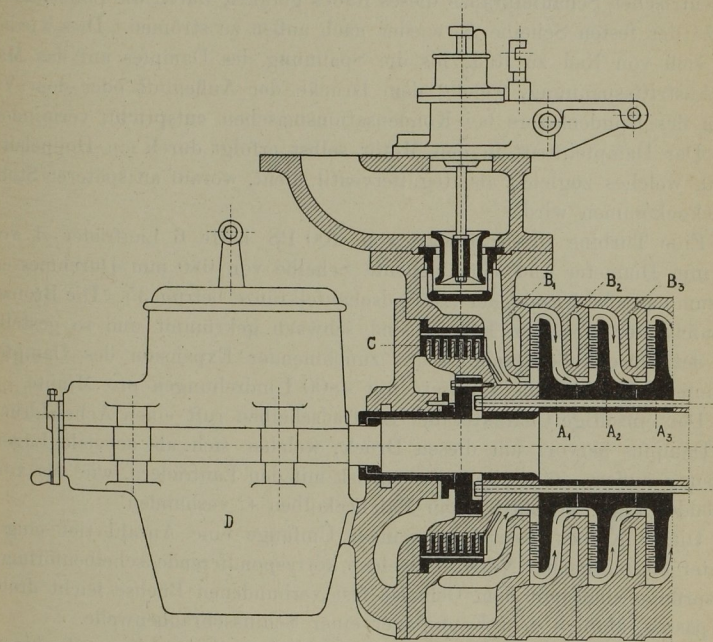


Fig. 235.

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 Wärmeleistungsmaschine 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.

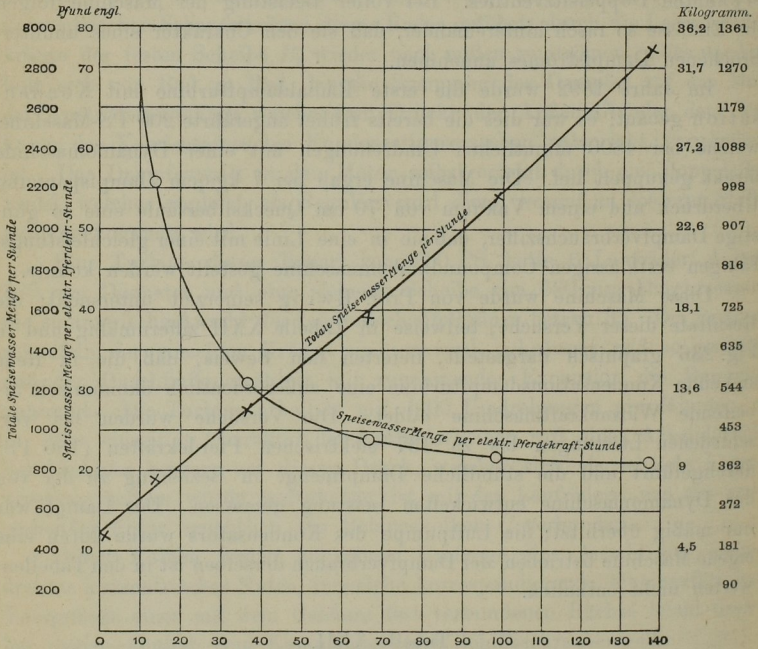


Fig. 236. Elektrische Pferdekraft.

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.

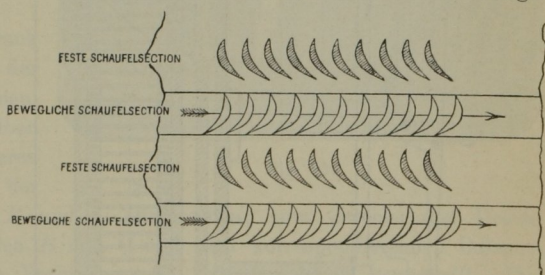


Fig. 237.

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-



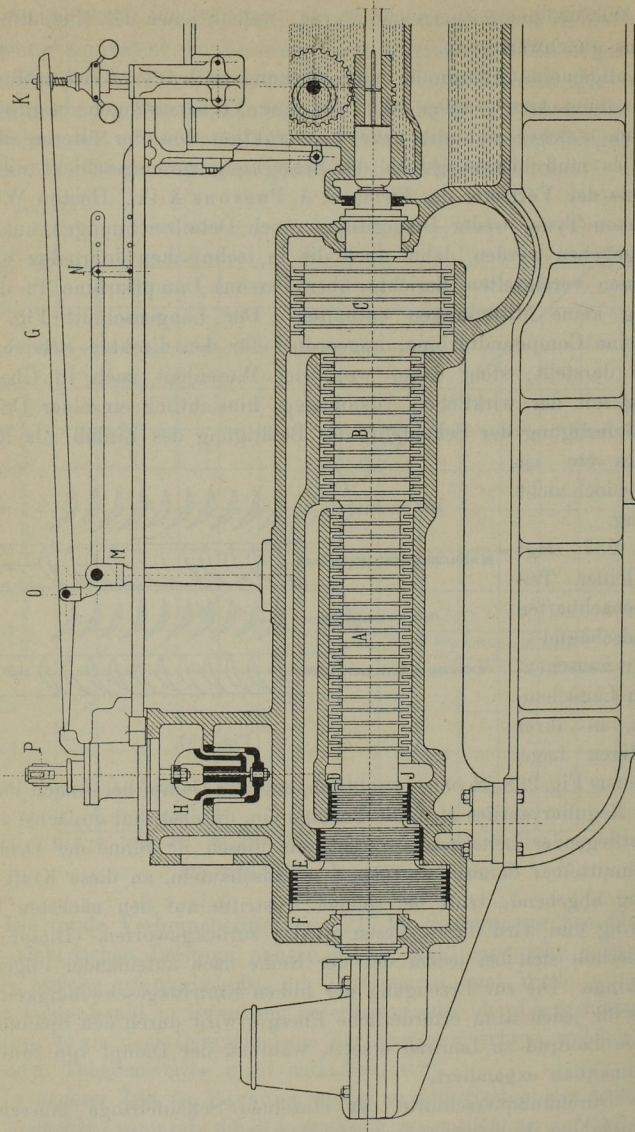


Fig. 238.

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

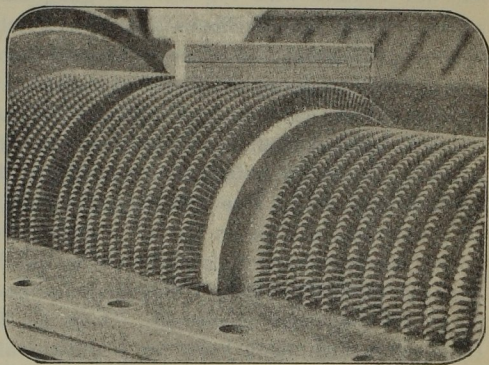


Fig. 239.

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.

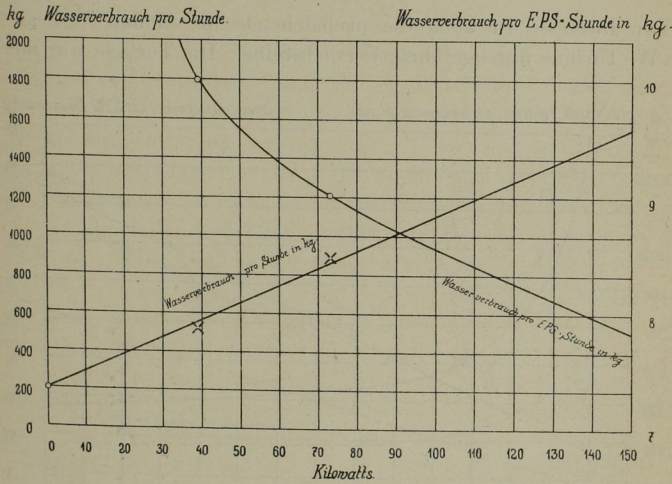


Fig. 240.

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

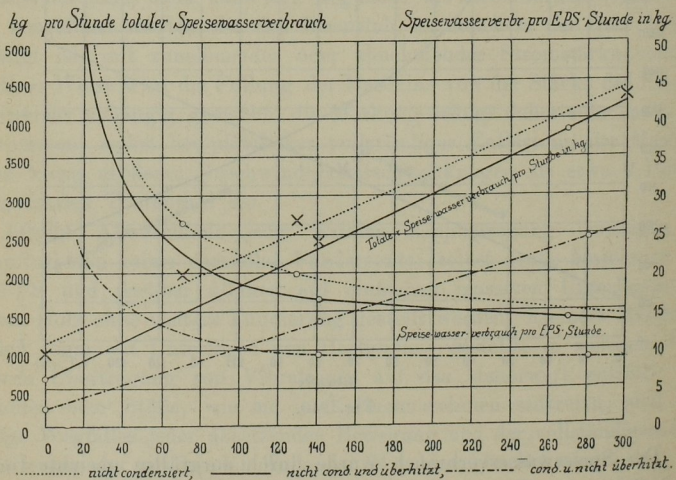


Fig. 241.

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 Konden- sator 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.

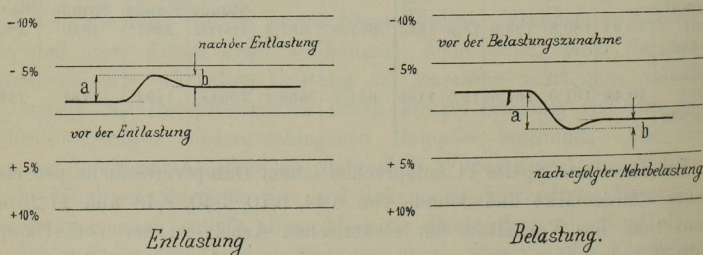


Fig. 242.

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-

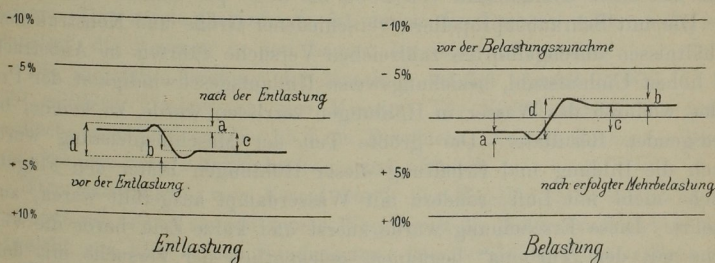


Fig. 243.

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 Niederdruckturbinen 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 Turbinen 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 Hochdruckturbinen, nimmt sodann seinen Weg durch die Niederdruckturbinen und entweicht von hier in den Kondensator. Die Reversierturbine rotiert mit der Welle der Niederdruckturbinen 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.