

Die

# Entwicklung der Schiffsmaschine

in den letzten Jahrzehnten.

Von

**Carl Busley,**

Kaiserlicher Marine-Ingenieur.

Mit 43 Textabbildungen und 3 lithographirten Tafeln.



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1888

Die

# Entwicklung der Schiffsmaschine

in den letzten Jahrzehnten.

Von

**Carl Busley,**

Kaiserlicher Marine-Ingenieur.

Mit 43 Textabbildungen und 3 lithographirten Tafeln.



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1888

ISBN 978-3-662-32422-6      ISBN 978-3-662-33249-8 (eBook)  
DOI 10.1007/978-3-662-33249-8

**Sonderabdruck**

aus der

**Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure**

1888.

Additional material to this book can be downloaded from <http://extras.springer.com>

## VORWORT.

---

Die Einführung der Dreifach-Expansionsmaschine auf den meisten in den letzten Jahren erbauten Kriegs- und Handelsdampfern und die mit denselben verknüpfte hohe Dampfspannung, sowie die fortschreitende Verbreitung der Kesselfeuerungen mit künstlich zugeleiteter Verbrennungsluft und daran anschließender Einrichtungen führten nicht nur eine Reihe den rationellen Bau der Maschinen und Kessel betreffender, offener Fragen herbei, sondern ließen auch im späteren Betriebe solcher Maschinen- und Kesselanlagen auf See ungeahnte praktische Schwierigkeiten entstehen, deren man erst im Laufe der Zeit nach teilweise recht bitteren Erfahrungen und vielen mühevollen Versuchen Herr werden konnte. Die nachstehende Arbeit hat es sich zur besonderen Aufgabe gestellt, die hauptsächlichsten dieser in den bedeutenderen Kriegs- und Kauffahrtei-Marininen gesammelten, vielfach zerstreuten und daher in ihrem ganzen Umfange nicht allgemein zugänglichen Erfahrungsergebnisse, nach ihrem Entwicklungsgange gegliedert und mit kritischen Wertschätzungen versehen, zum Gemeingut der deutschen Fachgenossen zu machen.

Kiel, im August 1888.

**Der Verfasser.**

# Inhaltsverzeichnis.

<b>Einleitung.</b>		Seite
	Einrichtung und Wirtschaftlichkeit der Watt'schen Maschinen . . . . .	1
	Frühere Verbesserungen der Watt'schen Maschinen . . . . .	1
	Neuere Umwälzungen im Schiffsmaschinenbau . . . . .	1
 <b>I. Fortschritte in der Verwendung des Dampfes.</b> 		
a) Der Dampfmantel.		
	Praktische Ausführung der Dampfmäntel. Versuche von Humphrys und Penn . . . . .	2
	Dampfverluste durch Kondensation im Cylinder. Versuche von Gately und Kletzsch . . . . .	3
	» » » im Dampfmantel. Versuche von Longridge . . . . .	3
	Abnahme der Wirkung des Dampfmantels bei großen Cylinder-Abmessungen, großen Kolbengeschwindigkeiten und großen Füllungen. Versuche von Clark . . . . .	4
	Abnahme der Wirkung des Dampfmantels bei kleinem Temperaturgefälle und reichlicher Schmierung. Versuche von Donkin und Salter . . . . .	4
	Abnahme der Wirkung des Dampfmantels bei Belüftung des Dampfes. Versuche von Zeller und Hunt . . . . .	4
	Abnahme der Wirkung des Dampfmantels bei Heizung mit kälterem Dampf. Versuche von Guzzi . . . . .	5
	» » » » » beim Unterlassen des Entwässerns. Erfahrungen von Mac Farlane Gray . . . . .	5
	Dampfwasser-Ableiter von Thornycroft; Dreyer, Rosenkranz & Droop und Kori . . . . .	6
b) Der Ueberhitzer.		
	Ungefährlichkeit der Ueberhitzung. Versuche von Taylor und Faraday . . . . .	6
	Vorteile des überhitzten Dampfes . . . . .	7
	Kohlensparnisse beim Betriebe mit überhitztem Dampf. Versuche von Hirn, Martin und Penn . . . . .	7
	Nachteile des überhitzten Dampfes für den Maschinenbetrieb . . . . .	7
	Gründe für die Abschaffung der Ueberhitzer bei neueren Maschinen . . . . .	7
	Neuere Versuche mit überhitztem Dampf von Normand . . . . .	7
c) Der Oberflächen-Kondensator.		
	Ausführung der Oberflächen-Kondensatoren, Anordnung und Gewicht . . . . .	8
	Bessere Luftleere der Oberflächen-Kondensatoren . . . . .	8
	Verringerung des Salzgehaltes im Speisewasser, Zusatzwassermenge . . . . .	9
	Vorsichtsmaßregeln beim Speisen von Kesseln mit sehr hohem Arbeitsdruck . . . . .	9
	Zerstörung der Kessel durch das aus Oberflächen-Kondensatoren kommende Speisewasser, Untersuchungen von Percy und Hofmann . . . . .	10
	Mittel, um die Fettsäuren fern zu halten, bezw. sie unschädlich zu machen . . . . .	10
	Versuche zur Einschränkung bezw. Abschaffung der Cylinderschmierung von Donkin & Salter bezw. Rankin & Blackmore . . . . .	11
	Wärmeleitungsfähigkeit fettiger Kesselniederschläge nach Untersuchungen von Burstyn . . . . .	11
	Metallene Luftpumpenventile von Thomson, Kinghorn, Beldam, O'Haggan & Brichaux, Wyndham und Reid . . . . .	12
d) Die Hochdruckmaschine.		
	Theoretische Vorteile des hochgespannten Dampfes . . . . .	12
	Beschränkung dieser Vorteile in der Praxis . . . . .	13
	Versuche von Emery über die Dampfverluste in den Cylindern von Schiffsmaschinen . . . . .	13

	Seite
<b>e) Die Zweifach-Expansionsmaschine.</b>	
Allgemeine Ausführung der Woolf'schen und Compoundmaschine . . . . .	13
Nachteile zu großer Niederdruck-Cylinder, sowie zu weit getriebener Expansion an bekannten Postdampfern nachgewiesen . . . . .	14
Vergleich der wirtschaftlichen Leistungen von Woolf'schen und Compoundmaschinen . . . . .	15
Durchschnittlicher Kohlenverbrauch der Compoundmaschine . . . . .	15
<b>f) Die Dreifach-Expansionsmaschine.</b>	
Entstehung und Ausbreitung der Dreifach-Expansionsmaschinen . . . . .	15
Wahl des Cylinderverhältnisses bei Fracht-, Post- und Kriegsdampfern . . . . .	16
Zweckmäßige Dampfverteilung, Dampfgeschwindigkeit, Vergleich von Kolben und Flachschiebern, Versuche von Wyllie . . . . .	17
Neuere Steuerungen von Klug, Marshall, Bramme, Joy, Bryce-Douglas . . . . .	17
Kurbelanordnung und Kurbelfolge, Versuche von Mudd und Wyllie . . . . .	18
Betriebsergebnisse von Dreifach-Expansionsmaschinen nach Versuchen von Marshall, Seaton, Parker und Hall . . . . .	19
Umwandlung von Compoundmaschinen in Dreifach-Expansionsmaschinen, Untersuchungen von Cole und Seaton . . . . .	20
<b>g) Die Vierfach-Expansionsmaschine.</b>	
Wahl des Gliederverhältnisses und des Völligkeits-Koeffizienten der rankinisirten Indikatordiagramme	21
Tabelle über die Hauptabmessungen der bis jetzt erbauten Vierfach-Expansionsmaschinen . . . . .	21
Rankinisirte Indikatordiagramme von Vierfach-Expansionsmaschinen . . . . .	22
Bisherige Ausführung und Anordnung von Vierfach-Expansionsmaschinen, Harman's Maschine . . . . .	23
Mit Vierfach-Expansionsmaschinen erzielte Erfolge, Brock's Maschine . . . . .	24
Aussichten der Vierfach-Expansions-Maschine . . . . .	25

## II. Fortschritte in der Erzeugung des Dampfes.

<b>h) Künstlicher Zug und Unterwind.</b>	
Vorteile und Nachteile des künstlichen Zuges, Versuche von Martin . . . . .	26
Geschlossene Heizräume und ihre Einrichtung . . . . .	27
Geschlossene Aschfälle von Schichau, Willans und Fothergill . . . . .	28
Gegenseitige Vorzüge und Nachteile geschlossener Heizräume und Aschfälle . . . . .	29
Einwirkung der geschlossenen Heizräume und Aschfälle auf die Verdampfungsfähigkeit der Kessel, Versuche von Marshall . . . . .	30
Erfahrungen beim Betriebe mit starkem Unterwind in der englischen Marine nach Soper . . . . .	31
Bau der Kessel und deren Sicherheitsfaktor für Unterwindbetrieb . . . . .	31
Betriebserfolge mit schwachem Unterwind auf schnellen Postdampfern . . . . .	32
Verwendung minderwertigen Brennstoffes bei schwachem Unterwind, Versuche von Fothergill . . . . .	32
Vollkommenere Verbrennung bei Unterwind, Rauchanalysen nach Bienaymé und Hoadley . . . . .	33
Vergrößerung der Heizfläche behufs besserer Ausnutzung der Heizgase nach Willans, Bellis und Audenet . . . . .	33
<b>i) Vorwärmung der Verbrennungsluft.</b>	
Versuche von Howden auf den Dampfern »New-York City« und »Ohio« . . . . .	34
Versuche von Gebr. Sachsenberg auf den Dampfern »Johann Faber V« und »Pritzerbe« . . . . .	36
Versuch von Wyllie auf dem Dampfer »Stella« . . . . .	37
Versuch von Green mit einem Hilfskessel . . . . .	37
Versuche von Hoadley mit eingemauerten Röhrenkesseln . . . . .	38
Versuche von Spence mit einem Schiffskessel . . . . .	39
Schlussfolgerungen aus diesen Versuchen . . . . .	43
<b>k) Ausgiebige Vorwärmung des Speisewassers.</b>	
Der Vorwärmer von Weir mit Zwischenkammerdampf . . . . .	43
»    »    » Maclaine mit Zwischenkammerdampf . . . . .	44
»    »    » Howden mit Ausnutzung der abziehenden Heizgase . . . . .	44
»    »    » Kemp mit Ausnutzung der abziehenden Heizgase . . . . .	45
Vergleich der Luftvorwärmung von Howden mit der Speisewasser-Erwärmung von Kemp . . . . .	47
Uebelstände des ersten Kemp'schen Vorwärmers, Verbesserung seiner neueren Vorwärmer . . . . .	47
Schlüsse aus den bisherigen Versuchen . . . . .	47
<b>l) Speisewasser-Ergänzung durch destillirtes Wasser.</b>	
Der Verdampfer der englischen Marine mit Kesseldampf . . . . .	47
»    »    » englischen Marine mit Manteldampf . . . . .	48
»    »    » von Smillie mit Kesseldampf . . . . .	48
»    »    » Jones mit Heizgasen . . . . .	48
Versuche von Jones auf dem Dampfer »Bentinck« . . . . .	49
Benutzung des Hilfskessels als Verdampfer . . . . .	49
Allgemeine Erfahrungen bei der Speisung mit destillirtem Wasser . . . . .	50

	Seite
<b>m) Wasserrohrkessel.</b>	
Allgemeine Vorzüge der Wasserrohrkessel . . . . .	50
Der Perkins-Kessel, seine Einrichtung auf der Yacht »Anthracite« . . . . .	50
Versuche mit dem Perkins-Kessel von Loring . . . . .	50
Uebelstände und Gewicht des Perkins-Kessels . . . . .	51
Der Herreshoff-Kessel, seine Einrichtung für Torpedoboote und Dampfboote . . . . .	51
Versuche mit einem Herreshoff-Torpedobootskessel nach Morom . . . . .	52
Versuche mit Herreshoff-Dampfbootskesseln nach Spyer . . . . .	52
Urteil über den Herreshoff-Kessel . . . . .	53
Der Thornycroft-Kessel, seine Einrichtung auf dem Torpedoboot »Ariete« . . . . .	53
Probefahrts-Ergebnisse der »Ariete« . . . . .	54
Beurteilung des Thornycroft-Kessels . . . . .	54
Der Belleville-Kessel und seine Einrichtung auf den Aviso's »Vultigeur« und »Milan« . . . . .	55
Tabelle über neuere Belleville-Kessel französischer Post- und Kriegsdampfer . . . . .	55
Verbesserungen an den neueren Belleville-Kesseln . . . . .	56
Betriebsergebnisse der Belleville-Kessel . . . . .	56
<b>Schlussbemerkungen.</b>	
Die Verminderung des Maschinengewichtes . . . . .	56
Die Verminderung der Widerstandsarbeit der Schiffsmaschinen . . . . .	57
Die Erhöhung der Schiffsgeschwindigkeit . . . . .	57
Gegenüberstellung einer Watt'schen und einer Dreifach-Expansions-Schiffsmaschine neuester Konstruktion . . . . .	57

## Einleitung.

Um die Umwandlungen der Schiffsmaschine innerhalb der letzten Jahrzehnte nach ihrer vollen Bedeutung würdigen und die Bestrebungen zu ihrer weiteren Vervollkommnung aufmerksam verfolgen zu können, muss man etwas weit ausholen und sich eine Watt'sche Niederdruckmaschine vergegenwärtigen, wie sie noch in der Mitte der fünfziger Jahre der bei weitem größte Teil aller Schraubendampfer besaß. Durch dieses Zurückgreifen wird es nötig, eine Reihe längst bekannter Thatsachen anzuführen, deren Erwähnung aber nicht zu umgehen ist, wenn die neuesten Erfahrungen, welche sich mehr oder minder daraus entwickelten, in das rechte Licht gesetzt werden sollen.

Die Kessel der Watt'schen Maschinen hatten fast ausnahmslos noch die Kofferform; vielfach waren es ältere Zugrohrkessel oder Kessel mit neben den Feuerungen liegenden Feuerrohren; nur die verhältnismäßig neueren Kessel besaßen über den Feuerungen liegende Feuerrohre. Die Dampfspannung schwankte von 1 bis 2 kg/qcm Ueberdruck. Die Dampfcylinder der Maschinen waren nicht mit Dampfmänteln umgeben; als Umsteuerung diente gewöhnlich die Stephenson'sche Kulisse, in den meisten Fällen auch zur Füllungsänderung innerhalb sehr bescheidener Grenzen benutzt. Nur wenige Schiffsmaschinen konnten sich einer durch eine Klappe oder ein Ventil gebildeten, in der Regel nicht zwangsläufigen, mehr oder minder unbeholfenen Expansionssteuerung rühmen. Im Kondensator wurde der Dampf durch Einspritzung von Seewasser niedergeschlagen. Die Uebertragung der vom Dampf in den Cylindern geleisteten Arbeit von der Kurbelwelle auf die Schraube geschah noch häufig mittels Vorgeleges; nur die Maschinen jüngeren Datums waren nach dem Vorgange Penn's ohne ein solches direkt wirkend ausgeführt. Als Propeller diente die mathematische Schraube und in vereinzelten Fällen die erst wenige Jahre früher patentirte Griffiths-Schraube.

Die neueren und besseren Maschinen der vorbeschriebenen Konstruktion erteilten den von ihnen getriebenen schnelleren Schiffen während der Probefahrt im Durchschnitt eine Geschwindigkeit von 11 bis 12 Knoten; 14 Knoten galt damals für einen Schraubendampfer als eine sehr beachtenswerte Geschwindigkeit und wurde auch nur beim Ablauf der Meile erreicht, während man schon Ende der vierziger Jahre mit Raddampfern (z. B. »Banshee« 1847) auf Meilenfahrten fast 16 Knoten erzielt hatte. Der Kohlenverbrauch betrug zu jener Zeit etwa 2,5 kg für 1 ind. Pfkr. und Std. und konnte ausnahmsweise bei größeren Maschinen und geschickt bedienten Feuern während der Dauer einer Probefahrt bis auf etwa 2,2 kg sinken.

Vor 30 Jahren musste also ein Dampfer, dessen Maschine im Durchschnitt etwa 1000 Pfkr. indizierte, für eine Reisedauer von nur 20 Tagen in seinen Bunkern einen Kohlenvorrat von ungefähr 1200 t mitnehmen, wozu als eiserner Bestand noch etwa 10 bis 20 pCt. dieser Menge, also etwa 100 bis 200 t, traten.

So wuchs der ganze Bunkerinhalt auf 1300 bis 1400 t an, was bei den damaligen Größenverhältnissen der Dampfer eine überaus starke Inanspruchnahme ihrer Tragfähigkeit herbeiführte und die Verlängerung der Dampferlinien nach solchen überseeischen Ländern, in denen keine Kohlen gewonnen wurden, gegenüber dem Mitbewerbe der Segelschiffahrt wenig nutzbringend erscheinen liefs.

Die weitere Ausbreitung der Dampfschiffahrt war daher von Einschränkungen im Kohlenverbrauch der Schiffsmaschinen

derart abhängig, dass sich die Konstrukteure in den fünfziger Jahren gezwungen sahen, jede, wenn auch nur geringe, Kohlenersparnisse in Aussicht stellende Verbesserung der Kessel- oder Maschinenanlagen zu erproben. Erst im Laufe der sechziger Jahre begannen die großen Umwälzungen, welche sehr erhebliche Verminderungen des Kohlenverbrauches zur Folge hatten. Zu den Verbesserungen der ersteren Art gehören die Wiedereinführung des Dampfmantels der Cylinder und die Ueberhitzung des Dampfes; als einschneidende Umwälzungen sind die Anordnung des Oberflächenkondensators und die hierdurch ermöglichte Verwendung hochgespannten Dampfes sowie dessen vollkommene Ausbeutung mittels der stufenweisen Expansion in zwei oder neuerdings in drei und vier Cylindern anzusehen. Wie die folgenden Erörterungen zeigen werden, handelte es sich hierbei immer nur um eine günstigere Ausnutzung oder vielmehr um eine durchgreifendere Nutzbarmachung des einmal erzeugten Dampfes; und nach dieser Richtung hin sind unbestritten glänzende Fortschritte zu verzeichnen.

Gegenwärtig neigt man aber ziemlich allgemein der Ansicht zu, dass ein Weiterschreiten auf diesem Wege, also Steigerung der Dampfspannung bis auf 20 kg/qcm und darüber sowie eine hiermit verknüpfte mehrstufige Expansion, nicht nur keine nennenswerten Vorteile mehr in Aussicht stellt, sondern auch an gewissen praktischen Schwierigkeiten scheitern wird, wie später klargelegt werden soll.

Angesichts des zu erwartenden Stillstandes in der Ausnutzung des erzeugten Dampfes richten sich die Blicke wieder auf eine Vervollkommnung der Dampferzeugung selbst, welche seit Einführung der Kofferkessel mit über den Feuerungen liegenden Feuerrohren keine Aufsehen erregenden Fortschritte mehr zu verzeichnen hat. Dass sich der Erfindungsgeist auf diesem Gebiete, welches ihm heute noch einen sehr großen Spielraum gewährt, in neuester Zeit erfolgreich zu regen anfängt, beweisen die Einführung des künstlichen Zuges und des Unterwindes, die Zuführung erwärmter Verbrennungsluft, die ausgiebige Vorwärmung des Speisewassers und dessen Ergänzung durch destillirtes Wasser; außerdem die gesteigerte Verwendung der Wasserrohrkessel und der flüssigen Brennstoffe, über welche letztere ich mich schon früher eingehender ausgelassen habe <sup>1)</sup>.

Die bisherigen Fortschritte im Schiffsmaschinenbau werden daher unter Berücksichtigung ihres Entwicklungsganges am besten in der nachstehenden Reihenfolge besprochen:

### I. Fortschritte in der Verwendung des Dampfes:

- a) der Dampfmantel,
- b) der Ueberhitzer,
- c) der Oberflächenkondensator,
- d) die Hochdruckmaschine,
- e) die Zweifach-Expansionsmaschine,
- f) die Dreifach-Expansionsmaschine,
- g) die Vierfach-Expansionsmaschine.

### II. Fortschritte in der Erzeugung des Dampfes:

- h) künstlicher Zug und Unterwind,
- i) Vorwärmung der Verbrennungsluft,
- k) ausgiebige Vorwärmung des Speisewassers,
- l) Speisewasser-Ergänzung durch destillirtes Wasser,
- m) Wasserrohrkessel.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1887 S. 989 u. f.

## I. Fortschritte in der Verwendung des erzeugten Dampfes.

### a) Der Dampfmantel.

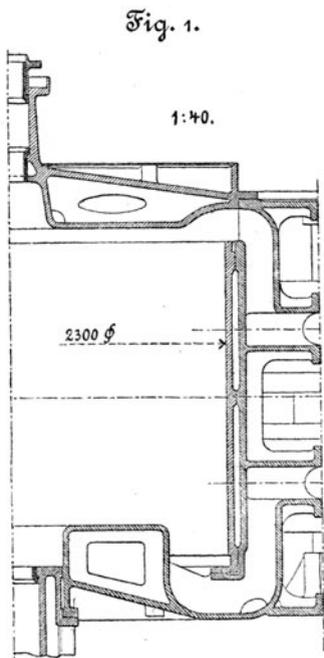
Der Dampfmantel ist schon im Jahre 1769 von Watt erfunden, indessen erst 1776 von ihm praktisch ausgeführt und in der Folge für seine sämtlichen Dampfmaschinen beibehalten worden. Es erscheint jedoch mehr als fraglich, ob Watt die Notwendigkeit und die Wirkung des Dampfmantels so eingehend gekannt hat, wie wir heute; wahrscheinlicher ist es, dass er den Dampfmantel nur einführte, um seine Absicht, »den Dampf im Cylinder so warm wie möglich zu erhalten« bis zum äußersten zu verfolgen.

Die Nachfolger Watt's verstanden die Zweckmäßigkeit des Dampfmantels nicht und ließen ihn, der ihnen bei der Herstellung der Dampfzylinder mit den damaligen beschränkten Hilfsmitteln oft genug Schwierigkeiten bereitete, als überflüssig fort. Erst als man die Expansivkraft des Dampfes in höherem Maße auszunutzen suchte, machte sich die Notwendigkeit eines Dampfmantels dringender geltend, und man fing an, ihn wieder allgemein einzuführen, so dass heute fast alle Schiffsmaschinen, mit Ausnahme der neuesten weiter hinten erwähnten, mit Dampfmänteln ausgerüstet werden.

Die ersten Dampfmäntel umgaben nur die Seitenwandungen der Cylinder, weil diese, durch die Kolbenreibung stets blank und rein gehalten, ganz besonders geeignet waren, den in den Cylinder tretenden Dampf zu kondensieren und hierdurch Dampfverluste herbeizuführen.

Bald aber wurden die Stirnwände der Cylinder ebenfalls doppelwandig hergestellt und ihr innerer Raum mit dem Dampfmantel vereinigt; ja, es sind später sogar Konstruktionen erdnen, um auch in die hohlen Kolbenkörper den Heizdampf des Mantels zu leiten, ohne indessen, ihrer Umständlichkeit wegen, Eingang in die Praxis zu finden.

Gegenwärtig wird die Cylinderhülle in den weitaus meisten Fällen mit den Dampfkanälen, der Schieberfläche und dem doppelwandigen Cylinderboden in einem Stücke gegossen und in die Hülle ein innerer Cylinder — der Arbeitszylinder — derartig eingeschoben, dass zwischen beiden ein ringförmiger Zwischenraum von etwa 20 bis 25 mm verbleibt, welcher den Dampfmantel bildet. Der Arbeitszylinder wird dann am Cylinderboden mittels eines Flansches fest verschraubt und am Cylinderdeckel stopfbüchsenartig eingedichtet, wie Textfig. 1 zeigt.

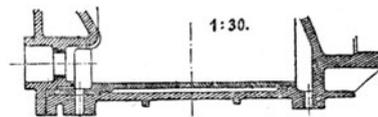


Bei neueren Dreifach-Expansionsmaschinen, bei denen man den Zwischenraum zwischen Arbeitszylinder und Um-

hüllung nicht als Dampfmantel benutzen will, ist man teilweise wieder auf das schon vor 20 Jahren von Humphrys und Penn ausgeführte stramme Einsetzen des Arbeitszylinders in die Hülle zurückgekommen. Letzteres geschieht entweder durch Schrumpfen oder durch Eintreiben. Im ersteren Falle versteht man den Arbeitszylinder an seinen Stirnenden, und je nach seiner Länge auch in seiner Mitte, mit Bunden, welche wie die ihnen entsprechenden ringförmigen Ansätze in der Hülle entweder cylindrisch oder nach dem Cylinderboden hin etwas verjüngt glatt gedreht werden. Die senkrecht aufgestellte Umhüllung wird angewärmt, was am bequemsten mittels Dampfes aus einem Betriebskessel der Fabrik geschieht, und der Arbeitszylinder so in die hierdurch erweiterte Hülle eingesetzt, dass er durch seine eigene Schwere ohne Anwendung anderer Druckmittel in seine richtige Lage sinkt. Die beim Abkühlen schrumpfende Hülle hält den Cylinder fest. Die Befestigung durch Schrumpfen bleibt wegen des erforderlichen gleichmäßigen Anwärmens der Hülle stets ein recht schwieriges, langweiliges und mancherlei Erfahrung erforderndes Verfahren.

Schneller und einfacher gestaltet sich die Arbeit, wenn der Arbeitszylinder in die Hülle eingetrieben wird, was mittels Holzrammen geschieht. Die Bunde des Arbeitszylinders sind dann nach dem Cylinderboden hin leicht konisch, und zwar etwas rau, zu drehen, mit dicker zäher Mennigfarbe zu bestreichen und die Hülle selbst nicht anzuwärmen. Eine weitere Befestigung der Arbeitszylinder durch Schrauben usw. findet in beiden Fällen nicht statt. Damit etwa in ihren Hüllen sich lösende Arbeitszylinder sich nicht verschieben können, lässt man die Flansche der Cylinderdeckel fest gegen ihre Stirnflächen stoßen. Textfig. 2 zeigt einen solchen im Vulcan bei Stettin ausgeführten, mit

Fig. 2.



eingetriebenem Arbeitszylinder versehenen Dampfzylinder einer Dreifach-Expansionsmaschine, wie sie die im Sommer 1887 fertig gestellten chinesischen Panzerkreuzer »King Yuen« und »Lai-Yuen« erhalten haben. Früher, als man die Zwischenräume der Hüllen und Arbeitszylinder als Dampfmäntel benutzen wollte, musste man diese beiden Befestigungsarten der letzteren aufgeben; denn obgleich die Cylinder fest salsen, ließen sie sich doch nicht so dicht in die Hüllen einfügen, dass nicht sehr viel Dampf aus dem Mantel in den Cylinder überströmte. Nach praktischen Erfahrungen konnten derartig hergestellte Dampfmäntel, wenn nicht übermäßige Dampfverluste auftreten sollten, höchstens mit Dampf von 2 Atm. Ueberdruckspannung geheizt werden.

Alle angeführten Befestigungsarten der Arbeitszylinder gestatten, dass sich die letzteren mehr oder weniger ausdehnen und zusammenziehen können, ohne hierdurch in ihren solchen Bewegungen weniger ausgesetzten Hüllen starke, zu Rissen oder Sprüngen Veranlassung gebende Beanspruchungen hervorzurufen. Ein weiterer Vorzug dieser Konstruktionen liegt darin, dass man den Arbeitszylinder aus härterem Gusseisen als die Hülle herstellen kann.

Die bahnbrechenden Versuche und Untersuchungen von Clark<sup>1)</sup> und Isherwood<sup>2)</sup> sowie namentlich diejenigen der Elsässer Hirn<sup>3)</sup> und Hallauer<sup>3)</sup> haben zu der jetzt fast allgemein als richtig anerkannten, unter anderen auch nach ihren in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure

<sup>1)</sup> Clark: Railway machinery 1852.

<sup>2)</sup> Isherwood: Experimental researches in steam engineering 1862.

<sup>3)</sup> Bulletin de la société industrielle de Mulhouse 1873—80.

veröffentlichten Arbeiten von Grashof<sup>1)</sup> und Brauer<sup>2)</sup> geteilten Ansicht geführt, dass in einem durch Dampfmäntel geheizten Cylinder das Nachdampfen in geringerem Umfange als bei ungeheizten Wandungen auftritt und beinahe vollständig während der Expansion vor sich geht, wodurch fast sämtlicher Nachdampf noch zu nutzbarer Arbeit herangezogen wird. Wenige Worte mögen diesen Umstand erläutern.

In dem nicht mit einem Dampfmantel geheizten Cylinder einer Kondensationsmaschine kommt der eintretende Dampf stets mit Wandflächen in Berührung, welche kurz vorher mit dem Kondensator in Verbindung standen, mithin eine geringere Temperatur als der Dampf selbst besitzen. Während der Füllung erfährt daher der Dampf eine teilweise Kondensation, infolge deren sich ein Wasserbeschlag auf diesen Wandflächen bildet. Der Beschlag wird um so stärker, je größer der Temperaturunterschied zwischen Eintrittsdampf und Cylinderwand und je feuchter der Dampf ist. Sinkt während der Expansion die Temperatur des Dampfes unter diejenige der Cylinderwand, so verdampft das an den Cylinderwandungen hängende Wasser infolge der heftigen Wärmeabgabe der letzteren wieder. Dieselben Umstände, welche einen stärkeren Wasserbeschlag verursachen, verlegen den Beginn des hierdurch herbeigeführten Nachdampfens an das Ende der Expansion. Da nun die Steuerungen der Schiffsmaschinen die Vorausströmung zwischen 0,80—0,95 des Hubes beginnen lassen, so geht das Nachdampfen größtenteils während der Ausströmung und ganz besonders während des Kolbenrückganges vor sich, wenn die absolute Spannung im Cylinder zwischen 0,15—0,30 kg/qcm schwankt und die an den Cylinderwänden hängenden Wasserteilchen schon bei einer Temperatur von 50—70° C. verdampfen. Durch starkes Nachdampfen, welches so lange dauert, als überhaupt noch Feuchtigkeit an den Cylinderwandungen vorhanden ist, wird diesen sämtliche Wärme wieder entzogen, die sie von dem eintretenden Dampfe aufgenommen hatten. Erst, wenn die Wandungen trocken sind, vollzieht sich der Wärmeübergang von der Cylinderwand in den Dampf auf dem langsamen Wege der Strahlung und Leitung durch den Dampf hindurch, wird dann also erst sehr geringfügig. Große Nachdampfmengen erzeugen ferner eine wesentliche Vermehrung des vor dem Kolben befindlichen Gegendruckes, indem sie die Temperatur des Kondensators erhöhen.

Hieraus folgt nun: Umfangreiches Nachdampfen führt die Cylinderwand durch die beträchtliche Wärmeabgabe auf ihre ursprüngliche niedrige Temperatur zurück, befreit sie von Niederschlägen und trocknet sie, während sie durch die Kolbenreibung blank und rein erhalten wird, so dass sie beim nächsten Hingange des Kolbens auf den eintretenden Dampf wieder in hohem Grade kondensierend wirken kann.

Sehr eingehende Untersuchungen über die Größe der in einem Cylinder ohne Dampfmantel auftretenden Kondensation des Dampfes sind zuletzt von Gately und Klettsch<sup>3)</sup> im Mai 1885 in Sandy Hook nach Anweisung von Professor Thurston an einer liegenden encylindrigen Harris-Corliss-Maschine angestellt worden. Sie ergaben, dass der durch die innere Kondensation eintretende Dampfverlust  $x$ , ausgedrückt in Prozenten des Gesamtdampfverbrauches, sich für die bei dieser Maschine untersuchten Grenzen aus den nachstehenden empirischen Formeln berechnen liefs:

- a) Veränderlicher Füllungsgrad  $\varepsilon = 0,15$  bis  $0,55$ ; Dampfüberdruck rund  $4 \text{ kg/qcm}$ ; Min.-Umdr. 68.

$$x = 19 \sqrt{\frac{1}{\varepsilon}} \text{ pCt.}$$

- b) Veränderlicher Kesseldruck  $y = 22,3$  bis  $80 \text{ Pfd. engl. Ueberdruck pro Quadratzoll}$  ( $1,57$  bis  $5,62 \text{ kg/qcm}$ ) Füllungsgrad schwankend zwischen  $0,24$ — $0,20$ ; Min.-Umdr. rund 70.

$$x = 45 - 0,1266 y \text{ pCt. (für } y \text{ in Pfd. auf d. Qdrtzoll engl.)}$$

$$x = 45 - 1,8 y \text{ pCt. (für } y \text{ in kg/qcm.)}$$

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1883 S. 161 u. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1884 S. 293 u. 313.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1883 S. 649.

<sup>3)</sup> The Engineer. 1885. II. S. 341, 362, 402, 424, 492. 1886. I. S. 84.

- c) Veränderliche minutl. Umdrehungszahl  $z = 34$ — $63$ ; Füllungsgrad schwankend zwischen  $0,93$ — $0,98$ ; Dampfüberdruck rund  $1,33 \text{ kg/qcm}$ .

$$x = 45 - 0,33 z \text{ pCt.}$$

Die Versuche bestätigten also die bekannte Thatsache, dass im allgemeinen unter sonst gleichen Verhältnissen die innere Kondensation in einem Cylinder ohne Dampfmantel wächst:

- mit der Abnahme der Füllung bei gleichem Dampfdruck und gleicher Kolbengeschwindigkeit;
- mit der Abnahme des Dampfdruckes bei gleichem Füllungsgrade und gleicher Kolbengeschwindigkeit;
- mit der Abnahme der Kolbengeschwindigkeit bei gleichem Füllungsgrade und gleichem Dampfdruck.

Umgeben man die Cylinderwandungen mit einem von frischem Kesseldampf gespeisten Dampfmantel, so wird ihre abwechselnde Erwärmung und Abkühlung sehr bedeutend vermindert. Der zum Cylinder geführte Dampf tritt in einen Raum, dessen Wandungen fast dieselbe Temperatur besitzen, wie er selbst. Die Kondensation des Dampfes während der Füllung ist daher weniger bedeutend, und der entstehende Beschlag verdampft während der Expansion, so dass er noch Nutzarbeit leisten kann.

Brauer<sup>1)</sup> ist der Meinung, dass dieser Beschlag dem Kolben wie ein Schatten folgt, der eben entstanden, wieder schwindet. Es wird also die Wärmeabgabefähigkeit der Cylinderwand, welche bei fehlendem Beschlag durch Strahlung und Leitung nur ganz geringfügige Wärmemengen verlieren kann, wesentlich beschränkt. Somit ist klar, dass die Wärme- und also auch die Dampfverluste in einem Cylinder mit Dampfmantel bedeutend geringer ausfallen, als in einem solchen ohne Dampfmantel.

Ganz ungewöhnlich groß müssen nach diesen Ausführungen die Dampfverluste in Cylindern ohne Dampfmäntel werden, welche sehr feuchten Dampf in verhältnismäßig kleinen Füllungen verarbeiten. Dieser Umstand findet auch durch die Versuche des früheren Chefindgenieurs der Vereinigten Staaten-Marine Isherwood seine Bestätigung, denn dieser stellte die bei der Expansion feuchten Dampfes in einem Cylinder ohne Dampfmantel auftretenden Dampfverluste für einen Füllungsgrad von  $0,90$  auf  $15 \text{ pCt.}$  und für einen Füllungsgrad von  $0,25$  auf  $61 \text{ pCt.}$  des Gesamtdampfverbrauches fest. — Für die Maschine des Dampfes »Gallatin«, welche gesättigten Dampf von etwa  $1 \text{ kg/qcm}$  Ueberdruckspannung verarbeitete, fand der amerikanische Marineingenieur Emery bei einem Füllungsgrade von  $0,46$  den Dampfverlust zu  $36,54 \text{ pCt.}$  des Gesamtdampfverbrauches, wenn der Dampfmantel nicht benutzt wurde, und nur zu  $22,10 \text{ pCt.}$ , wenn der Dampfmantel in Betrieb war. Diese Zahlen zeigen, welche Ersparnisse man selbst mit den alten Niederdruckmaschinen bei der Expansion des gewöhnlichen, einen gewissen Prozentsatz Feuchtigkeit enthaltenden Dampfes in einem mit Dampfmantel umgebenen Cylinder erzielen konnte, und wie viel mehr sich die Ersparnisse steigern mussten, als man anfang, den Dampf vor seinem Eintritt in den Cylinder zu trocknen oder — noch besser — zu überhitzen.

Durch die Wärmeabgabe des den Mantel füllenden Dampfes an die Cylinderwand tritt selbstredend innerhalb des Mantels eine Kondensation des Dampfes und somit ein gewisser Dampfverlust ein, welcher aber gegenüber dem durch Kondensation des Dampfes im Cylinder ohne Dampfmantel verursachten Dampfverlust verhältnismäßig gering ist und beispielsweise nach Versuchen des englischen Ingenieurs Longridge<sup>2)</sup> bei einer zweicylindrigen Compoundmaschine mit Seitenmänteln an beiden Cylindern und der Zwischenkammer auf  $7,33$  bis  $11,30 \text{ pCt.}$  des Gesamtdampfverbrauches bestimmt wurde.

Übereinstimmend mit diesen Zahlen giebt Otto H. Mueller jun.<sup>3)</sup> diesen Verlust für eine Compoundmaschine

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1883 S. 657.

<sup>2)</sup> Engineering 1882. I. S. 174, 220, 242, 266.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1886 S. 526.

der Prager Maschinenbaugesellschaft zu 7 pCt. des Gesamtdampfverbrauches an. Durchschnittlich wird er in Schiffsmaschinen wohl etwa 10 pCt. betragen, während er unter ungünstigen Verhältnissen auch auf 15 bis 20 pCt. des Speisewasserverbrauches steigen kann.

Der Nutzen des Dampfmantels kann aber ein recht geringer werden und sich praktisch fast gänzlich verwischen, wenn:

1. der Cylinder sehr gewaltige Abmessungen besitzt;
2. die Kolbengeschwindigkeit sehr groß wird;
3. die Füllung sehr beträchtlich ausfällt;
4. das Temperaturgefälle sehr klein wird;
5. die Cylinderschmierung eine sehr reichliche ist;
6. dem Eintrittsdampfe Luft zugeführt wird;
7. der zum Heizen benutzte Dampf eine niedrige Temperatur hat;
8. das Ausblasen des Mantelwassers unterbleibt.

Zu 1. Je größer der Durchmesser des Cylinders, um so kleiner wird die Heizfläche des Mantels im Verhältnis zu dem eingeschlossenen Dampfvolmen. Ein Cylinder von 0,5 m Dmr. und 1 m Hub z. B. besitzt eine Mantelfläche von  $0,5 \cdot \pi \cdot 1 = 1,57$  qm; hierzu die Boden- oder Deckelfläche mit  $\frac{\pi}{4} 0,5^2 = 0,196$  qm, was eine Gesamtaufsenfläche von 1,766 qm ergibt. Das den Cylinder füllende Dampfvolmen, welches auf einer Seite von dem beständig abkühlend wirkenden Kolben begrenzt wird, beträgt 0,196 cbm, so dass auf je 1 cbm Dampf 9,01 qm Aufsenfläche entfällt. Hat der Cylinder aber 3 m Dmr. bei 1 m Hub, so stellt sich seine Gesamtaufsenfläche auf 16,5 qm, sein Inhalt auf 7,07 cbm; er hat nur noch 2,33 qm Aufsenfläche auf 1 cbm Dampfinhalt. Der Heizmantel des kleineren Cylinders ist also  $2,33 : 9,01 = 3,85$  mal wirksamer als der des großen.

Zu 2. Hat außerdem der Kolben des kleinen Cylinders nur eine Geschwindigkeit von 1 m i. d. Sek., wie bei den älteren Maschinen üblich, so füllt sich der Cylinder in 1 Sek. gerade einmal, und auf 1 cbm sekundl. in dem Cylinder befindlichen Dampfes kommen, wie vorhin festgestellt war, 9,01 qm Aufsenfläche. Besitzt hingegen der Kolben des großen Cylinders 3 m Kolbengeschwindigkeit, wie bei neueren Maschinen ganz gebräuchlich, so wechselt das Dampfvolmen dieses Cylinders in 1 Sek. dreimal, und auf 1 cbm sekundl. Dampfvolmen kommt nur noch eine Aufsenfläche von 0,77 qm. Der Mantel des kleineren Cylinders ist demnach unter sonst gleichen Verhältnissen bei der geringeren Kolbengeschwindigkeit  $0,77 : 9,01 = 11,8$  oder rund 12 mal wirksamer als der des großen Cylinders bei der größeren Kolbengeschwindigkeit. — Dieselben Schlüsse lassen sich aus dem auf der XXIV. Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure in Dortmund gehaltenen Vortrage von Brauer<sup>1)</sup> »Ueber die gegenwärtige Richtung der Dampfmaschinentheorie und ihre experimentelle Begründung« ziehen.

Zu 3. Die meisten neueren Schiffsmaschinen mit einstufiger Expansion besitzen eine Zweischiebersteuerung, bei welcher der Expansionsschieber die Dauer der Füllung, der Grundschieber aber die der Ausströmung bestimmt. Die bei verständigem Betriebe stets auf »Volldampf« gestellte Grundschiebersteuerung ergibt für alle mit dem Expansionsschieber erzielbaren Füllungsgrade dieselbe Dauer der Ausströmung oder, was dasselbe ist, die gleiche Dauer des schädlichen Nachdampfens. Findet in einem Cylinder die Kondensation einer gewissen Dampfmenge statt, so wird sie sich nach und nach vergrößern, bis sie denjenigen Betrag erreicht, welcher während der Dauer der Ausströmung nachzudampfen vermag. Da nach dem vorstehenden die Nachdampfmenge im allgemeinen als gleichbleibend anzusehen ist, so folgt, dass der durch Kondensation im Cylinder entstehende Dampfverlust um so fühlbarer wird, je geringer die Füllung ist, wie schon oben ausgeführt und auch von Clark<sup>2)</sup> 1852 durch seine Versuche an Lokomotiven nachgewiesen. Für größere Füllungen wird daher der Dampfverlust einen kleineren Prozentsatz des Gesamtdampf-

verbrauches erreichen, und um so weniger kann sich auch der Einfluss des Dampfmantels geltend machen.

Zu 4. Bei den Einfach-Expansionsmaschinen, welche mit einer Kesselspannung von 6 kg/qcm Ueberdruck arbeiteten, trat der Dampf mit 160° C. in den Cylinder und entwich mit etwa 80 bis 60° C. in den Kondensator. Der Unterschied zwischen Ein- und Austrittstemperatur des Dampfes oder sein Temperaturgefälle betrug also ungefähr 80 bis 100° C. In die Hochdruckcylinder der neuesten Dreifach-Expansionsmaschinen mit 10 kg/qcm Kesselspannung gelangt der Dampf mit etwa 180° C. und geht aus den Niederdruckcylindern mit ebenfalls etwa 80 bis 60° C. Sein Temperaturgefälle, auf die drei Cylinder gleichmäßig verteilt, beträgt also nur etwa 30 bis 40° für jeden Cylinder, und dementsprechend kühlt sich auch die Cylinderwand während eines Kolbenspieles im zweiten Falle weniger ab, als im ersten. Fehlt der Dampfmantel, so würde der durch Kondensation eintretende Dampfverlust in der Einfach-Expansionsmaschine viel größer sein müssen, als in der Dreifach-Expansionsmaschine mit dem viel kleineren Temperaturgefälle. Aus diesen Erwägungen geht hervor, dass der Dampfmantel für die mehrstufige Expansionsmaschine nicht mehr die Bedeutung hat, wie früher für die Einfach-Expansionsmaschine, und dass er in Zukunft vielleicht wieder entbehrt werden kann.

Zu 5. Donkin und Salter, welche nach Lüders<sup>1)</sup> schon seit den sechziger Jahren mit den von ihnen gelieferten Dampfmaschinen regelrechte Untersuchungen anstellen, haben durch Versuche<sup>2)</sup> gefunden, dass der Wärmeverlust in einer Woolf'schen Maschine bei sehr reichlicher Schmierung in beiden Cylindern, wenn kein Dampf in die Mäntel gelassen wurde, um nahezu 2 pCt. geringer war, als wenn diese Maschine mit angestellten Dampfmänteln ohne jegliche Cylinderschmierung lief. Diese Erscheinung findet ihre Erklärung in dem Umstande, dass sich bei sehr reichlicher Schmierung der Cylinder deren innere Wandungen mit einer Fettschicht überziehen, welche anfänglich die schnelle Wärmeabgabe des Eintrittsdampfes an diese Wandungen und damit die Bildung eines größeren Wasserbeschlages auf ihnen ebenso verhindert, wie sie später die Wärmeausstrahlung der Cylinderwände begünstigt, wodurch das Nachdampfen fast vollständig in die Expansionszeit verlegt wird. Wahrscheinlich ist deshalb auch die bei Probefahrten fast allgemein übliche, mehr als verschwendische Cylinderschmierung bis zu einem gewissen Grade daran schuld, dass später im gewöhnlichen Maschinenbetriebe nie wieder dieselben günstigen wirtschaftlichen Erfolge, wie bei jener, erzielt werden können.

Zu 6. Da die Kondensation des Dampfes an kälteren Cylinderwänden durch die Gegenwart von Luft wesentlich vermindert wird, so folgt, dass mit der letzteren auch die Wirksamkeit des Dampfmantels abnehmen muss. Man ist der Frage, ob es praktisch empfehlenswert sei, hochgespanntem Dampf vor seinem Eintritt in den Cylinder Luft zuzupumpen, in neuester Zeit mehrfach näher getreten. Ueber die in dieser Beziehung von Professor Reynolds im Jahre 1874 und von den amerikanischen Ingenieuren Zeller und Hunt im Jahre 1886 ausgeführten Versuche berichtet Professor Werner in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure<sup>3)</sup>. Selbstredend kann eine solche Belüftung des Dampfes nur für Hochdruckmaschinen ohne Kondensation ausgeführt werden, und darf auch bei diesen nicht, wie in dem erwähnten Berichte unter c) vorgeschlagen, dadurch herbeigeführt werden: »dass man bei ununterbrochener Speisung des Kessels durch die Speisepumpe die nötige Luft mitsaugen lässt«. Denn nach übereinstimmender Erfahrung in allen Marinen hat sich lufthaltiges Wasser neben feuchter Luft als der schlimmste Zerstörer der Kesselwandungen erwiesen. Es kann deshalb nur die letzte Hälfte des dort unter d) angeführten Vorschlages empfohlen werden, »dass man die Luft durch die Speisepumpe von dem zu fördernden Wasser getrennt in den Ventilraum des Dampfzylinders in einem aus fein zerteilten Strahlen bestehenden Strome drückt«.

Zu 7. Je kälter der Heizdampf des Mantels, um so niedriger ist die mittlere Temperatur der Cylinderwand, um

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1883 S. 663.

<sup>2)</sup> Clark: Railway machinery 1852.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1882 S. 239.

<sup>2)</sup> Engineering 1886 II. S. 487 und 577.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1887 S. 284.

so weniger wird daher auch die Bildung eines Wasserbeschlages in der Füllungsperiode eingeschränkt, und um so mehr erfolgt das Nachdampfen während des Ausströmens. Es ist daher vollständig klar, warum die in früheren Jahren von den Amerikanern vielfach vorgenommene Füllung des Dampfmantels mit dem verbrauchten Dampfe ungünstige Erfolge aufweisen musste. Auch das eine Zeit lang in Frankreich gebräuchliche Verfahren, den Arbeitsdampf vor seinem Eintritt in den Cylinder erst durch den Mantel zu führen, hat sich wegen der hiermit verbundenen unvermeidlichen Spannungsverluste ebensowenig bewährt.

Gegenwärtig lässt man daher bei Einfach-Expansionsmaschinen allgemein in den Seitenmantel, welcher mit dem Bodenmantel in unmittelbarer Verbindung steht, durch ein vom Hauptdampfrohr abgehendes Rohr frischen Kesseldampf strömen und führt von diesem Rohr durch ein kleines Zweigrohr den Dampf auch in den Deckelmantel, weil die dampfparende Wirkung des Mantels in fast allen Fällen nachgewiesen wurde, in denen er mit möglichst heißem Dampfe gefüllt wurde. Sehr lehrreiche Versuche sind in dieser Richtung noch vor etwa 2 Jahren von dem italienischen Ingenieur Guzzi<sup>1)</sup> angestellt. Für die Füllung der Cylindermäntel einer Dampfmaschine erzeugte er Dampf von etwa 15,5 kg/qcm Ueberdruck in einem sehr kleinen Wasserrohrkessel von ähnlicher Bauart, wie der weiter hinten beschriebene von Perkins. Diesen kleinen Kessel brachte er in der Feuerung des großen Kessels unter, welcher den Dampf für die Maschine zu liefern hatte und mit 4 kg/qcm Ueberdruck arbeitete. Der in das Innere der Cylinder tretende Dampf hatte demnach eine höchste Temperatur von 150° C., wogegen der Manteldampf eine solche von 200° C. besaß, also um 50° C. wärmer war. Die Kondensation innerhalb der Cylinder erfuhr hierdurch eine sehr beträchtliche Verminderung, und da außerdem das Mantelwasser direkt in den großen Kessel ausgeblasen wurde, trat eine erhebliche Dampfersparnis ein. Eine seit 1½ Jahren im Betriebe befindliche, von Guzzi erbaute Dampfmaschine zeigte bei ihrer Untersuchung folgendes Ergebnis:

	Manteldampf von 12,4 kg/qcm Ueberdruck	Manteldampf von gleicher Spannung wie der Cylinderdampf
Tag des Versuches . . . . .	24. Febr. 1886	20. Febr. 1886
Dauer des Versuches . . . . .	6 Std. 18 Min.	7 Std. 11 Min.
Mittlerer Ueberdruck im Betriebskessel . . . . .	3,98 kg/qcm	3,95 kg/qcm
Mittlere ind. Pfrk. . . . .	25,9	25,67
Stündlicher Wasserverbrauch für 1 ind. Pfrk. . . . .	8,89 kg	10,66 kg

Hiernach betrug die Dampfersparnis bei Anwendung sehr heißen Manteldampfes etwa 20 pCt. gegenüber der gewöhnlichen Mantelheizung. Um die Gefahren, welche durch den hochgespannten Manteldampf entstehen könnten, zu umgehen, hat man den Vorschlag gemacht, den Mantel, statt mit Wasserdampf, mit Leinöldampf zu füllen, weil das Leinöl unter Atmosphärendruck erst bei etwa 370° C. siedet.

Die Hochdruckcylinder von Compound-, sowie von Dreifach- und Vierfach-Expansionsmaschinen, welche mit hohen Dampfspannungen, großen Füllungen und Kolbengeschwindigkeiten arbeiten, umgibt man in neuester Zeit nur mit einer guten, die Wärme möglichst schlecht leitenden Bekleidung, aber nicht mit einem Dampfmantel, weil man dem Dampf in diesen Cylindern eine gewisse Menge Feuchtigkeit erhalten will.

Die Feuchtigkeit des Dampfes schmiert die glatten Schieber- und Cylinderflächen, erlaubt daher eine Einschränkung im Gebrauche sonstiger Schmiermittel, welche bei den hohen Dampftemperaturen einerseits sehr wenig nützen, weil sie zu schnell verflüchtigt werden, andererseits aber mit dem Speise-

wasser in die Kessel gelangend sich unter gewissen Verhältnissen auf den Feuerbüchsen- und Rauchkammerdecken als unlösliche Seifen absetzen und, wie später auseinandergesetzt wird, die Gefahr des Durchbeulens dieser Decken nahelegen.

Da der Dampf, welcher sich im Hochdruck- bzw. Mitteldruckcylinder niederschlägt, darin zum größten Teile während der Ausströmung wieder verdampft und in den folgenden Cylinder strömt, wo er allerdings mit geringerem Druck, aber auf eine viel größere Kolbenfläche wirkend, noch nutzbare Arbeit leistet, so kann bei gut abgemessenen Cylindern und bei nicht zu großen Druckunterschieden in jedem derselben der entstehende Dampfverlust auch ohne Dampfmäntel sehr gering werden.

Der Niederdruckcylinder erhält, weil in ihm meistens das größte Temperaturgefälle eintritt, gewöhnlich einen Dampfmantel, welcher in der Regel aus der Kammer zwischen dem Hoch- und Niederdruckcylinder bei Compoundmaschinen, bzw. aus derjenigen zwischen Mittel- und Niederdruckcylinder bei Dreifach-Expansionsmaschinen, mit Dampf versehen wird. Dieser Dampfmantel verhindert die Bildung eines stärkeren Wasserbeschlages an den inneren Cylinderwänden und damit die Wärmeausstrahlung der letzteren nach dem Kondensator. Nach den angeführten Versuchen von Guzzi müsste der Dampfmantel des Niederdruckcylinders noch wirksamer sein, wenn man ihn mit Kesseldampf füllen würde, was in den meisten Fällen wohl nur aus Festigkeitsrücksichten unterbleibt. Bestätigt wird diese Ansicht durch die oben schon erwähnten Versuche von Donkin und Salter, bei welchen die Wärmeverluste, wenn nur der Mantel des Niederdruckcylinders mit Kesseldampf geheizt wurde, unwesentlich größer waren, als wenn die Mäntel beider Cylinder angestellt wurden.

Für den Mitteldruckcylinder ist die Praxis verschieden; einige Konstrukteure umgeben ihn nicht mit einem Dampfmantel, andere halten auch für diesen den Dampfmantel für unerlässlich; letztere dürften im großen und ganzen wohl auf dem richtigeren Wege sein.

Bei Dreifach-Expansionsmaschinen mit sehr hohen Kolbengeschwindigkeiten und großen Füllungen, bei denen es, wie z. B. bei Torpedobootmaschinen, besonders auf ein möglichst geringes Gewicht ankommt, lässt man auch am Niederdruckcylinder den Dampfmantel fort, und zwar, wie die Erfahrung gelehrt hat, ohne dass sich die hierdurch entstehenden Dampfverluste besonders stark fühlbar gemacht hätten. In jüngster Zeit sind auch in England für Frachtdampfer verschiedentlich Dreifach- und Vierfach-Expansionsmaschinen, mit 2,0 bis 2,5 m Kolbengeschwindigkeit und etwa 0,6 Füllung in jedem Cylinder, ohne jeden Dampfmantel ausgeführt, mit welchen ganz gute wirtschaftliche Erfolge erzielt wurden.

Zu 8. Das im Mantel durch die Wärmeabgabe des Dampfes entstehende Kondensationswasser muss zeitweise durch Ausblasen in den Kondensator entfernt werden. Bleibt es im Mantel stehen, so wird die Cylinderwand nicht nur nicht mehr gewärmt, sondern es wird ihr von diesem Wasser beständig eine größere Wärmemenge entzogen. Ein Cylinder, dessen Dampfmantel mit Wasser gefüllt ist, arbeitet daher mit größeren Dampfverlusten als ein Cylinder ohne Dampfmantel. Leider ist die Ansammlung von Wasser im Dampfmantel, herbeigeführt durch verabsäumtes Ausblasen seitens der Maschinenisten, eine nach den vielseitigen Erfahrungen Mac Farlane Gray's<sup>1)</sup>, des ersten englischen Lloyd-Ingenieurs, sehr oft vorkommende Erscheinung. Um sie einzuschränken, hat man bei Hammermaschinen an einer geeigneten, leicht sichtbaren und möglichst tiefen Stelle des Dampfmantels einen Wassersammler mit Wasserstandsglas angebracht, so dass die Wasserbildung beständig verfolgt werden kann. Bei horizontalen Maschinen nützt eine solche Einrichtung indessen sehr wenig, weil sie tief unten in der Bilge liegend unsichtbar ist, weshalb auch bei diesen Maschinen das Ausblasen am häufigsten unterbleibt. Wie sehr man diesem Umstande Rechnung trägt, geht schon daraus hervor, dass manche Konstrukteure die Cylinder horizontaler Compound- oder Dreifach-Expansionsmaschinen überhaupt nicht mit Dampfmänteln versehen, weil sie den Ruf ihrer Fabrik nicht durch die mögliche Unzuverlässigkeit des Maschinenpersonals gefährden wollen

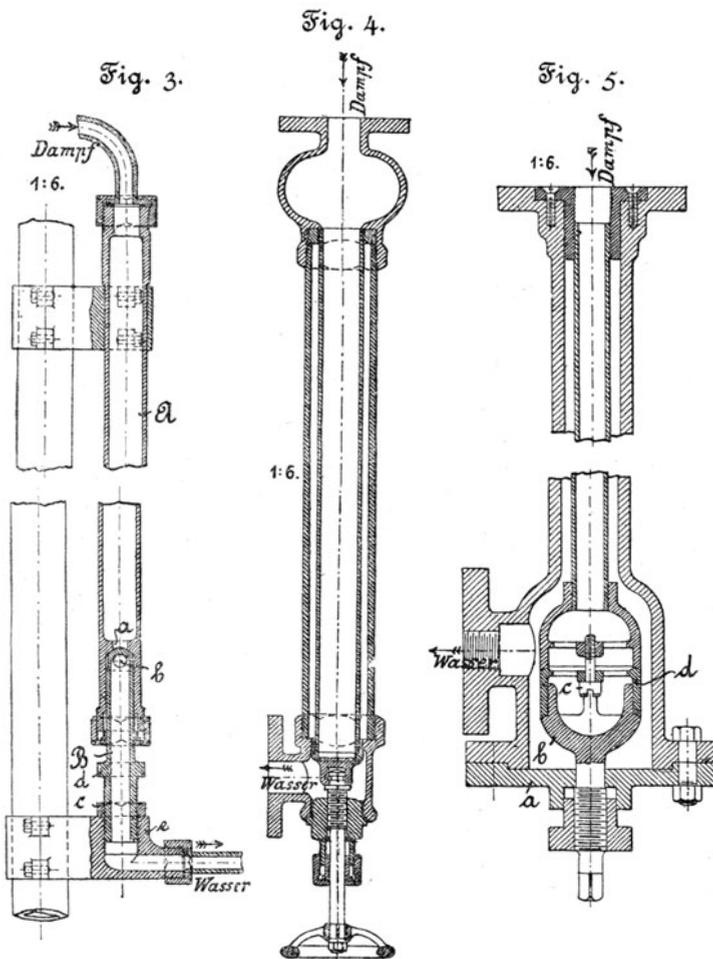
<sup>1)</sup> Engineering 1888 I. S. 222.

<sup>1)</sup> Transactions of the institution of naval architects 1882 S. 50.

und daher von vornherein, auf hervorragende Erfolge verzichtend, mit geringeren Durchschnittsleistungen fürlieb nehmen.

In neuester Zeit sind an Hammermaschinen selbstthätige Kondensationswasserableiter für die Dampfmäntel in Gebrauch gekommen, von denen sich die auf Ausdehnung eines messingenen Rohres durch die Wärme beruhenden, wie sie beispielsweise Thornycroft bei seinen Torpedobootmaschinen anbringt, und wie sie in noch besserer Ausführung von Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover sowie von Kori in Berlin gefertigt werden, bei gleichmäßigem Druck im Dampfmantel gut bewährt haben sollen.

Den Dampfwater-Ableiter von Thornycroft zeigt Textfig. 3. Das mit dem Mantel in Verbindung stehende Messingrohr *A* ist, wenn mit Dampf gefüllt, so stark erwärmt und infolgedessen ausgedehnt, dass seine Oeffnung *a* durch den Stutzen *B* geschlossen ist. Sammelt sich Wasser in dem Rohre *A*, so kühlt es sich ab und verkürzt sich; das Wasser kann aus *a* durch die Oeffnung *b* in den Stutzen *B* entweichen und wird in die Speisewasserzisterne gedrückt. Um die Vorrichtung betriebsfertig zu machen, löst man die gleichzeitig die Dichtungsscheibe anpressende Gegenmutter *c*, schraubt den Stutzen *B* mittels des Sechskants *d* in das Kniestück *e* hinein und lässt nun Dampf in den Mantel, welcher einige Minuten durch den Ableiter bläst und ihn erwärmt. Hierauf schließt man allmählich die Oeffnung *a* durch Hochschrauben des Stutzens *B*, ohne indessen Gewalt anzuwenden, bis das Blasen aufhört.



Der Dampfwater-Ableiter von Dreyer, Rosenkranz & Droop (Textfig. 4) weist gegenüber dem vorbeprochenen drei Vorzüge auf: Erstens besitzt er oben eine Wasserschlaghaube; zweitens ist das Messingrohr von einem schmiedeisernen Rohr umschlossen, welches dessen plötzliche Abkühlung durch äußere Einflüsse verhindert, und drittens ist die etwas unbeholfene Einstellvorrichtung durch ein leicht zugängliches und bewegliches Ventil ersetzt.

Der Dampfwater-Ableiter von Kori (Textfig. 5) besitzt die meistens wohl entbehrliche Wasserschlaghaube

nicht, das messingene Ausdehnungsrohr ist aber ebenfalls in ein Abkühlungen verhinderndes, hier gusseisernes, Gehäuse eingeschlossen. Den Hauptvorteil seines Ableiters sucht Kori in der Anordnung des Einstellventiles. Nach Abnahme des Deckels *a* und des Ventiles *b* sowie nach Lösen der Schraube *c* kann man auch den Ventilsitz *d* herausnehmen und nun Sitz und Ventil wieder sehr bequem dampfdicht auf einander schleifen. Für senkrechte Aufstellung dieses Ableiters ist die hohe Lage des Ablaufrohres sowie die Benutzung des Stopfbüchsendeckels als Mutter für die Ventilspindel insofern ein Nachteil, als diese Dichtung beständig lecken dürfte.

Der aus allen vorstehenden Erörterungen folgende Schluss, dass der Wert des Dampfmantels um so mehr abnimmt, diese Einrichtung daher um so leichter zu entbehren ist, je größer der Cylinderdurchmesser, die Kolbengeschwindigkeit und die Füllung, je kleiner das Temperaturgefälle, je reichlicher die Zuführung von Schmiermaterial und Luft zum Cylinder, je kälter der heizende Dampf und je seltener die Abführung des Mantelwassers wird, ist außer den schon erwähnten Versuchen von Isherwood sowie von Donkin und Salter hauptsächlich durch die Untersuchungen der Elsässer, durch die von Emery<sup>1)</sup> angestellten Probefahrten der amerikanischen Dampfer »Bache«, »Dallas«, »Dexter«, »Gallatin« und »Rush«, ferner durch die Versuche von Longridge<sup>2)</sup> mit einer zweicylindrigen stationären Verbundmaschine, durch die Versuche von Borodin<sup>3)</sup> mit Lokomotiven u. a. m. erwiesen.

#### b) Der Ueberhitzer.

Der erste praktisch brauchbare und in Betrieb gebliebene Ueberhitzer wurde von dem Cheffingenieur der Vereinigten Staaten-Marine Martin im Jahre 1854 für einen Hudsonsdampfer konstruiert, welchem bald weitere Vorrichtungen dieser Art auf amerikanischen Postdampfern folgten. Im Jahre 1856 stellte Hirn in Colmar mit einer kleineren ein cylindrigen und einer größeren Woolf'schen Maschine seine bekannten Versuche mit überhitztem Dampf an, und 1857 rüstete Penn den Dampfer »Valetta« mit dem ersten Ueberhitzer in England aus. Allgemeinere Einführung, namentlich auf Passagierdampfern, fanden die Ueberhitzer aber erst nach dem Jahre 1859, als Taylor und Faraday die Ungefährlichkeit der Ueberhitzung des Dampfes nachgewiesen und namentlich der letztere erklärt hatte, dass, falls die befürchtete Dissoziation des überhitzten Dampfes wirklich einträte, sich daraus nur eine geringe Menge Wasserstoff von der Spannung des Dampfes ausscheiden und dass die Verbindung des Wasserstoffes mit dem übrigen Dampf ein explosives Gemisch nicht ergeben könne. Seit dieser Zeit bürgerten sich die Ueberhitzer sowohl auf Handelsdampfern wie auf Kriegsschiffen immer mehr ein, bis die allgemeine Einführung des Hochdruckdampfes ihre Verwendung aufhob.

Nachdem der Dampf im Kessel erzeugt war, wurde er, bevor er in das Hauptdampfrohr gelangte, durch einen im Rauchfang oder im Schornsteinhalse gelagerten, in den meisten Fällen aus dünnwandigen Rohren gebildeten Behälter geleitet und darin durch die innerhalb oder außerhalb dieser Rohre vorbeistreichenden, dem Schornstein zueilenden Heizgase auf eine höhere als seine Sättigungs-Temperatur gebracht. Dieser ohne besonderen Brennstoffaufwand, lediglich durch die den entweichenden Heizgasen noch inwohnende Wärme hergestellte überhitzte Dampf besitzt gegenüber dem gesättigten und mit Wasserteilchen durchtränkten Dampf folgende Vorzüge:

1) Der überhitzte Dampf kann eine Temperaturerniedrigung erleiden, ohne eine Spannungsabnahme zu erfahren; er tritt daher in den Cylinder der Maschine mit derselben Spannung ein, mit der er den Kessel verlässt, wogegen der gesättigte Dampf auf dem Wege vom Kessel zu den Cylindern bei Schiffsmaschinen in der Regel etwa 0,5 kg/qcm an Spannung verliert.

2) Das bei gleichem Füllungsgrade benötigte Gewicht an überhitztem Dampf ist infolge seines geringeren spez. Gewichtes kleiner, als das von gesättigtem Dampf.

<sup>1)</sup> Engineering 1875 bis 1876.

<sup>2)</sup> Engineering 1882 I. S. 174, 220, 242 u. 266.

<sup>3)</sup> Engineering 1886 II. S. 248, 273, 301 u. 328.

3) Der überhitzte Dampf entwickelt bei gleichem Füllungsgrade eine grössere Expansivkraft als der gesättigte, weil er sich, so lange er im überhitzten Zustande verbleibt, während der Expansion nicht, wie jener, kondensirt. Bekanntlich ist diese Kondensation des gesättigten Dampfes der während der Expansion in mechanische Arbeit umgesetzten Wärmemenge proportional.

4) Der überhitzte Dampf bewirkt in Cylindern ohne Dampfmantel eine Erhöhung der mittleren Temperatur der Cylinderwand, wodurch der Niederschlag während der Füllung verringert und das Nachdampfen beschleunigt wird, so dass es grösstenteils schon während der Expansion erfolgt. Wird der überhitzte Dampf in einem Cylinder mit ebenfalls durch überhitzten Dampf geheiztem Dampfmantel verarbeitet, so kann die mittlere Temperatur der Cylinderwand höher als die Sättigungstemperatur des Dampfes liegen. In letzterem Falle verhält sich der überhitzte Dampf wie ein permanentes Gas, und die Wärme-, mithin auch die Dampfverluste, sind fast Null.

Diese Eigenschaften entwickelt der überhitzte Dampf aber nur, wenn seine Temperatur genügend hoch liegt; beispielsweise müsste Dampf von 1 bis 2 kg/qcm Ueberdruck, dessen Temperatur im gesättigten Zustande 120 bis 133° C. beträgt, um die erwählten Eigenschaften zu besitzen, bis auf etwa 180 bis 200° C. erwärmt werden. Aber selbst so hoch überhitzter Dampf von 2 kg/qcm Ueberdruck kehrt bei kleineren Füllungsgraden als etwa 0,66, während der Expansion in den gesättigten Zustand zurück und büsst dann die unter 3) und 4) genannten Vorteile teilweise wieder ein.

Jahrelange Erfahrungen haben gezeigt, dass es nicht empfehlenswert ist, den Dampf von 1 bis 2 kg/qcm Ueberdruck höher als bis auf 160°, also um 40 bis 30° C., zu erhitzen, weil er bei höheren Temperaturen die Schmiermittel der Cylinder verflüchtigt, die Stopfbüchsenpackungen verbrennt und selbst die glatten Flächen der Schieber und Cylinder sowie der Schieber- und Kolbenstangen angreift. Vielfach wurden daher von den Konstrukteuren die Heizflächen der Ueberhitzer von vornherein so klein bemessen, dass sich eine höhere Ueberhitzungstemperatur überhaupt nicht erreichen liess, und in den allermeisten Fällen konnten die »Ueberhitzer« genannten Vorrichtungen auf diesen Namen gar keinen Anspruch erheben, weil sie nur als Dampftrockner wirkten. Unter diesen Umständen blieben denn auch die durch Ueberhitzung des Dampfes erhofften Kohlenersparnisse in der Praxis weit hinter den Versuchsergebnissen zurück, welche angegeben werden von: Hirn<sup>1)</sup> bei Ueberhitzung des Dampfes um etwa 90° C. auf 27,5 pCt., Martin und Penn<sup>2)</sup> bei Ueberhitzung des Dampfes um etwa 60° C. auf 20 pCt., sowie von einigen Dampfern der »Peninsular and Oriental« Linie<sup>3)</sup> auf 21 bis 34 pCt., und welche Rankine<sup>4)</sup> auf grund seiner theoretischen Untersuchungen bei einer Ueberhitzung um etwa 80° C. auf 23 pCt. berechnet.

Trotzdem schätzte man den Nutzen der Ueberhitzer so groß, dass man sie, so lange die Dampfspannung in den Schiffskesseln nicht über 2 kg/qcm Ueberdruck stieg, für unentbehrlich hielt. Alle sorgfältiger ausgeführten Schiffsmaschinen, deren Cylinder Dampfmantel besaßen, wurden auch mit Ueberhitzern versehen, obgleich deren Anlagekosten bei einer Ausführung, wie auf Kriegsschiffen, recht beträchtlich waren und ihre Unterhaltungskosten wegen des schnellen Verschleißes der Rohre immer sehr erheblich ausfielen.

Die damaligen Einspritzkondensationsmaschinen, welche mit Ueberhitzern und Dampfmanteln versehen waren, gebrauchten im Durchschnitt für 1 ind. Pfr. und Std. bei den Probefahrten nur noch 1,9 bis 2,0 kg Kohlen, wiesen also gegenüber den nicht mit diesen Verbesserungen versehenen besten Watt'schen Maschinen, welche dafür 2,2 kg Kohlen nötig hatten, eine Kohlenersparnis von reichlich 10 pCt. auf. Ein Dampfer, dessen Maschine durchschnittlich 1000 Pfr.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1866 Hft. IV.

<sup>2)</sup> Sennet, The marine steam engine 1885 S. 196.

<sup>3)</sup> Schwarz-Flemming, Die Kesselabteilung auf Dampfschiffen 1873 S. 167.

<sup>4)</sup> Rankine, A manual of the steam engine 1873 S. 437.

indizierte, brauchte also für eine 20 tägige Reise mit der nötigen Zugabe höchstens noch 1000 bis 1200 t Kohlen mitzuführen, während ein solcher mit älterer Maschine 1300 bis 1400 t nötig hatte.

Wie sich bald nach der allgemeiner gewordenen Benutzung der Ueberhitzer eine Ueberhitzung des Niederdruckdampfes um mehr als 30 bis 40° C. auf die Dauer als unthunlich herausstellte, so ergab sich im Laufe der Jahre, dass bei steigender Sättigungstemperatur, also bei zunehmender Spannung des Dampfes, dieser für die Ueberhitzung zulässige Spielraum allmählich verringert werden musste, wenn die üblen Folgen zu stark überhitzten Dampfes von den Maschinen fern gehalten werden sollten. Je näher aber die Sättigungstemperatur an die praktisch durchführbare Ueberhitzungstemperatur rückte, um so mehr verringerten sich die angeführten Vorteile. Hierzu kam, dass man bei höheren Dampfspannungen kleinere Füllungen als früher bei dem niedrigeren Dampfdruck anwendete, wodurch der unter 2) erwähnte Vorteil kaum noch ins Gewicht fiel und der unter 3) aufgeführte mehr und mehr verschwand. Diese Umstände, welche mit der fortschreitenden Steigerung der Dampfspannung den durch Ueberhitzung erzielten Gewinn allmählich fast auf Null zurückführten, veranlassten nach und nach die Abschaffung der Ueberhitzer, und heute wird kein Hochdruckkessel mehr mit einem solchen ausgerüstet, ja selbst Dampftrockner werden seltener, da man aus dem schon angeführten Grunde lieber etwas feuchten als zu trockenen Dampf in die Cylinder leiten will.

So sind denn auch die neueren Versuche von Normand<sup>1)</sup> in Havre, den verbrauchten Dampf des Hochdruckcylinders bei Compoundmaschinen, bzw. denjenigen dieses Cylinders und des Mitteldruckcylinders bei Dreifach-Expansionsmaschinen, während seines Uebertrittes zum Niederdruckcylinder bzw. auch zum Mitteldruckcylinder zu überhitzen, als fehlgeschlagen zu bezeichnen. Normand leitete den von einem zum anderen Cylinder überströmenden Dampf bei den von ihm erbauten Maschinen durch einen in der vorderen Rauchkammer liegenden, von den abziehenden Heizgasen durchstrichenen Ueberhitzer. Die hierdurch erforderliche verwickeltere Rohrleitung verhinderte eine weitere Verbreitung dieser Konstruktion, und die fortwährenden Reparaturen an den Ueberhitzerrohren in Verbindung mit dem geringen Nutzen dieser Einrichtung hatten zur Folge, dass man sie auf den meisten damit versehenen Dampfmaschinen wieder beseitigte.

### c) Der Oberflächenkondensator.

Der Oberflächenkondensator ist im Jahre 1831 von Samuel Hall erfunden. Er wurde zuerst in einem Rad-dampfer »Wilberforce« eingebaut, der 1837 fertiggestellt war und zwischen Hull und London fuhr. Die Rohre dieses Kondensators verschlammten sehr bald, weil auch das Hunter- und Themsewasser als Kühlwasser benutzt werden musste. So wurde der Kondensator im Jahre 1841 als unpraktisch wieder aus dem Schiffe herausgenommen und geriet dadurch in schlechten Ruf. Erst im Jahre 1859 gelang es den unablässigen Bemühungen von Humphrys, den Oberflächenkondensator dauernd in die Praxis einzuführen, und hiermit trat nach dem Jahre 1860 der erste große Umschwung im Schiffsmaschinenbau ein.

Im Oberflächenkondensator wird der Dampf, von dem zur Kühlung benutzten Seewasser durch dünne Wandungen getrennt, zu destillirtem Wasser niedergeschlagen. Die dünnen Wandungen werden gewöhnlich durch messingene Rohre von 17 bis 22 mm äufs. Dmr. und 0,75 bis 1,5 mm Wandstärke gebildet, welche mit ihren Enden in bronzenen Platten oder Rohrwänden, gewöhnlich stopfbüchsenartig, mit Baumwollenschnur verpackt, eingedichtet sind. Am zweckmässigsten ist es, das Kühlwasser durch, den zu kondensirenden Dampf um die Rohre zu leiten, also Aufsenseitenkondensation einzuführen. Das Kühlwasser wird entweder durch eine mit der Schiffsmaschine verbundene Kolben- oder, besser, durch eine mit besonderer Dampfmaschine versehene Zentrifugalpumpe durch den Kondensator gedrückt, oder im ersteren Falle zweckmässiger gesaugt.

<sup>1)</sup> Demoulin, Nouvelles machines marines des bâtiments à grande vitesse; 1887 S. 52.

Die Oberflächenkondensatoren der in der Handelsmarine üblichen Hammermaschinen werden gewöhnlich in den Cylindern untergebracht, während jene der meistens horizontalen Kriegsschiffsmaschinen für sich getrennte Maschinenteile bilden. Früher wurden die Kästen solcher Kondensatoren allgemein aus Gusseisen hergestellt und mit den Luftpumpenkästen vereinigt, wie Textfig. 6 zeigt. Bald fand man aber, dass die gusseisernen Wände durch die galvanische Wirkung der Kühlrohre stark angegriffen wurden, weshalb man sie durch Messingbleche ersetzte, welche wie Kesselbleche zusammengenietet wurden. Diese Konstruktion trug aber gleichzeitig wesentlich zur Einschränkung des Maschinengewichtes bei, denn Kondensatoren, wie Textfig. 7 u. 8 einen für Aufs-

seiten-Kondensation darstellen, wiegen einschliesslich des Luftpumpenkastens und des in beiden beim Betriebe befindlichen Wassers etwa 38 bis 40 kg für 1 qm Kühlfläche, während gusseiserne älterer Konstruktion, wie der in Textfig. 6 gezeichnete, für Innenseiten-Kondensation mit Luftpumpenkasten und Wasser durchschnittlich 75 kg für 1 qm Kühlfläche wiegen, also etwa doppelt so schwer ausfallen. Bemerkt sei hierzu, dass die Maschinen, zu welchen die gezeichneten Kondensatoren gehören, je 2 solcher besitzen; die den Figuren beigegebenen Daten beziehen sich aber nur auf einen Kondensator, geben also auch nur die halbe Maschinenkraft an.

Die Vorteile der Oberflächenkondensatoren gegenüber den Watt'schen Einspritzkondensatoren lassen sich, wenn man sie so zusammenstellt, dass der am meisten ins Gewicht fallende Vorzug zuletzt genannt wird, folgendermassen ordnen:

- 1) sie erzeugen eine bessere Luftleere;
- 2) sie liefern ein reineres Speisewasser;
- 3) sie ermöglichen das Halten eines hohen Dampfdruckes im Kessel.

Zu 1). Während die Vakuummeter der Einspritzkondensatoren im gewöhnlichen Betriebe meistens nur eine Luftleere von 0,8 bis 0,85 kg/qcm anzeigen, weisen diejenigen der Oberflächenkondensatoren in der Regel eine solche von 0,9 bis 0,95 kg/qcm und darüber auf. Da nun, günstige Ausströmungsverhältnisse vorausgesetzt, der Gegendruck im Cylinder um so geringer wird, je mehr die Luftleere im Kondensator steigt, so wird eine Maschine mit Oberflächenkondensator stets eine grössere indizierte Leistung besitzen, als eine gleich grosse Maschine, welche unter denselben Verhältnissen mit einem Einspritzkondensator arbeitet. Aber auch ihre Nutzleistung wird grösser werden, weil einerseits zum Betriebe der hinzutretenden Zirkulationspumpe in regelrechten Verhältnissen ein geringerer Druck als 0,1 bis 0,15 kg/qcm der Dampfkolbenfläche erforderlich ist, welcher Druck durch die bessere Luftleere des Oberflächenkondensators in der ersten Maschine für diesen Zweck zur Verfügung steht; andererseits aber die Arbeit der Luftpumpe, welche nur das Kondensationswasser — ohne das Einspritzwasser — fortzuschaffen braucht, eine viel kleinere wird.

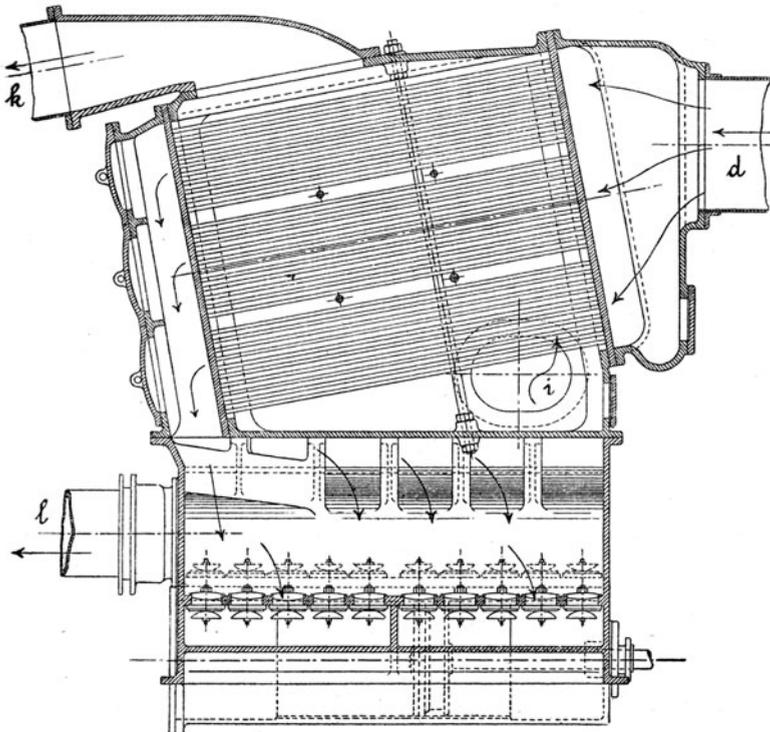
Die schlechtere Luftleere in dem Einspritzkondensator findet ihre Begründung in der Luftmenge, welche mit dem Einspritzwasser in den Kondensator dringt; sie ist sehr beträchtlich, wie nachstehendes Beispiel beweist, bei welchem das Volumen des in den Kondensator entleerenden Cylinders = 1 cbm, die Temperatur des Einspritzwassers = 15°C. und die Temperatur des Kondensators = 40°C. gesetzt ist. Nimmt man den gewöhnlichen Fall an, dass der Dampf mit 0,3 kg/qcm abs. Spannung den Cylinder verlässt, so wird das aus ihm entstehende Kondensationswasser einen Raum von nicht ganz 0,0002 cbm einnehmen, während das zu seiner Kondensation erforderliche Einspritzwasser 0,0125 cbm beträgt, vorausgesetzt, dass als allgemein gültiger Mittelwert zur Kondensation von 1 kg Dampf 25 kg Einspritzwasser erforderlich sind. Nun enthält je 1 cbm Seewasser beim Druck der äusseren Luft und bei 15°C. Temperatur etwa 5 pCt. seines Volumens an absorbirter Luft, welche beim Eintritt in den Kondensator aus dem Seewasser entweicht und infolge der höheren Temperatur und niedrigeren Kondensatorspannung nach dem Gay-Lussac-Mariotte'schen Gesetz ihr Volumen vergrössert. Somit führen die 0,0125 cbm Seewasser bei einer im Kondensator herrschenden mittleren Luftverdünnung von 0,85 Atm. 0,0045 cbm Luft von 0,15 Atm. abs. Spannung in den Kondensator, d. h., sie erzeugen darin ein Luftvolumen, welches dasjenige des Kondensationswassers um das 22 fache übersteigt. — Beim Oberflächenkondensator kommt der Dampf mit dem Kühlwasser nicht in Berührung, und es kann, abgesehen von sonstigen Undichtigkeiten, nur dann Luft in den Kondensationsraum treten, wenn man in ihn das zur Ergänzung des Speisewassers erforderliche Zusatzwasser, welches dem Kühlwasser entnommen wird, behufs seiner Erwärmung leitet. Das bei diesem in der Praxis üblichen Verfahren im Oberflächenkondensator sich ausbreitende Luftvolumen beträgt indessen höchstens 7 bis 8 pCt. von dem Volumen des Kondensationswassers, wenn man das erforderliche Zusatzwasser

Fig. 6.

Gusseiserner Innenseiten-Kondensator.

Kühlfläche . . . . .	840 qm.	$d$ = Dampfeintritt.
Gewicht mit Wasser	62000 kg.	$i$ = Kühlwassereintritt.
Maschinenleistung	4000 ind. Pfkr.	$k$ = Kühlwasseraustritt.
		$l$ = Luftpumpen-Ausguss.

Massstab = 1 : 50.

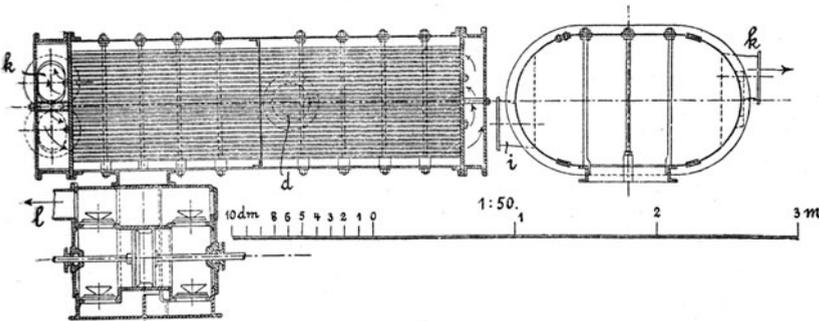


Bronzener Aufsseiten-Kondensator.

Kühlfläche . . . . .	200 qm.	$d$ = Dampfeintritt.
Gewicht mit Wasser	7640 kg.	$i$ = Kühlwassereintritt.
Maschinenleistung	1200 ind. Pfkr.	$k$ = Kühlwasseraustritt.
		$l$ = Luftpumpen-Ausguss.

Fig. 7.

Fig. 8.



sehr reichlich<sup>1)</sup> mit 10 pCt. des letzteren veranschlagt, und ist mithin um etwa 300 mal geringer als das in einem Einspritzkondensator auftretende. Setzt man, wie bei den heute gebräuchlichen hohen Dampfspannungen erforderlich geworden ist (siehe weiter hinten), dem Speisewasser nur destillirtes Wasser zu, so verschwindet die Luft im Oberflächenkondensator bis auf unbedeutende, nur von unvermeidbaren Undichtigkeiten herrührende Reste. Eine Aenderung der augenblicklichen Oberflächenkondensator- und Pumpenanordnung in der Richtung, wie vor kurzem Weiß<sup>2)</sup> in dieser Zeitschrift ausführte, wird sich daher um so weniger Bahn brechen, als schon seit Jahren auf sehr vielen Handelsdampfern die Größe der Luftpumpen nur für die Oberflächenkondensation ausreichend bemessen wird. Den Grund für dieses Vorgehen bildet eine mehr als zwanzigjährige Erfahrung, nach welcher es, trotzdem die Oberflächenkondensatoren der Dampfschiffe nach tausenden zählen, nur in ganz vereinzelt Fällen nötig wurde, die Einspritzung in Gebrauch zu nehmen.

Zu 2). Das zur Kondensation des Dampfes eingespritzte Seewasser enthält in den großen Ozeanen zwischen 3,3 bis 3,5 pCt. gelöste Stoffe, welche bei der Verdampfung im Kessel zurückbleiben. Würde man einen Kessel mit Seewasser füllen, so müssten sich bei der Verdampfung von 100 kg desselben im Kessel 3,3 bis 3,5 kg Rückstände absetzen. Nicht viel besser ist es, wenn der Kessel aus einem Einspritzkondensator gespeist wird, weil zur Kondensation von 1 kg Dampf etwa 20 bis 30 kg Seewasser gehören, je nach der Temperatur des letzteren, also je nach dem Breitengrade, auf welchem sich der Dampfer befindet. Im günstigsten Falle verteilt sich dabei im Einspritzkondensator 1 kg Süßwasser, welches aus dem kondensirten Dampfe entsteht, auf 20 kg eingespritztes Seewasser; mithin besitzt das aus dem Kondensator entnommene Speisewasser immer noch über 3 pCt. gelöste Stoffe, welche man in der Praxis kurz als Salzgehalt bezeichnet. Unter diesen Bestandteilen sind die kohlen- und schwefelsauren Kalksalze, von denen in 100 kg Seewasser bis nahezu 0,2 kg vorkommen, die gefährlichsten, weil sie bereits bei einer Temperatur von 144° C. im Wasser unlöslich sind. Sie scheiden sich bei dieser Temperatur ohne Rücksicht auf den Sättigungsgrad der Lösung vollständig aus und überziehen die Kesselwände mit der bekannten Kesselsteinkruste. Bei der schlechten Wärmeleitungsfähigkeit des Kesselsteins genügt schon ein gleichmäßiger Ueberzug von etwa 2 mm Stärke über alle feuerberührten Flächen, welcher bei der Speisung mit so salzhaltigem Wasser, wie es aus Einspritzkondensatoren kommt, in mittelgroßen Kofferkesseln von 200 qm Heizfläche innerhalb 7 Stunden erreicht sein würde, um bei gleichbleibender Dampferzeugung den Kohlenverbrauch gegenüber dem bei reinen Kesselwänden erforderlichen um etwa 20 pCt. zu steigern. Bedenklicher sind aber die Gefahren, welche diese Ueberzüge, falls sie sich an einzelnen Stellen zu beträchtlicher Stärke ansammeln, dadurch herbeiführen, dass sie die Bleche, namentlich die Feuerbüchsen- und Rauchkammerdecken, dem kühlenden Einflusse des Kesselwassers entziehen und ihr Erglühen veranlassen. Da das erglühte Blech eine beträchtlich geringere Festigkeit als das kalte besitzt, so beult der im Kessel herrschende Dampfdruck die glühenden Bleche nach dem Feuerraum hin aus und bewirkt das höchst gefahrvolle Eindringen der Feuerbüchsen- und Rauchkammerdecken.

Aus vorstehenden Gründen durfte man bei Einspritzkondensationsmaschinen die Temperatur des Kesselwassers nie bis auf 144° C. steigern, sondern musste sie, um das Ausschleiden der Kesselstein bildenden Salze zu verhüten, entsprechend niedriger halten. In der Regel ging man nicht über 135° C., entsprechend einer Dampfspannung von 2 Atm. Ueberdruck. Diese Vorsichtsmaßregel allein war indessen nicht ausreichend; man durfte auch den Prozentsatz der im Kesselwasser enthaltenen gelösten Bestandteile nicht über eine

bestimmte Höhe kommen lassen, weil sich das im Seewasser enthaltene Kochsalz bei einer Temperatur von 135° C. schon in größeren Mengen ausscheidet, wenn 100 kg Kesselwasser 12 kg solcher gelösten Stoffe enthalten. Man hält jetzt den Salzgehalt des Kesselwassers bei Speisung aus Einspritzkondensatoren mit Rücksicht auf eine möglichst lange Lebensdauer der Kessel etwa auf 9 pCt., und hat daher, um eine Steigerung dieses Gehaltes zu verhüten, von 100 kg zugepeisten, 3 pCt. Salz enthaltenden Wassers 33 $\frac{1}{3}$  kg wieder auszublasen, darf also nur 66 $\frac{2}{3}$  kg verdampfen.

Da das eingespeiste Wasser sofort die Temperatur des Kesselwassers annimmt, so entzieht je 1 kg dem Kessel, wenn es wieder ausgeblasen wird, bei 30 bis 40° C. Speisewasser- und 130 bis 140° C. Kesselwassertemperatur rund 100 W. E. Während nun die 66 $\frac{2}{3}$  kg im Kessel verbleibenden Wassers unter regelrechten Verhältnissen etwa 8 kg Kohlen behufs ihrer Verdampfung erfordern, hat man zur Erwärmung der 33 $\frac{1}{3}$  kg ausgeblasenen Wassers rund 0,6 bis 0,7 kg Kohlen nötig, so dass bei der Speisung aus Einspritzkondensatoren im günstigsten Falle schon 7,5 pCt. des Gesamtkohlenverbrauchs durch das unbedingt erforderliche Ausblasen verloren gehen. In der Praxis erreichen diese Verluste bei niedrigeren Speisewassertemperaturen, höherem Salzgehalt des Seewassers und den immer mit einem gewissen Niederschlag bedeckten Kesselwänden bis zu 15 pCt.

Wird das Speisewasser einem Oberflächenkondensator entnommen, so hat man wohl zunächst reines destillirtes Wasser; da es aber wegen der in der Maschine auftretenden Dampfverluste nicht zur Speisung der Kessel ausreicht, so muss man ihm noch eine gewisse Menge anderen Wassers zusetzen. Wie schon erwähnt, wurde dieses Zusatzwasser bisher meistens dem Kühlwasser des Kondensators entnommen, und wenn man es, wie gesagt, etwas reichlich zu 10 pCt. des Kondensationswassers veranschlagt, so konnte der Salzgehalt des Speisewassers, welches mit dem Zusatzwasser von 3,3 bis 3,5 pCt. Salzgehalt vermischt ist, höchstens etwa  $\frac{1}{3}$  pCt. betragen. In solchem Speisewasser sind nur noch Spuren von schädlichen Kalksalzen enthalten, so dass das Ausblasen fast ganz aufhören kann, und zwar umsomehr, als man bei weniger hohen Dampfspannungen den Salzgehalt des Kesselwassers, um einen dünnen, die Kesselwände vor dem Oxydiren schützenden Niederschlag zu erzielen, bis auf 12 pCt. steigen lässt.

Mit der Einschränkung des Ausblasens verminderte sich auch der Kohlenverbrauch der Schiffsmaschine; er betrug bei den Probefahrten der mit Oberflächenkondensatoren ausgerüsteten Niederdruckmaschinen, welche Dampfmäntel und Ueberhitzer besaßen, etwa 1,5 bis 1,6 kg für 1 ind. Pfkr. und Std., wies also gegenüber den mit Einspritzkondensatoren versehenen gleichen Maschinen, welche für dieselbe Leistung etwa 1,9 bis 2,0 kg Kohlen nötig hatten, eine Ersparnis von etwa 15 bis 20 pCt. auf. Gegenüber den besten der alten Watt'schen Maschinen wurden aber schon reichlich 30 pCt. Kohlen gespart. Ein Dampfer, dessen Maschine im Durchschnitt 1000 Pfkr. indizierte, brauchte daher für eine 20tägige Reise einschließlic der nötigen Reserve nur noch 850 bis 900 t Kohlen an Bord zu nehmen.

Zu 3) Bei den sehr geringen Mengen aufgelöster Bestandteile, die das aus Oberflächenkondensatoren kommende Speisewasser noch enthält, selbst wenn es mit dem aus See genommenen Zusatzwasser gemischt wird, konnte man die Temperatur des Kesselwassers ohne Gefahr für den Betrieb beliebig über 144° C. erhöhen und erreichte hierdurch den Hauptvorteil des Oberflächenkondensators: die Möglichkeit, hochgespannte Dämpfe für Schiffsmaschinen zu verwenden.

Um aber auch die geringen Spuren aufgelöster Stoffe vom Kesselinneren fern zu halten, welche das aus See entnommene Zusatzwasser in das Speisewasser führt, füllte man in den letzten Jahren die Kessel stets mit süßem Wasser auf, wechselte es möglichst selten und nahm vielfach auf Panzerbalkensträumen einige Abteilungen derselben voll Süßwasser mit, aus welchem man das Speisewasser während der Reise

<sup>1)</sup> Nach Angaben von Hall ist das Wasser eines gewöhnlichen Schiffskessels erst nach 8- bis 10 tägigem Dampfen vollkommen erneuert, woraus folgt, dass unter regelrechten Verhältnissen der durch Zusatzwasser zu deckende Speisewasserverlust nur etwa 2 pCt. des Gesamtwasserverbrauchs beträgt.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1888 S. 84.

ergänzte. Bei Dampftemperaturen von 180—200° C., wie sie die neuesten Schiffskessel besitzen, scheint aber auch diese Vorsichtsmaßregel insofern wenig zu nützen, als sie die Bildung eines Niederschlages auf den feuerberührten Wänden nicht verhindert. Thatsache ist, dass seit der Einführung der Dreifach-Expansionsmaschinen, also seitdem die hohen Dampfspannungen in Schiffskesseln zu allgemeinerer Anwendung kamen, mehrfach Handelsdampfer mit eingedrückten Feuerbüchsen- und Rauchkammerdecken in ihre Heimathäfen zurückkehrten. Dank dem guten Material der jetzt zum Kesselbau durchgängig benutzten Bleche konnten sich diese Decken in einzelnen Fällen bis zu einem recht sichtbaren Grade durchbiegen, ohne aufzureißen, wodurch die naheliegende Gefahr der Explosion der Kessel nach schnellem Herausreißen der Feuer nicht nur glücklich umgangen, sondern noch nach stattgehabter Untersuchung der Kessel die Reise mit vermindertem Dampfdruck beendet werden konnte. Hierdurch ist man zu der Ansicht gekommen, dass schon eine geringe, durch dünne Niederschläge verursachte Verlangsamung des Wärmeüberganges von den Heizgasen zum Kesselwasser eine Erhitzung der Kesselbleche herbeiführen kann, bei welcher ihre infolge der hohen Dampftemperatur ohnehin schon geschwächte Festigkeit nicht mehr im stande ist, dem Dampfdruck genügenden Widerstand zu bieten. Es galt daher, die Kessel von Niederschlägen gänzlich frei zu halten, welche Absicht nur mittels Speisewassergängung durch destillirtes Wasser vollständig zu erreichen war.

Auf Torpedoboote hatte man bald nach ihrer allgemeineren Einführung besondere Destillirvorrichtungen zur Erzeugung des Zusatzwassers aufgestellt, nach deren Vorbild jetzt auch die von Dreifach- bezw. Vierfach-Expansionsmaschinen getriebenen Krieger- und Handelsdampfer mit besonderen Verdampfungsapparaten ausgerüstet werden. Diese Einrichtungen, welche neben der Herstellung des Zusatzwassers teilweise noch zur Gewinnung von Trinkwasser benutzt werden, sind weiter hinten beschrieben. Fragt man sich, weshalb man nicht früher auf dieses sehr einfache und naheliegende Mittel gekommen ist, so bleibt als einzige Erklärung hierfür das Misstrauen, welches man seit Einführung der Oberflächenkondensatoren gegen eine derartige Speisung der Kessel hegte. Den häufig recht schnellen Verschleifs von Kesseln, welche aus Oberflächenkondensatoren gespeist wurden, erklärte man damals, weil die wirklichen Ursachen noch nicht genügend erforscht waren, wie dies z. B. noch Burgh<sup>1)</sup> im Jahre 1871 that, durch eine gewisse auflösende Wirkung, die das vollkommen reine weiche Wasser auf die Kesselwände ausüben sollte. Selbst ein so bedeutender Metallurge wie Dr. John Percy<sup>2)</sup> trat noch im Jahre 1873 in einem Gutachten an die englische Admiralität dieser Meinung bei. Wenngleich die praktischen Ingenieure diesen mit ihren Erfahrungen nicht im Einklange stehenden Erklärungen widersprachen, so bedurfte es doch einer vieljährigen, streng durchgeführten Beobachtung, um den Beweis zu erbringen, dass die Ansicht, sehr reines bezw. destillirtes Wasser greife die Kesselwände an, eine irrige sei. Heute weiß man, dass eine Oxydation der Kesselwände durch reines Wasser nur dann herbeigeführt werden kann, wenn es sehr lufthaltig, also sauerstoffreich ist; destillirtes Wasser ist aber stets mehr oder minder luftarm. Anders verhält es sich dagegen mit süßem, fetthaltigem Speisewasser, wie sich beim allgemeineren Gebrauch der Oberflächenkondensatoren bald herausstellte.

Als man in größerem Umfange merkte, dass die aus solchen Kondensatoren gespeisten Kessel eine viel kürzere Lebensdauer als die aus Einspritzkondensatoren gespeisten besaßen, ja oft einer schnellen inneren Verrostung unterworfen waren, wurden Analysen der Niederschläge und Anfressungen vorgenommen. Diese zeigten, dass man es nicht,

wie man ursprünglich annahm, mit einer auflösenden Wirkung des reinen Speisewassers, auch nicht mit einer kräftigen galvanischen Wirkung zwischen einzelnen von den anfänglich kupfernen Rohren des Kondensators abgelösten, mit dem Speisewasser in den Kessel gedrunghenen Kupferteilchen und dessen eisernen Wänden, sondern mit einer chemischen Wirkung von Fettsäuren zu thun hatte, herrührend von den tierischen und pflanzlichen Fetten, mit denen die Dampfzylinder geschmiert wurden. Professor A. W. Hofmann<sup>1)</sup> hat das Verdienst, diese Thatsache zuerst erkannt und in einem an Humphrys gerichteten Schreiben unterm 1. März 1864 begründet zu haben. Er sagt darin: Wenn man Talg — mit welchem die Cylinderflächen namentlich geschmiert wurden — in einer Sodalösung kocht, so zerlegt es sich in Stearinsäure und Glycerin. Die Stearinsäure verbindet sich mit der Soda zu einer im Wasser löslichen Seife, und das für die Kesselwände unschädliche Glycerin wird frei. Eine ähnliche Zersetzung erfährt der Talg, wenn er, wie im Dampfkessel, beständig unter hoher Temperatur bei höherem Druck gekocht wird; nur wird dann auch die Stearinsäure frei, weil sie keine Soda zur Verseifung findet.

Obleich die Fettsäuren im Vergleich zu Schwefel- und Salzsäure sehr schwach sind, so können sie doch allmählich eine zerstörende Wirkung auf die eisernen Kesselwände ausüben und im Laufe der Zeit recht empfindliche Abrostungen an ihnen hervorrufen. Hofmann schlug damals schon die später fast allgemein eingeführte Schmierung der Cylinder mit Mineralölen vor, welche sich im Kessel nicht zersetzen und daher keine Fettsäuren bilden. Leider verflüchtigen sich die aus den Rückständen der Petroleumdestillation gewonnenen, als Schmiermittel benutzten Mineralöle schon bei der Temperatur des hochgespannten Dampfes, so dass man sie im Betriebe vielfach mit Rüböl oder Olivenöl gemischt verbraucht, oder nur die Kolbenstangen, um sie blank zu erhalten, mit Talg schmiert. Die Entstehung von Fettsäuren in den Kesseln wird dann allerdings nicht verhindert, sondern nur etwas eingeschränkt. Andererseits ist aber auch ein anhaltendes reichliches Schmieren mit reinen Mineralölen nicht zu empfehlen, weil man in solchen Fällen auf den feuerberührten Kesselwänden gummiartige zähe dunkelbraune Niederschläge gefunden und sie als die Ursache des Einbeulens dieser Wände erkannt hat. Man lässt daher meistens das Eindringen von Fettsäuren in die Kessel zu und sucht sie durch Zusätze von Sodalösung zum Speisewasser im Kessel zu verseifen. In der französischen Marine setzt man dem Speisewasser die billigere Kalkmilch zu, welche die Fettsäuren zwar auch unschädlich macht, aber mit ihnen im Wasser unlösliche Seifen bildet, die sich auf den feuerberührten Wänden ablagern und schließlich ebenfalls zu Gefahren Veranlassung geben können.

Als Schutz gegen die schnelle innere Abrostung der Kessel hat man ferner mit den eisernen Wänden in metallischer Verbindung stehende Zinkplatten, in die Kessel gehängt, welche mittels des salzhaltigen Kesselwassers einen elektrischen Strom erzeugen, der das letztere in Sauerstoff und Wasserstoff zerlegt. Der Sauerstoff geht als elektro-negativer Bestandteil zur Anode — dem Zink —, dessen Oxydation er herbeiführt, während der elektropositive Wasserstoff sich an der Kathode — dem Eisen — sammelt, es gleichsam mit einer dünnen Schicht überzieht und vor dem Verrosten schützt. Endlich suchte man in neuen Kesseln durch anfängliches Fahren mit Einspritzkondensation bei abgestellter Salzausblasevorrichtung schnell eine dünne Kesselsteinschicht herzustellen, welche die Fettsäuren von den Kesselwänden fern halten sollte, da sie selbst von ihnen nicht aufgelöst wird. In der englischen Marine versah man statt dessen die inneren Wände neuer Kessel mit einem dünnen Portlandzementanstrich, ein Verfahren, das sich nicht immer bewährt hat, weil sich der Zement, wenn nicht von allerbesten Beschaffenheit und auf den vorher gründlich gereinigten Wänden mit größter Sorgfalt aufgetragen, in kleinen Teilchen ablöst und mit dem Dampf in die Cylinder dringend die Zerstörung der glatten Flächen herbeiführt.

Da erfahrungsmäßig keine der angeführten Maßregeln einen dauernden Schutz gegen die Verrostung der inneren

<sup>1)</sup> N. P. Burgh, Condensation of steam, London 1871. S. 218.

<sup>2)</sup> Evidence, Addenda and Appendices to the reports of the committee appointed by the lords commissioners of the admiralty, to inquire into the causes of the deterioration of boilers & o. and to propose measures, which would tend to increase their durability. Presented to both houses of parliament by command of Her Majesty. London 1877, S. 772.

<sup>1)</sup> Evidence, Addenda and Appendices S. 779

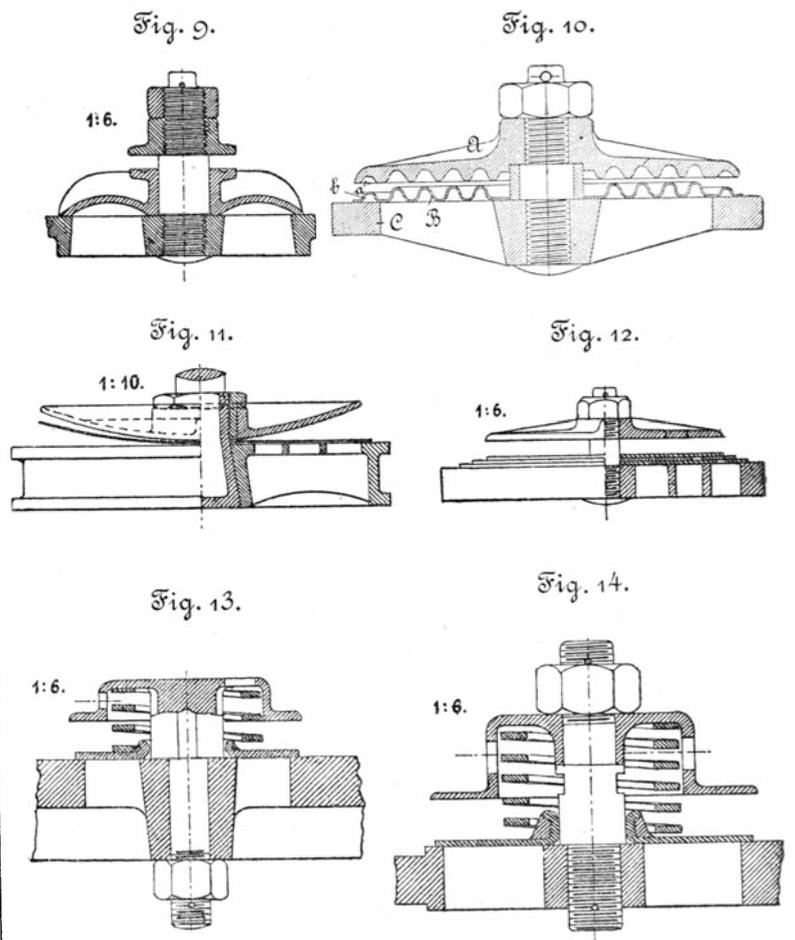
Kesselwände gewährt, so sucht man in neuerer Zeit die Hauptursache, die Schmierung der Cylinder mit Fetten, auf das äußerste einzuschränken oder — besser — sie ganz zu umgehen. Bei Hammermaschinen wird dies dadurch erreicht, dass man den Dampf, wie bereits angeführt, mit einem gewissen Feuchtigkeitsgehalt in die Cylinder treten lässt, wobei sich die glatten Flächen nur durch die Dampfuchtigkeit ohne Fettzusätze schmieren. Dieses Verfahren hat sich nicht nur praktisch durchführbar, sondern auch an den Torpedobootmaschinen der Kriegsmarinen bei nicht zu hohen Kolbengeschwindigkeiten und an den Hammermaschinen einiger englischer Dampfergesellschaften dauernd als höchst zweckmäßig erwiesen. Im Jahre 1886 sind sogar die beschleunigten Probefahrten der Vierfach-Expansionshammermaschine von 400 ind. Pfrk. der Dampfyacht *Rionnag-na-Mara*<sup>1)</sup>, von welcher später noch die Rede sein wird, ohne jede Schmierung der Cylinder ausgeführt, und ohne, dass hieraus irgend welche Anstände für den Betrieb erwachsen wären.

Für horizontale Cylinder hingegen kann man leider der großen Kolbenreibung wegen die Schmierung mit Fetten nicht ganz einstellen. In England neuerdings nach dieser Richtung hin angestellte Versuche<sup>2)</sup> mit der schon erwähnten liegenden Woolf'schen Versuchsmaschine von Donkin & Salter ergaben bei ausreichender Schmierung der Cylinder mit Fett in den Hochdruckschieberkasten durch eine Mollerup'sche Schmiervorrichtung eine Gesamtreibungsarbeit der Maschine von nur 20 pCt. ihrer indizierten Leistung, bei gänzlicher Einstellung der Cylinderschmierung hingegen eine solche von 37 pCt. derselben.

Ein warnendes Beispiel für die Unzuträglichkeiten, welche eine reichliche Cylinderschmierung für Kessel mit hochgepanntem Dampf im Gefolge hat, bildet der nachstehende, seitens des österreichischen Marine-Ingenieurs Burstyn<sup>3)</sup> mit großer Gründlichkeit untersuchte Fall. An einem Schiffskessel mit kupferner Feuerbüchse<sup>4)</sup> zeigte sich namentlich zwischen den Stehbolzen stellenweise eine blasenförmige Erweiterung des Metalles. Nach genauer Erwägung aller Umstände konnte die Ursache dieser Erscheinung nur einer mangelhaften Fortleitung der Wärme in das Speisewasser und der daraus folgenden Ueberhitzung des Metalles zugeschrieben werden, wodurch eine bleibende Ausdehnung der nicht gestützten Metallflächen verursacht wurde. Die mangelhafte Wärmeleitung konnte nur in den Ablagerungen auf dem Kesselinnern ihren Grund haben, weswegen diese auf die genannte Eigenschaft untersucht wurden, nachdem vorher durch eine Analyse die wesentlichsten Bestandteile der abgelagerten Massen ermittelt worden war. Durch den Augenschein ließen sich die letzteren schon als zwei verschiedenartige Massen erkennen. Die eine, weitaus die größte Menge, war amorph, knetbar, von braunroter Farbe und bestand aus: 4,5 pCt. Wasser; 23,9 pCt. Erdöl, wobei geringe Mengen Fett und 71,6 pCt. unorganische Körper, zumeist Eisenoxyd mit Spuren von Kupferoxyd und gewöhnlichen Kesselsteinbestandteilen. Die zweite Masse bildete harte, schichtenförmig gelagerte, zerbrechliche Roststücke bis zu 3 mm Dicke von hohlcylinderförmigem Querschnitt. Es sind dies sehr wahrscheinlich Roststücke, die von den Stehbolzen und Ankern herabgefallen sind. Sie waren im Verhältnis zu dem vorher beschriebenen knetbaren Körper in geringerer Menge vorhanden. Bei der Bestimmung der Wärmeleitungsfähigkeit der erstgenannten Masse im Vergleich zu jener des Wassers ergaben drei in verschiedener Weise ausgeführte Versuche, dass sie die Wärme im mittel 6,75 mal schlechter leitet als Wasser, wenn letzteres umlaufen kann. Die Wärmeleitungsfähigkeit der Ablagerungsmasse ist also sehr viel kleiner als jene des Kupfers und auch als jene

des Wassers, so dass der Wärmeübergang von den Heizgasen zum Kesselwasser beim Vorhandensein solcher Massen ein unvollkommener war und daher die Temperatur der Kupferwand so hoch steigen konnte, dass Ausbauchungen an den Stellen eintreten mussten, die nicht gestützt waren. Da die hier beobachteten Erscheinungen überall auftreten werden, wo — wie bei Maschinen mit Oberflächenkondensatoren — Schmiermittel, namentlich Mineralöle, in das Speisewasser gelangen und Anlass zur Bildung ähnlicher Ablagerungen an weniger zugänglichen Stellen der Kessel geben, so kann die schon empfohlene weise Sparsamkeit mit Cylinder-Schmiermitteln bei hochgespanntem Dampf nicht genug hervorgehoben werden.

Zu erwähnen ist hier noch, dass die in den Kondensator dringenden Fette auch die aus Gummiklappen bestehenden Ventile der Luftpumpen in häufig nicht sehr langer Zeit zersetzen und dann öftere, recht kostspielige Erneuerungen notwendig machen. Um diese zu vermeiden, hat man seit einigen Jahren Metallventile in Gebrauch genommen, welche immer allgemeinere Verwendung finden. Diese Ventile bestehen zum überwiegenden Teile aus dünnen Membranen von irgend einer Bronzelegirung. In England sind am bekanntesten die gewölbten, etwa 4 mm starken Scheibenventile von Thomson, Textfig. 9, die einfachen und mehrfachen Membranen von Kinghorn, Textfig. 11 und 12, welche ähnlich wie die Gummiklappen angeordnet sind, und die gewellten Metallventile von Beldam, Textfig. 10, die sich in neuester Zeit so ziemlich der größten Beliebtheit erfreuen. Beim Öffnen dieses Ventils bleibt Wasser in der Rinne *a* zwischen Schutzdeckel *A* und Teller *B*, und beim Schließen bleibt Wasser in der Rinne *b* zwischen Teller *B* und Sitz *C*, um den Schlag zu mätsigen. Um bei außergewöhnlich starken Pressungen größeren Hub zu gestatten, wird der Schutzdeckel aus zwei in der Axenrichtung verschiebbaren Teilen zusammengesetzt, zwischen welche starke Federn eingeschaltet werden. In der französischen und russischen Marine hat man die durch eine dünne flache Spiralfeder belasteten Metallscheiben von

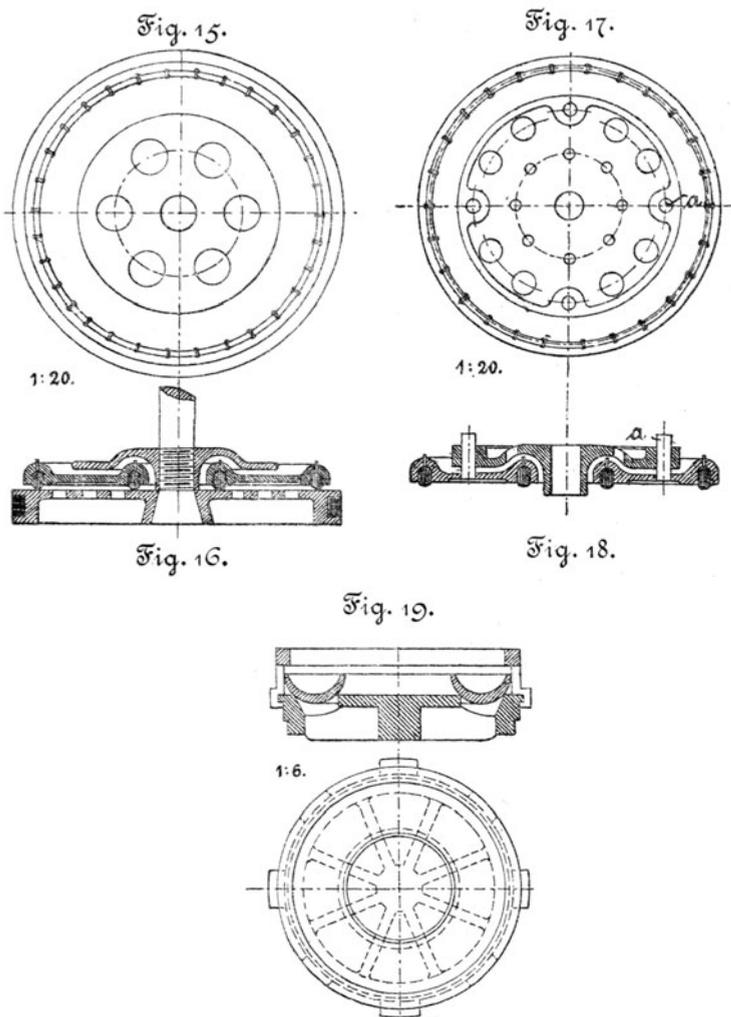


<sup>1)</sup> Engineering 1886 II. S. 362.

<sup>2)</sup> Engineering 1886 II. S. 573.

<sup>3)</sup> Mitteilungen aus dem Gebiete des Seewesens 1887 S. 621.

<sup>4)</sup> Wahrscheinlich ist dies ein von Yarrow gebauter Torpedobootskessel gewesen, denn diese besitzen kupferne Feuerbüchsen, und die meisten österreichischen Torpedoboote stammen von Yarrow. Ist diese Vermutung richtig, so arbeitete der Kessel mit 8 bis 10 kg/qcm Ueberdruck und besaß demnach eine Dampftemperatur von 175 bis 185° C.



O'Haggan und Brichaux<sup>1)</sup>, Textfig. 13, eingeführt, welche sich auf den neuen großen Schnelldampfmaschinen der von Havre nach Amerika fahrenden Compagnie générale transatlantique, gut bewährt haben sollen. Diese letzteren lassen sich auch, ohne weitere Umänderungen der Ventilsitze zu erfordern, wie Textfig. 14 zeigt, an Stelle der früheren Gummiklappen verwenden. — Neuerdings sind noch die in Textfig. 15 bis 18 gezeichneten Ventile von Wyndham<sup>2)</sup> mit Packung an den Dichtungsflächen in Gebrauch gekommen. Fig. 15 und 16 stellen das Ventil für Luftpumpen, Fig. 17 und 18 für Zirkulationspumpen dar. In der Vertiefung des Ventilrückens bleibt Wasser stehen, welches das harte Anschlagen des Ventiles gegen den Hubbegrenzer verhindert. Die 4 Stifte *a* des Zirkulationspumpenventiles dienen zu seiner besseren Führung. Endlich möge noch das spindellose Ventil von Reid, Textfig. 19 Erwähnung finden, welches dem Wasser einen bequemeren Durchfluss gestattet, und dessen mittels Bajonnetverschlusses am Ventilsitze befestigte Führung eine schnelle Untersuchung oder Reinigung des Ventiles ermöglicht.

#### d) Die Hochdruckmaschine.

Fast gleichzeitig mit der Einführung des Oberflächenkondensators, als dessen Hauptvorteil die Möglichkeit, hochgespannte Dämpfe für Schiffsmaschinen zu verwenden, hingestellt wurde, begann man mit der Erbauung von Hochdruckmaschinen. Im Anfange der 60er Jahre wurden sie zuerst als Einfach-Expansionsmaschinen, und zwar meistens als Zwillingmaschinen, genau nach dem Vorbilde der bisherigen Niederdruckmaschinen mit Oberflächenkondensatoren und Dampfmänteln, sowie mit als Dampfrocknern wirkenden Ueberhitzern hergestellt. Sie erwiesen sich aber nicht als lebensfähig und fanden nur eine geringe Verbreitung, weil die Vorteile, welche man durch die

Erhöhung der Dampfspannung von 2 zunächst auf 4, dann auf 5 und endlich auf 6 kg/qcm Ueberdruck zu erzielen hoffte, sich nur teilweise verwirklicht, jedenfalls weit hinter den gehegten Erwartungen zurückblieben. Es ist daher erklärlich, dass bis gegen Ende der 60er Jahre die Niederdruckmaschine mit Dampfmantel, Ueberhitzer und Oberflächenkondensator das Feld behaupten konnte und erst verdrängt wurde, wie die Compoundmaschine sich als unzweifelhaft überlegen erwies.

Die Einfach-Expansionshochdruckmaschinen mit Ueberdruckspannungen von 4 bis 6 kg/qcm verbrauchten während der Probefahrt etwa 1,3 bis 1,4 kg Kohlen für 1 ind. Pfrk. u. Std., erreichten also gegenüber den ihnen vollständig gleichen Niederdruckmaschinen, welche für dieselbe Leistung 1,5 bis 1,6 kg Kohlen erforderten, in Wirklichkeit nur die geringe Kohlenersparnis von etwa 12 pCt., während sich letztere nach den theoretischen Erwägungen bedeutend höher stellen musste.

Die aus der Verwendung hochgespannten Dampfes erwarteten Vorteile begründeten sich:

1) auf den zur Erzeugung eines gleichen Gewichtes Dampf, unabhängig von dessen Spannung, gleichbleibenden Kohlenverbrauch;

2) auf das mit wachsender Spannung in geringerem Maße zunehmende Gewicht der Volumeneinheit Dampf;

3) auf die größere Expansivkraft des höher gespannten Dampfes.

Zu 1). Nachdem Regnault im Jahre 1847 seine heute noch maßgebenden Untersuchungen über die gesättigten Wasserdämpfe beendet hatte, wusste man, dass das alte Watt'sche Gesetz, nach welchem die zur Bildung von 1 kg Dampf von beliebiger Spannung aus Wasser von 0° C. erforderliche Gesamtwärme konstant 650 W. E. sein sollte, nicht richtig ist, sondern, dass die Gesamtwärme mit der Spannung zunimmt. Innerhalb der gebräuchlichen Dampfspannungen bleibt die Zunahme der Gesamtwärme indessen so gering, dass sie die Giltigkeit des alten Watt'schen Gesetzes für die Praxis fast gar nicht berührt. Um 1 kg Wasser von 0° C. in Dampf von 3 kg/qcm abs. Spannung zu verwandeln, gebraucht man nach Regnault 647 W. E.; um daraus Dampf von 6 kg/qcm abs. Spannung zu bilden, hat man 654,68 W. E. nötig, also 7,68 W. E. mehr. Von der Wärmemenge, welche 1 kg mittelguter Steinkohlen in einer gut angelegten Schiffskesselheizung entwickelt, kann man etwa 5500 W. E. nutzbar machen, braucht mithin zur Verwandlung einer gewissen Wassermenge

in Dampf von 6 kg/qcm absoluter Spannung nur ein um  $\frac{7,68}{5500} =$

$\frac{1}{716}$  größeres Gewicht an Steinkohlen zu verbrennen, als wenn man Dampf von 3 kg/qcm abs. Spannung erzeugen wollte. Es heißt dies für die Praxis: Verbrennt man 716 t Kohlen, um Dampf von 3 kg/qcm abs. Spannung zu erzeugen, so würde man 717 t, d. h. 1 t mehr, nötig haben, um dieselbe Wassermenge in Dampf von der doppelten Spannung zu verwandeln. Dass ein so geringfügiger Unterschied des Kohlenverbrauches im Betriebe gar nicht zu bemerken ist, vielmehr durch mancherlei Nebenumstände gänzlich in den Schatten gestellt wird, liegt auf der Hand. Je höher die Spannung des Dampfes steigt, um so größer wird zwar dieser Unterschied, bleibt aber doch immer ein so verschwindender, dass er z. B. für die Erzeugung eines bestimmten Gewichtes Dampf von 12 kg/qcm abs. Spannung nur um  $\frac{1}{333}$  größer ist als für das gleiche Gewicht Dampf von 3 kg/qcm abs. Spannung.

Zu 2). Es wiegt 1 cbm Dampf von 3 kg/qcm abs. Spannung 1,603 kg; 1 cbm Dampf von 6 kg/qcm abs. Spannung 3,074 kg. Würde das Gewicht der Volumeneinheit Dampf proportional mit der Spannung wachsen, so müsste jene ein Gewicht von  $1,603 \cdot 2 = 3,206$  kg besitzen; sie ist aber nahezu um  $4\frac{1}{2}$  pCt. leichter. Je höher die Spannung des Dampfes steigt, um so bemerkenswerter wird dieser Unterschied, denn Dampf von 12 kg/qcm abs. Spannung ist schon etwa 8 pCt. leichter als er sein würde, wenn sein Gewicht proportional der Spannung zunähme.

Zu 3). Berechnet man die theoretische Arbeit, welche Dampf von 3 kg/qcm abs. Spannung bei der Expansion im Cylinder einer Schiffsmaschine verrichtet, wenn man die für diese Spannung nach praktischen Erfahrungen günstigste Füllung

<sup>1)</sup> Engineering 1887. II. S. 236.

<sup>2)</sup> The marine engineer 1887 S. 206.

von 35 pCt. anwendet, so findet man, dass dieselbe Arbeit mit Dampf von 6 kg/qcm abs. Spannung bei ungefähr 11 pCt. Füllung, mit Dampf von 12 kg abs. Spannung schon bei etwas weniger als 5 pCt. Füllung unter sonst gleichen Verhältnissen geleistet werden kann. Die bei 6 kg/qcm abs. Dampfspannung und 11 pCt. Füllung nötige Speisewassermenge ist hierbei mit Rücksicht auf das unter 2) gesagte um etwa 40 pCt., die bei 12 kg/qcm abs. Dampfspannung und 5 pCt. Füllung um über 50 pCt. geringer als die bei 3 kg/qcm abs. Dampfspannung und 35 pCt. Füllung erforderliche. Folglich müsste sich auch der Kohlenverbrauch im ersten Falle um 40 pCt., im zweiten um 50 pCt. günstiger stellen als im letzteren. In der Praxis erreichte man aber, wie schon angegeben, durch die Verdoppelung der Dampfspannung von 3 auf 6 kg/qcm abs. Spannung statt 40 pCt. nur etwa 12 pCt. Kohlenersparnis.

Die Gründe, welche ein so mäßiges Ergebnis verursachten, bestehen in:

- 1) der geringeren Leistungsfähigkeit der Cylinderkessel,
- 2) dem Fortfall der Ueberhitzung,
- 3) dem großen Temperaturgefälle des Dampfes in den Cylindern der Maschine.

Zu 1). Für die Erzeugung eines höheren Dampfdruckes als 3 kg/qcm zeigten sich die Kofferkessel, wegen der nicht mehr gut ausführbaren Verankerung ihrer flachen Wände, als unbrauchbar. Man führte daher die widerstandsfähigeren Cylinderkessel ein, welche aus gleichen Rücksichten cylindrische Feuerbüchsen erhielten, wenn sie, wie in den weitaus meisten Fällen üblich, für rückkehrende Flamme konstruiert waren. In den engen Feuerbüchsen dieser Kessel findet eine weniger vollkommene Verbrennung statt, als in den geräumigeren Feuerungen der Kofferkessel, so dass sich letztere als schnellere und vorteilhaftere Dampferzeuger auswiesen. Während im allgemeinen in den Kofferkesseln bei Probefahrten 8,5 bis 8,7 kg Wasser mit 1 kg guter Kohlen verdampft wurden, erreichte man in Cylinderkesseln durchschnittlich nur eine 8,1 bis 8,3fache Verdampfung. Die Einführung der Cylinderkessel verursachte also einen 5 bis 6 pCt. betragenden Mehrverbrauch an Kohlen, welcher um so mehr zunahm, je kleiner die Durchmesser und je größer die Längen der cylindrischen Feuerungen wurden.

Zu 2). Ein, bei gewöhnlichem Betriebe vielleicht ebenso großer, Mehrverbrauch an Brennstoff entstand ferner durch den Fortfall der Ueberhitzung des hochgespannten Dampfes aus den früher bereits angeführten Ursachen.

Zu 3). Die größten Kohlenverluste entstammten indessen den bedeutenden Wärmeverlusten, welche bei der Expansion des Dampfes von höherer Spannung, also auch höherer Temperatur, in einem einzigen Cylinder stets entstehen müssen. Wie bereits ausgeführt, erwärmt der Dampf bei seinem Eintritt die Cylinderwand, welche sich während der Ausströmung wieder abkühlt. Im Beharrungszustande nimmt die Cylinderwand etwa die mittlere Temperatur zwischen der Eintritts- und Austrittstemperatur des Dampfes an. Dampf von 6 kg/qcm abs. Kesselspannung, welcher mit einem Spannungsverlust von 0,5 kg in den Cylinder tritt, hat 154,6° C., wogegen seine Austrittstemperatur sich auf 65° C. schätzen lässt, so dass die Cylinderwand eine mittlere Temperatur von  $0,5 (154,6 + 65) =$  rund 110° C. annehmen muss. Der vom Kessel kommende Dampf strömt daher bei jedem Hube in einen Raum, dessen Wände um 44 bis 45° C. kälter sind als er selbst. Die Folge davon ist die schon besprochene massenhafte Kondensation des Dampfes während der Einströmung und die damit verbundenen Nachteile in einem Cylinder ohne Dampfmantel. In einem Cylinder mit Dampfmantel lässt sich dieser Übelstand bis zu einem gewissen, von der Wirksamkeit des Mantels abhängigen Grade vermeiden; da aber auch hier die Cylinderwand das Bestreben, die mittlere Temperatur anzunehmen, nicht verliert, so muss sie durch beständige Wärmeabgabe des Dampfes im Mantel auf der Eintrittstemperatur des Dampfes erhalten werden, wodurch eine Kondensation des Dampfes im Mantel eintritt, die, wenn auch bei weitem nicht so fühlbar und nachteilig als die im Cylinder, doch immerhin recht bemerkbar bleibt. Emery, Ingenieur der Ver. Staaten-Marine, hat die in den Cylindern eintretenden Dampfverluste für die mit 5 bis 6 kg/qcm abs. Druckes

arbeitende Kondensationsmaschine des Dampfes Gallatin<sup>1)</sup> beim Betriebe ohne Dampfmantel auf 30 pCt., beim Betriebe mit Dampfmantel auf etwa 20 pCt. des Gesamtdampfverbrauches festgestellt. Rechnet man zu dem durch die Dampfverluste entstehenden Mehrverbrauch an Kohlen den durch die weniger leistungsfähigen Kessel und den Fortfall der Ueberhitzung bedingten, so ist es nicht weiter verwunderlich, dass die für die Verwendung des Hochdruckdampfes theoretisch auf 40 pCt. ermittelte Kohlenersparnis in Wirklichkeit auf etwa 12 pCt. zusammenschrumpfte.

### e) Die Zweifach-Expansionsmaschine.

Die erste Zweifach-Expansionsmaschine ist im Jahre 1781 als einfach wirkende Wasserhebungsmaschine von Hornblower konstruiert. Der Dampf trat in einen kleineren Hochdruckcylinder und, nachdem er darin bis zu einem gewissen Grade expandirt war, unmittelbar in einen größeren Niederdruckcylinder. Diese Maschine verwandelte Woolf 1804 in eine doppeltwirkende und fügte einen Watt'schen Einspritzkondensator hinzu. Die beiden Kolben der Woolf'schen Maschine mussten, um das unmittelbare Ueberströmen des Dampfes vom Hoch- zum Niederdruckcylinder zu ermöglichen, stets gleichzeitig auf dem toten Punkte stehen, sie mochten gleichlaufend, wie meistens üblich, oder entgegenlaufend sein. Als Schiffsmaschine war daher die einfache Woolf'sche Maschine — nicht die gekuppelte — ihrer hierdurch beschränkten Manövrierfähigkeit wegen nicht verwendbar. Das Streben der Konstrukteure ging deshalb dahin, die wirtschaftlichen Vorteile der Woolf'schen mit der besseren Manövrierfähigkeit der alten Zwillingmaschine möglichst zu vereinen. Wer zuerst eine solche Maschine erfunden hat und in welchem Jahre, ist nicht genau feststellbar; nur so viel ist sicher, dass sich vom Jahre 1860 ab besonders John Elder in Glasgow bemühte, die solche Ansprüche erfüllende »Kompond«-maschine<sup>2)</sup> zunächst in die englische Handelsmarine einzuführen.

<sup>1)</sup> Engineering vom 18. Febr. 1876.

<sup>2)</sup> In England und Nordamerika nennt man alle Zweifach-Expansionsmaschinen »Kompond«-maschinen. In Deutschland, Frankreich und anderen europäischen Ländern, in welchen schon seit langer Zeit der Ausdruck »Woolf'sche Maschine« geläufig war, versteht man gewöhnlich nur die Zweifach-Expansionsmaschinen, deren Kolben nicht gleichzeitig auf dem toten Punkte stehen, unter »Kompond-Maschinen«, und umgeht dadurch das langatmige Wort »Kompond-Receiver-Maschine«. Hier ist kein anderes deutsches Wort für Kompondmaschine gewählt worden, weil letztere Bezeichnung nicht nur in der englischen und nordamerikanischen, sondern auch in der deutschen, österreichischen, französischen, italienischen, russischen und spanischen Marine als amtlicher Ausdruck gilt, mithin international geworden ist. — Außerdem giebt der von Reuleaux vorgeschlagene, sonst sehr zweckmäßige und kurze Ausdruck »Verbund«-maschine, so lange er nicht die Vielstufigkeit der Expansion erkennen lässt, leider zu großen Unklarheiten Veranlassung. So lese ich z. B. in der in technischer Beziehung stets gut redigierten Kölnischen Zeitung vom 29. März v. J. einen Bericht über die vom »Vulcan« gebauten deutschen Reichspostdampfer (s. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1887 S. 877 m. 6 Tafeln), in welchem deren Maschinen als »dreicylindrige Verbundmaschinen« aufgeführt werden. Man muss diese Maschinen daher für dreicylindrige Kompondmaschinen halten, während es in der That Dreifach-Expansionsmaschinen sind. Noch schlimmer wird diese Unklarheit, wenn man, wie in der Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure, Jahrg. 1887 S. 276, den Ausdruck »Verbundmaschine« auf die Vierfach-Expansionsmaschine überträgt. Was soll man sich vorstellen, wenn man ohne die erläuternde Beigabe einer Zeichnung von einer »4cyindrigen Verbundmaschine« liest? Soll dies eine »4cyindrige Kompondmaschine« sein mit 1 Hochdruck- und 3 Niederdruckcylindern, wie man sie in England ausgeführt hat; oder eine »4cyindrige Dreifach-Expansionsmaschine« mit 1 Hochdruck-, 1 Mittel- und 2 Niederdruckcylindern; oder soll es endlich eine »Vierfach-Expansionsmaschine« mit 1 Hoch-, 1 kleineren und 1 größeren Mittel- und 1 Niederdruckcylinder bedeuten? Sollte man in Zukunft bei entsprechend gesteigerter Dampfspannung gar noch Fünffach- und Sechsfach-Expansionsmaschinen einführen, so würde der Ausdruck »Verbundmaschine« schliesslich keine zutreffendere Bezeichnung mehr sein, als der allgemeine Sammelname »Dampfmaschine«. — Vielleicht lässt sich das Wort »Verbund-Maschine«, durch »Zweifund«, »Dreifund«, »Vierfund-Maschine« ersetzen; man wüsste dann sofort, eine wievielstufige Expansionsmaschine gemeint ist. B.

Die Compoundmaschinen sind zum größten Teile zweicylindrig hergestellt worden; um aber Niederdruckcylinder von größeren Durchmessern als etwa 2,5 m zu vermeiden, hat man sie in den letzten Jahren auch häufiger dreicylindrig, d. h. mit einem Hoch- und 2 Niederdruckcylindern, ausgeführt. Zwischen dem Hochdruck- und dem Niederdruckcylinder muss ein Raum vorhanden sein, welcher denjenigen Teil des aus dem Hochdruckcylinder kommenden Dampfes aufnimmt, der nach dem Abschluss des Niederdruckcylinders nicht unmittelbar in letzteren überströmen kann. Diese Zwischenkammer (Receiver) umgibt meistens den Hochdruckcylinder concentrisch oder wird durch ein größeres vom Ausströmungskanal des Hochdruckcylinders zum Niederdruckschieberkasten führendes Ueberströmungsrohr ersetzt. Die Cylinder stehen oder liegen nebeneinander und sind mit einer Kurbelwelle verbunden, deren einzelne Kurbeln bei 2 Cylindern gewöhnlich einen Winkel von 90°, bei 3 Cylindern einen solchen von 120° einschließen. Außer diesen allgemeiner gebräuchlichen Kurbelwinkeln kommen unter bestimmten Verhältnissen auch noch andere vor, welche aber nicht weiter aufgeführt werden sollen. Bei 2cyindrigen Compoundmaschinen ist es zur Erzielung einer kleinen Zwischenkammer zweckmäßig, die Kurbel des Niederdruckcylinders vorangehen und die des Hochdruckcylinders nachfolgen zu lassen. Im übrigen ist die Anordnung der Compoundmaschine derjenigen einer Zwillings- bzw. Drillingsmaschine ähnlich.

Ein weiteres Eingehen auf die Konstruktion der Compoundmaschine erscheint nicht gerechtfertigt, weil sie jetzt durch die Dreifach-Expansionsmaschine bereits überholt ist und daher nicht mehr in demselben Umfange zur Ausführung gelangt, wie vor 10 Jahren. Nur so viel sei noch erwähnt, dass man heute durch jahrelange Erfahrungen zu der Ansicht gekommen ist, die anfänglich gebauten Compoundmaschinen mit großen Niederdruckcylindern, welche den Dampf sehr stark expandirten, werden von den in letzter Zeit hergestellten mit kleineren Niederdruckcylindern und geringerem Expansionsgrade arbeitenden Maschinen in wirtschaftlicher Hinsicht übertroffen. Der Grund hierfür ist in den Arbeits- und Dampfverlusten zu suchen, welche erstere durch die Reibung der leergehenden Maschine infolge des schweren Gestänges vom Niederdruckcylinder, welche letztere durch die starke Kondensation des Dampfes in den Cylindern infolge zu weit getriebener Expansion sowie durch die großen schädlichen Räume in so gewaltigen Cylindern auftreten. Man geht daher nicht gern über einen Durchmesser des Niederdruckcylinders von 2,3 bis 2,5 m und nimmt lieber, wie oben schon gesagt, 2 kleinere Niederdruckcylinder, um diese Grenze nicht zu überschreiten, indem man gleichzeitig den mittleren Druck durch Verminderung des Expansionsgrades erhöht. Außer der weniger schwierigen Bearbeitung und Montage der kleineren Niederdruckcylinder erzielt man hierbei die durch nachstehende Beispiele an bekannten Postdampfern erläuterten, recht beachtenswerten wirtschaftlichen Erfolge.

Im Juli 1885 verließen der Inman-Dampfer »City of Chester« und der Cunard-Dampfer »Bothnia« an demselben Tage New York und kamen zur selben Zeit in Queens-town an. Beide Dampfer besitzen ungefähr dieselbe Größe und ihre Maschinen die nachstehenden Abmessungen und Leistungen, aus denen hervorgeht, dass die »Bothnia«-

N a m e	Dampfdruck kg/qcm	Durchmesser		Hub m beider Cylinder	Expansion des Dampfes	Durchschnittliche ind. Leistung Pfkr.	Durchschnittliche Geschwindigkeit Knot.	Durchschnittlicher Kohlenverbrauch in 24 Stunden
		des Hochdruck- cylinders m	des Niederdruck- cylinders m					
1	2	3	4	5	6	7	8	9
City of Chester	5,50	1,73	3,04	1,67	10 fach	4600	13,5	108
Bothnia . . .	4,00	1,52	2,64	1,37	5 »	3000	13,5	72
Ems . . . . .	6,66	1,57	2,23	1,52	8 »	6000	16,4	130

Maschine mit beträchtlich kleinerem Niederdruckcylinder bei gleicher Nutzleistung um etwa 50 pCt. wirtschaftlicher arbeitete, als die große mit übermäßiger Expansion getriebene Maschine der »City of Chester.«

Vergleicht man den neueren Norddeutschen Lloyd-Dampfer »Ems« mit der »City of Chester«, so findet man, dass dieser mit 2 kleineren Niederdruckcylindern versehene Dampfer bei etwas höherem Dampfdruck und etwa noch um 10 pCt. größerem Deplacement mit einem um 20 pCt. größeren durchschnittlichen Kohlenverbrauche eine um mehr als 20 pCt. größere Geschwindigkeit erreicht, also für die ganze Reise von England nach Amerika weniger Kohlen nötig hat, als der ältere Dampfer »City of Chester« mit dem einen riesigen Niederdruckcylinder und der starken Expansion des Dampfes. Zur Zeit wird deswegen die ungünstige Compoundmaschine dieses Dampfers durch eine Dreifach-Expansionsmaschine ersetzt.

Der Vorteil der Compoundmaschine vor der Einfach-Expansions-Hochdruckmaschine besteht in der sehr beträchtlichen Verminderung der Dampfverluste in den Cylindern als Folge der stufenweisen Expansion, wie folgendes Beispiel leicht erklärt. Hat der Dampf im Kessel die wohl so ziemlich am häufigsten vorkommende Spannung von 5 kg/qcm Ueberdruck, so tritt er meistens mit 4,5 kg/qcm Ueberdruck in den Hochdruckcylinder, wobei seine Temperatur rund 155° C. beträgt, während er aus dem Niederdruckcylinder in den Kondensator mit 65° C. entweichen soll. Bemisst man nun die Füllung des Hochdruckcylinders und das Volumenverhältnis der beiden Cylinder derartig, dass der Dampf im Hochdruckcylinder bis auf 0,5 (155 + 65) = 110° C. oder 1,5 kg abs. Spannung expandiren und sich dann im Niederdruckcylinder bis zum Kondensatorgegenstand ausdehnen kann, so beträgt das Temperaturgefälle zwischen Eintritt und Austritt des Dampfes in jedem Cylinder nur 45° C., während es in einer Einfach-Expansionsmaschine doppelt so groß gewesen wäre. Die Cylinderwand nimmt im Hochdruckcylinder eine mittlere Temperatur von 132,5° C. und im Niederdruckcylinder eine solche von 87,5° C. an, ist also nur noch 22,5° C. kälter, als der Dampf bei seinem Eintritte, während dieser Unterschied bei der Einfach-Expansionsmaschine 45° C. betrug. Die bei jedem Füllungshube kondensirende Dampfmenge muss demnach geringer werden, und der im Hochdruckcylinder beim Nachdampfen gebildete Dampf kommt mit dem etwa infolge von Kolbenundichtheiten unmittelbar durch den Hochdruckcylinder tretenden Dampf im Niederdruckcylinder noch einmal als Arbeitsdampf zur Verwendung.

Emery<sup>1)</sup> fand 1874 bei der Maschine des Dampfers »Bache«, wenn sie als Einfach-Expansionsmaschine mit 5,6 bis 5,7 kg/qcm Ueberdruck im Kessel, mit angestellten Dampfmanteln und einer der günstigsten Füllung entsprechenden 5- bis 6fachen Expansion arbeitete, den Dampfverbrauch für 1 ind. Pfr. und Std. zu 10,50 kg; wenn sie hingegen unter denselben Verhältnissen als Woolf'sche Maschine arbeitete, betrug dieser Dampfverbrauch nur 9,23 kg, was eine Dampfersparnis von etwa 13 pCt. ergibt. Bei größerer Expansion unter sonst gleichen Umständen war die Dampfersparnis der Woolf'schen Maschine gegenüber der Einfach-Expansionsmaschine noch größer und stieg auf mehr als 20 pCt. Fast genau die letztere Dampfersparnis zeigte sich bei den im Jahre 1873 abgehaltenen Probefahrten der englischen Kanonenboote »Goshawk« und »Swinger«<sup>2)</sup> zu gunsten der Compoundmaschine. Beide Schwesterschiffe hatten gleich starke Maschinen; die Compoundmaschine des Goshawk gebrauchte bei der beschleunigten Probefahrt 7,71 kg Dampf für 1 ind. Pfr. und Std., die Einfach-Expansionsmaschine des Swinger hingegen 9,52 kg, welche Dampfverbräuche nach den Indikatordiagrammen berechnet sind.

Hierbei möge gleich hervorgehoben werden, dass die sehr verbreitete Ansicht, die Compoundmaschine sei der Woolf'schen Maschine in wirtschaftlicher Beziehung überlegen, eine irrige ist. Es steht vielmehr fest, dass viele ältere stationäre Woolf'sche Maschinen, wie auch Otto H. Mueller jr.<sup>3)</sup> anführt, bedeutend wirtschaftlicher arbeiten als manche neuere

<sup>1)</sup> W. H. Maw. Recent practice in marine engineering. S. 31.

<sup>2)</sup> Engineering vom 26. März 1875.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1886 S. 820.

Kompoundschiffsmaschine. Eine Erklärung hierfür findet sich in den weniger günstig angeordneten Uebergangskanälen zwischen den Cylindern der letzteren, in denen der durchströmende Dampf eine große Reibung erfährt, und in den nicht mit Dampf geheizten oft recht umfangreichen Wänden ihrer Zwischenkammern, welche eine Abkühlung des Dampfes herbeiführen. Diese beiden zuweilen sehr beträchtliche Dampfverluste hervorrufenden Ursachen sind bei Woolf'schen Maschinen leichter zu vermeiden als bei Compoundmaschinen bezw. kommen bei ersteren überhaupt nicht vor.

Die Ergebnisse der vorerwähnten, zur Zeit der Einführung der Compoundmaschine angestellten Versuche sind durch die allgemeine Erfahrung der letzten 12 Jahre lediglich bestätigt worden, so dass man den wirtschaftlichen Vorsprung der Compoundmaschine gegenüber der Einfach-Expansionsmaschine von gleicher Kesselspannung auf etwa 20 pCt., gegenüber den besten Niederdruckmaschinen mit Oberflächenkondensatoren, Dampfmänteln und Ueberhitzern aber auf rund  $33\frac{1}{3}$  pCt. schätzt. Im Durchschnitt erforderte die Compoundmaschine bei den Probefahrten etwa 1,0 bis 1,1 kg Kohlen für 1 ind. Pfkr. und Std. Ein Dampfer, dessen Maschine im Durchschnitt 1000 Pfkr. indizierte, brauchte daher für eine Reise von 20tägiger Dauer einschl. der Reserve von 20 pCt. nur noch 550 bis 600 t Kohlen mitzunehmen, statt 1300 bis 1400 t vor 20 Jahren.

Infolge dieser erheblichen Abnahme der Betriebskosten konnten Dampfer auf solchen Reisen beschäftigt und mit solchen Gütern befrachtet werden, welche vorher nur für Segelschiffe einen sicheren Verdienst in Aussicht stellten. Die großen Dampferlinien waren in der Lage, ihre langsameren und kleineren Dampfer durch größere und schnellere Schiffe zu ersetzen, deren stärkere Maschinen keine höheren Unterhaltungskosten verursachten als die früheren schwächeren. Die allgemeine Einführung der Compoundmaschine im Anfange der 70er Jahre hatte für den Aufschwung der Dampfschiffahrt daher dieselbe Bedeutung, wie die etwa 10 Jahre früher erfolgte Benutzung des Oberflächenkondensators. In den Jahren 1872 bis 1877 mussten die in Handelsdampfern vorhandenen älteren Niederdruckmaschinen, sobald ihre Kessel schadhaft waren und der Zustand des Schiffskörpers ein solches Vorgehen noch rätlich erscheinen liefs, zum überwiegenden Teile durch Compoundmaschinen ersetzt werden, wenn diese Dampfer wettbewerbfähig bleiben sollten.

Die große Mehrzahl der im Schiffsmaschinenbau bewanderten Ingenieure war damals derselben Ansicht, wie auch jetzt dem augenblicklichen Stande gegenüber wieder vielfach der Fall, dass weitere wirtschaftliche Erfolge nur durch eine verbesserte Erzeugung des Dampfes zu erreichen seien, während sich von einer noch größeren Ausbeutung seiner Expansivkraft nicht mehr viel erhoffen liefs. Diese selbst von dem verstorbenen großen Ingenieur Wilhelm Siemens auf einer im Jahre 1872 in Liverpool abgehaltenen Versammlung des Vereins der englischen Maschineningenieure geäußerte Meinung ist inzwischen durch die neueste Entwicklung des Schiffsmaschinenbaues widerlegt worden; denn die seitdem erzielten Vorteile sind lediglich in letzterer, nicht in ersterer Richtung erfolgt.

#### f) Die Dreifach-Expansionsmaschine.

Als Erbauer der ersten Dreifach-Expansionsmaschine machen die Engländer verschiedene ihrer bedeutenderen Konstrukteure namhaft, zwischen denen die Entscheidung kaum feststellbar ist; aber auch die Franzosen<sup>1)</sup> fangen an, den Ruhm dieser Erfindung für sich in Anspruch zu nehmen. Sicher ist, dass die Bestrebungen, solche Maschinen herzustellen, bis auf den Anfang der 70er Jahre zurückdatieren. Es sind auch einzelne solcher Maschinen ausgeführt worden, welche, wie jetzt nachträglich von ihren Erbauern oder sonstigen Interessenten hin und wieder mitgeteilt wird, bei den Probefahrten gute Resultate ergeben haben; indessen alle diese Versuchsmaschinen kamen im Laufe der Jahre

<sup>1)</sup> Mém. d. ing. civ. 1886 S. 377.

wieder außer Betrieb, hauptsächlich wohl, weil ihre Kessel dem hohen Dampfdruck auf die Dauer nicht widerstehen konnten. Erst nachdem sich das Kesselbaumaterial im Laufe der Jahre sehr wesentlich gebessert hatte, gelang es Hrn. A. C. Kirk, Chefingenieur bei R. Napier & Sons in Glasgow, im Frühjahr 1882 die erste auf langen Seereisen erprobte und noch im Betrieb befindliche Dreifach-Expansionsmaschine von 2600 ind. Pfkr. für den Dampfer Aberdeen<sup>1)</sup> herzustellen. Diese Maschine fand ungeteilte Würdigung und wurde mehr oder minder als Vorbild für die bald darauf in größerer Zahl entworfenen Maschinen benutzt. Die Dreifach-Expansionsmaschine breitete sich in den folgenden Jahren derartig aus, dass nach den Angaben der englischen Lloydingenieure bis Ende 1885 in England allein 150 Dreifach-Expansionsmaschinen für Handelsdampfer neu erbaut wurden, während 20 ältere Compoundmaschinen gelegentlich des Ersatzes ihrer ausgefahrenen Kessel in Dreifach-Expansionsmaschinen umgewandelt wurden. Im ersten halben Jahre 1886 sind in England 41 Dreifach-Expansionsmaschinen neben 60 Compoundmaschinen erbaut worden, und in der zweiten Hälfte desselben Jahres waren 128 Dreifach-Expansionsmaschinen neben 71 Compoundmaschinen für Handelsdampfer im Bau begriffen, wozu noch 20 Dreifach-Expansionsmaschinen für die englische Marine mit zusammen 130 000 ind. Pfkr. traten. Nebenbei schreitet die Umwandlung der älteren Compoundmaschinen in Dreifach- bzw. Vierfach-Expansionsmaschinen rüstig weiter vor. Auch in Deutschland und Frankreich ist man mit dem Bau solcher Maschinen nicht zurückgeblieben. In Deutschland dürften, soweit sich dies übersehen lässt, die bis jetzt für Kriegs- und Handelsdampfer hergestellten Dreifach-Expansionsmaschinen die Zahl 250 schon längst überschritten haben, von welchen der größte Teil, etwa 150 Stück, auf die vorzüglichen Torpedobootsmaschinen der Firma F. Schichau in Elbing entfällt. In Frankreich sind unter vielen anderen für die neuen Postdampfer der Compagnie générale transatlantique Dreifach-Expansionsmaschinen erbaut worden; auch für ihre Marine haben die Franzosen bereits eine Reihe dieser Maschinen fertig gestellt oder in Angriff genommen, unter letzteren eine von 8000 und eine von 13 000 ind. Pfkr. Einige der größten Maschinen dieser Art werden augenblicklich in Italien gebaut; es sind dies je 4 Maschinen für die gewaltigen Panzerschiffe »Re Umberto«, »Sicilia« und »Sardegna«, welche auf jedem Schiffe zusammen etwa 20 000 Pfkr. indizieren sollen, eine Leistung, welche man durch Anwendung künstlichen Zuges bis auf 25 000 zu bringen hofft. Sehr lange wird es daher nicht mehr dauern, bis auf europäischen Dampfern 1000 Dreifach-Expansionsmaschinen in Betrieb sind.

Nach den bisherigen Erfahrungen scheint es am zweckmäßigsten zu sein, wenn die Temperaturgefälle in den verschiedenen Cylindern der Dreifach-Expansionsmaschine möglichst übereinstimmen, wobei die Maschine um so leistungsfähiger wird, je mehr die auf die einzelnen Kolben entfallenden Anfangsdrucke und die von ihnen zu übertragenden Arbeiten einander gleich werden. Die beiden letzteren Punkte stehen indessen erst in zweiter Linie, weil sie nur die Festigkeit des Gestänges und die Gleichmäßigkeit des Ganges, nicht aber die Wirtschaftlichkeit der Maschine beeinflussen. Alle drei Größen lassen sich nicht vollkommen gleich herstellen. Konstruiert man so, dass die Anfangsdrucke auf die Kolben gleich werden, d. i. Anfangsdruck im Cylinder mal Kolbenfläche, so erhält man andere Verhältnisse, als wenn man auf gleiche Teilung der Arbeit in den drei Cylindern rechnet, so dass man stets gezwungen ist, zwischen diesen Verhältnissen zu vermitteln. Wird diese Vermittlung sorgfältig vorgenommen, so lassen sich übrigens Dreifach-Expansionsmaschinen herstellen, welche jeder der drei Forderungen nahezu gerecht werden, wie die ausgezeichneten Maschinen von Wyllie<sup>2)</sup>, dem verstorbenen Leiter der Hartlepool Iron Works, Thomas Richardson & Sons, beweisen.

Die Gleichheit der genannten Größen wird besonders beeinflusst, durch:

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1886 S. 966.

<sup>2)</sup> Proceedings of the institution of mechanical engineers 1886 S. 473.

- a) das Cylinderverhältnis,
- b) die Dampfverteilung,
- c) die Kurbelanordnung.

a) Das Verhältnis der einzelnen Cylinder zu einander richtet sich, wenn man nur die Gleichheit des Temperaturgefälles im Auge hat, nach der Anfangsspannung des Dampfes und dem Gegendrucke des Kondensators. Als augenblicklich gebräuchlichste Kesselspannung sind 10 kg/qcm Ueberdruck zu bezeichnen; der Dampf gelangt etwa mit 10,5 kg abs. Spannung in den Hochdruckcylinder, wobei sich seine Anfangstemperatur auf 181° C. stellt. Am Ende der Expansion im Niederdruckcylinder besitzt der Dampf gewöhnlich noch eine Temperatur von 65 bis 80° C., entsprechend einer abs. Spannung von 0,25 bis 0,5 kg/qcm. Angenommen, die Temperatur dieses Dampfes betrage 67° C., so entsteht in der Maschine ein Temperaturgefälle von  $181 - 67 = 114^{\circ} \text{C.}$ , d. i. für jeden Cylinder  $\frac{114}{3} = 38^{\circ} \text{C.}$  Jedes kg Dampf, welches in die Maschine gelangt, muss daher nach der Fliegner'schen Dampftabelle besitzen beim Eintritt in den:

	Temperatur	Temperaturgefälle	Absolute Spannung	Volumen
Hochdruckcylinder	181° C.		10,5 kg/qcm	0,19 cbm
Mitteldruckcylinder	143° C.	38°	4,0 »	0,48 »
Niederdruckcylinder	105° C.	38°	1,25 »	1,42 »
Kondensator	67° C.	38°	0,3 »	5,43 »

Die Volumina der Cylinder müssen sich demnach verhalten wie 19:48:142 oder rund wie 1:2,5:7,5.

Für 10 Atm. Ueberdruck im Kessel und einem Füllungsgrad von 0,5 bis 0,6 im Hochdruckcylinder sind diese Verhältnisse unter Berücksichtigung der schädlichen Räume, Uebergangskanäle und Zwischenkammern als die bewährtesten zu bezeichnen. Sie werden unabhängig von einander von Parker<sup>1)</sup> in England und von Stapfer<sup>2)</sup> in Frankreich empfohlen, während Ziese<sup>3)</sup> in St. Petersburg ein ganz ähnliches Verhältnis, nämlich 1:2,5 bis 3:6 bis 7 angiebt. Ein ungefähr gleiches Verhältnis der Cylinderinhalte entsteht, wenn nach Mudd<sup>4)</sup> bei gleichen Hüben die Durchmesser der Cylinder gleich 3:5:8 genommen werden. Mit 50 pCt. Füllung im Hochdruckcylinder entspricht dieses Cylinderverhältnis einer 15fachen Gesamtexpansion des Dampfes.

<sup>1)</sup> Proceedings of the institution of mechanical engineers 1886 S. 501.

<sup>2)</sup> Le génie civil 1886 S. 348.

<sup>3)</sup> Protokolle des St. Petersburger Polytechnischen Vereines 1886 No. 69 S. 3.

<sup>4)</sup> Proceedings of the institution of mechanical engineers 1886 S. 518.

Berechnet man unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes den mittleren Druck, welcher in einem Cylinder herrschen würde, wenn dessen Inhalt sich zu  $\frac{1}{15}$  mit Dampf von 11 kg/qcm = dem abs. Kesseldruck anfüllte und bis zum abs. Vakuum expandirte, so hätte man diesen Druck mit einem nach den Indikatorversuchen einer Reihe von Maschinen im mittel etwa gleich 0,70 zu setzenden Reduktionskoeffizienten zu multiplizieren, um den mittleren auf den Niederdruckkolben reduzierten Druck zu erhalten, wie er für die Indikatorgramme der fertigen Dreifach-Expansionsmaschine bei vorstehenden Verhältnissen zu erwarten steht. Aus diesem reduzierten Druck und der vorher festgestellten indizierten Leistung der Maschine berechnet man den Durchmesser des Niederdruckcylinders, als wenn dieser die ganze Arbeit allein zu leisten hätte. Ist der Durchmesser des Niederdruckcylinders bekannt, so ergeben sich die Durchmesser der beiden anderen Cylinder nach dem obigen Cylinderverhältnis. Konstruiert man hiernach, so erhält man eine Maschine, welche mit dem geringsten Kohlenbedarf arbeitet, also eine Maschine, wie man sie in der Handelsmarine durchweg zu haben wünscht.

Für Kriegsschiffe wählt man den Hochdruckcylinder gewöhnlich etwas größer, als obige Verhältnisse ergeben, um nötigenfalls einen größeren mittleren Druck erzielen und damit die Leistung der Maschine beträchtlich steigern zu können. Die Maschinen der neueren Kriegsschiffe, welche unter regelrechten Verhältnissen mit etwa 10 bis 12 Knoten Geschwindigkeit fahren und hierbei, je nachdem sie für natürlichen oder künstlichen Zug eingerichtet sind, nur zwischen  $\frac{1}{5}$  bis  $\frac{1}{10}$  ihrer größten Maschinenkraft leisten, mit welcher letzteren sie Geschwindigkeiten von 18 bis 20 Knoten erreichen müssen, lassen sich wegen der hierfür erforderlichen ungeheuren Kraftreserve, derentwegen auf die Erzielung eines möglichst geringen Kohlenverbrauches unter gewöhnlichen Umständen verzichtet werden muss, garnicht mit den Maschinen neuerer Kauffahrteidampfer vergleichen; denn diese brauchen im Durchschnitt unter Aufbietung ihrer ganzen Leistungsfähigkeit nur eine Schiffsgeschwindigkeit von 8 bis 11 Knoten herzustellen, wobei möglichst sparsamer Betrieb verlangt wird. Noch anders liegen die Verhältnisse bei den schnellen transatlantischen Postdampfern, welche stets mit voller Maschinenleistung dampfen, um in erster Reihe eine möglichst große Geschwindigkeit zu erreichen; bei ihnen kann die Kohlenersparnis des leidigen Wettbewerbes wegen, und zwar nicht zum Vorteil der Dampfergesellschaften, erst in zweiter Reihe ins Auge gefasst werden.

Die nachstehende Tabelle giebt einige Hauptdaten von Dreifach-Expansionsmaschinen neuerer Fracht-, Post- und Kriegsdampfer.

Bezeichnung	Frachtdampfer			Postdampfer			Kriegsdampfer			
	Anglian	Stella	Tara	Aller (Bremen-Newyork)	Preußen (Bremen-Shanghai)	Lusitania (London-Sydney)	Renown und Sans-Pareil	Nile und Trafalgar	Aurora und Immortalité	Serpent und Raccoon
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Maschinenleistung bei der Probefahrt . . . . . ind.Pfkr.	1575	932	620	7974	4055	3315	12000	12000	8500	4500
Dmr. des Hochdruckcylinders cm	66,0	55,8	48,2	111,7	91,4	91,4	96,6	109,0	91,5	66,1
» » Mitteldruckcylinders »	106,6	94,1	88,9	177,8	145,0	152,4	147,4	157,4	129,6	94,0
» » Niederdruckcylinders »	175,2	152,4	134,6	254,0	230,0	243,8	224,0	244,0	198,2	145,0
Kolbenhub . . . . . »	106,6	99,0	83,8	182,8	150,0	121,9	122,0	129,6	106,6	83,8
Dampfüberdruck im Kessel kg/qm	10,5	9,8	10,5	10,5	10,0	9,8	9,25	9,60	9,25	10,0
Täglicher Durchschnittskohlenverbrauch auf der Fahrt t	16,0	13,6	10,25	130,0	67,0	37,0	—	—	—	—
Durchschnitts-Schiffsgeschwindigkeit auf der Fahrt . . Knoten	10,0	9,0	9,0	17,0	14,0	12,0	16,75	16,5	18,0	17,0
Gesamtmaschinengewicht t	—	—	—	—	—	—	1250	1270	920	437
Maschinengewicht auf 1 ind. Pfkr. . . . . kg	—	—	—	—	—	—	104	100	108	97

Zu bemerken ist hierbei, dass die in Spalte 7, 8 und 9 angeführten Schiffe englische Panzerschiffe, die in Spalte 10 englische Torpedokreuzer sind, welche sich sämtlich noch im Bau oder in der Ausrüstung befinden. Die bei diesen Schiffen angegebenen Maschinenleistungen, Geschwindigkeiten und Maschinengewichte sind berechnete, und zwar sollen diese Leistungen und Geschwindigkeiten unter Anwendung von künstlichem Zuge erreicht werden.

b) Die Dampfverteilung ist derart einzurichten, dass der Hochdruckcylinder mit etwa 0,5 bis 0,6, der Mitteldruckcylinder mit etwa 0,55 bis 0,65 und der Niederdruckcylinder mit etwa 0,6 Füllung arbeitet, wodurch die Anfangsbeanspruchungen des Gestänges der drei Cylinder sich einander nähern. Zur Vermeidung von Spannungsverlusten in den Cylindern und ihren Zwischenkammern muss man die Dampfgeschwindigkeiten berücksichtigen; in je weiterem Umfange dieses geschieht, desto mehr werden die späteren Indikator-diagramme mit dem der Konstruktion der Maschine als Grundlage dienenden übereinstimmen, wie Eickenrodt<sup>1)</sup> dieses für eine zweicylindrige Compoundmaschine nachgewiesen hat. Je weniger Ventile, Kniee oder andere die geradlinige Bewegung des Dampfes hemmende Konstruktionsteile in die Dampfleitung eingeschaltet werden, je ausgiebiger für genügend große Kanäle und Schieberwege sowie für bequeme Ueberleitungsrohre zu den einzelnen Cylindern und zum Kondensator gesorgt wird, um so weniger werden die größeren Dampfgeschwindigkeiten, welche bei höheren, bedeutend über den normalen liegenden Umdrehungszahlen der Maschine auftreten, eine Drosselung des Dampfes in den verschiedenen Querschnitten verursachen, und um so geringer werden die hierdurch hervorgerufenen Spannungs- und Dampfverluste ausfallen.

Sehr interessante, auf Indikatorversuchen an ausgeführten Dreifach-Expansionsmaschinen beruhende Untersuchungen über den Einfluss der Dampfgeschwindigkeit, die Verengung und Krümmung des Hauptdampfrohres sowie der Ein- und Ausströmungskanäle sind von Wyllie<sup>2)</sup> angestellt und die daraus sich ergebenden Spannungsverluste und deren Vermeidung durch Abänderung der Fehlerquellen klargestellt worden. Wyllie kommt auf grund seiner Erfahrungen auch zu dem Schlusse, dass der Gesamtspannungsverlust, welchen der Dampf in den gewöhnlich sehr gewundenen Zuleitungskanälen zu den für den Mittel- und Niederdruckcylinder bei mittelstarken Maschinen oft verwendeten Kolbenschiebern erfährt, in der Regel einen viel größeren Arbeitsverlust herbeiführt, als durch die Verringerung der Reibungsarbeit infolge der Kolbenschieber gewonnen wird. Diese Ansicht wird durch die Ende Mai vorigen Jahres stattgefundenen Probefahrten der Dampfyacht »Myrtle«<sup>3)</sup> (Taf. I, Fig. 7 u. 8) mit einer Vierfach-Expansionsmaschine von etwa 400 bis 500 ind. Pfk. bestätigt. Die genannte 4 cylindrige Maschine besitzt 4 Kolbenschieber, für jeden Cylinder einen, und zeigte eine Leergangsarbeit gleich 8,75 pCt. der indizierten. Für die mit 6 Flachschiebern an ebensoviele Cylindern versehene und von denselben Erbauern ein Jahr früher hergestellte Vierfach Expansionsmaschine der Yacht »Rionnag-na-Mara«, (Taf. I, Fig. 11 u. 12) betrug die Leergangsarbeit 12 pCt. der indizierten Leistung, sank indessen auf 10 pCt., wenn die drei oberen Hochdruckcylinder abgekuppelt wurden und die drei unteren Cylinder, zu einer Dreifach-Expansionsmaschine vereinigt, arbeiteten. Die Ersparnis durch verminderte Reibungsarbeit infolge des Ersatzes der Flach- durch Kolbenschieber ist daher bei der »Myrtle«-Maschine auf höchstens 20 ind. Pfk. gegenüber der »Rionnag-na-Mara«-Maschine zu berechnen. Dagegen gebrauchte die letztere Maschine bei den Probefahrten nur 0,51 kg Kohlen für 1 ind. Pfk. und Std., während die »Myrtle«-Maschine für dieselbe Leistung 0,55 kg Kohlen erforderte, welcher Unterschied nur durch die vorerwähnten Spannungsverluste des Dampfes in den Zuleitungskanälen der Kolbenschieber zu erklären ist. Wyllie empfiehlt daher mit Recht Kolbenschieber nur für große Maschinen, für kleinere und mittlere Maschinen dagegen am Mittel- und Niederdruckcylinder Flachschieber, bei welchen die durch

Drosselung und Reibung des Dampfes in den Kanälen entstehenden Spannungsverluste geringer ausfallen.

Die Schieberkasten werden meistens, abweichend von der bei Compoundmaschinen üblichen Praxis, nicht mehr zwischen die Cylinder, sondern seitlich daran gesetzt, um hierdurch die Längenausdehnung der Maschine zu vermindern. Man stellt die Cylinder so nahe aneinander, dass sich ihre Deckelflanschen berühren, und schraubt die Schieberkasten oberhalb des Kondensators an die Cylinder. Die eine Seitenfront der Maschine, an welcher sich der Maschinistenstand befindet, ist dann für die Aufnahme der Umsteuerungsmaschine, der verschiedenen Hahnzüge, Schmiergefäße, Sprachrohre, Telegraphen usw. ganz frei. Die Stephenson'sche Kulissensteuerung ist bei einem solchen Aufbau der Maschine nicht mehr verwendbar, weil die zwei für jeden Cylinder nötigen Exzenter auf der zusammengedrängten Kurbelwelle nicht mehr Platz finden. An Stelle dieser Steuerung traten daher zuerst die Steuerungen von Klug, Marshall, Bramme usw., welche, sämtlich Abarten der alten Hackworth-Steuerung, für jeden Cylinder nur 1 Exzenter beanspruchen<sup>1)</sup>. Später führte man namentlich für bessere und größere Maschinen die Gelenksteuerungen von Joy<sup>2)</sup>, Bryce-Douglas<sup>3)</sup> usw. ein, welche gar keine Exzenter nötig haben, den Schieber vielmehr von der Pleuelstange aus bewegen. Für die gewöhnlichen Handeldampfmaschinen scheint man diese an sich sehr teuren, durch die große Anzahl der Gelenke schwierig und kostspielig zu unterhaltenden Steuerungen, bei denen sich außerdem mit dem Auslaufen der Gelenke die Dampfverteilung allmählich verschlechtert, nicht gern auszuführen. Die meisten in allerneuester Zeit in England erbauten Dreifach-Expansionsmaschinen besitzen nämlich Steuerungen, welche sich wieder mehr an die alte einfache Hackworth-Steuerung mit Prismenführung der Exzenterstange anschließen.

c) Die Kurbelanordnung der Dreifach-Expansionsmaschine, besonders die Frage, ob man sie mit 2 oder 3 Kurbeln ausführen und ob man die Hoch- oder Niederdruckkurbel vorangehen lassen soll, ist jetzt wohl ziemlich allgemein zu gunsten der letzten Anordnung endgiltig entschieden. Manche Konstrukteure bleiben bei dem ursprünglichen Aufbau der älteren Dreifach-Expansionsmaschinen mit zwei um 90° versetzten Kurbeln; sie stellen den Hochdruckcylinder entweder über den Mitteldruckcylinder, wie es die Wallsend-Gesellschaft in Wallsend-on-Tyne für den Dampfer »Isle of Dursey«<sup>4)</sup> Taf. I, Fig. 1 u. 2 ausführte, oder auf den Niederdruckcylinder und empfehlen diese Anordnung als die bequemste für die Umwandlung von zweicylindrigen Compoundmaschinen in Dreifach-Expansionsmaschinen. Eine solche Maschinenanstellung ist allerdings sehr einfach, indessen nicht vorteilhaft, insofern man bei diesen Maschinen auch nicht angenähert gleiche Anfangsbeanspruchungen des Gestänges für beide Kurbeln sowie die gleiche von ihnen zu übertragende Arbeit erzielen kann. Selbst sehr sorgfältig konstruierte Maschinen dieser Art weisen Tangentialdruckdiagramme auf, bei welchen der größte Tangentialdruck etwa 60 pCt. größer, der kleinste etwa 40 pCt. kleiner als der mittlere ist. Aehnlich liegen die Verhältnisse, wenn man die Dreifach-Expansionsmaschine mit 2 Kurbeln und 4 Cylindern ausführt, von denen je zwei übereinander stehen. Eine Stufe der Expansion findet dann gleichzeitig in 2 Cylindern statt, und zwar gewöhnlich in zwei gleichen Niederdruckcylindern, seltener in zwei gleichen Hochdruckcylindern, wie z. B. bei der in Barrow-in-Furness gebauten Maschine des Dampfers »Sobralense«<sup>5)</sup> (Taf. I, Fig. 3 u. 4). Man kann in solchen Maschinen zwar gleiche Höchstbeanspruchungen der Gestänge für beide Kurbeln erhalten, die Ungleichmäßigkeit der Tangentialdrücke bleibt aber dieselbe wie bei einer gewöhnlichen Compoundmaschine.

Die beliebteste und zweckmäßigste Anordnung der Dreifach-Expansionsmaschine ist daher diejenige mit 3 Kurbeln, welche um 120° auseinanderstehen, wobei für jeden der drei

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1886 S. 215.

<sup>2)</sup> Proceedings of the institution of mechanical engineers 1886 S. 476 u. f.

<sup>3)</sup> Engineering 1887 I. S. 546.

<sup>4)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1886 S. 625.

<sup>5)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1886 S. 1052.

<sup>6)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1886 S. 684.

<sup>7)</sup> Engineering 1885 I. S. 184.

<sup>8)</sup> Engineering 1885 I. S. 674.

nebeneinander befindlichen Cylinder je 1 Kurbel vorhanden ist. Diese Konstruktion, welche auch bei unseren neuen, vom Vulcan in Stettin erbauten Reichspostdampfmaschinen<sup>1)</sup> angewendet wurde, hat gegenüber der vorstehenden den Vorzug einer gleichmäßigeren Beanspruchung der Kurbelwelle und einer hiermit verknüpften geringeren Abnutzung der bewegten Maschinenteile. Auch durch größere Zugänglichkeit der Maschine und hierdurch bedingte Erleichterung in der Ausführung nötiger Reparaturen zeichnet sie sich aus. Der erstgenannte Vorteil ist oft kein sehr in die Augen springender, insofern, als die Tangentialdruckdiagramme der dreikurbeligen Dreifach-Expansionsmaschinen oftmals nur wenig günstigere Verhältnisse aufweisen, als die von zweikurbeligen. Bedenkt man aber, dass die unregelmäßigen Torsionsspannungen auf alle bewegten Maschinenteile mehr oder minder zurückwirken, so ist der günstige Einfluss, welchen drei Kurbeln in dieser Beziehung vor zweien voraus haben, ein unbestreitbarer. Gute dreikurbelige Dreifach-Expansionsmaschinen zeigen einen größten bzw. kleinsten Tangentialdruck, welcher den mittleren nur um 18 pCt. über- bzw. 30 pCt. unterschreitet, woraus folgt, dass sie wesentlich ruhiger als zweikurbelige gehen müssen. Inbetreff des zweiten Vorzuges — der besseren Zugänglichkeit — braucht nur daran erinnert zu werden, wie schwierig es selbst bei so vollendeten Maschinen mit übereinanderstehenden Cylindern als der in Taf. I, Fig. 7 u. 8 dargestellten der Dampfyacht »Myrtle«<sup>2)</sup> ist, den unteren Kolben herauszunehmen, um den vorteilhafteren Aufbau der dreikurbeligen Maschine gegenüber dem der zweikurbeligen sofort schlagend zu beweisen.

Als Nachteil führt man gegen die dreikurbelige Maschine ihre größere Länge ins Feld, welche nicht zu vermeiden ist, so lange die Schieber zwischen den Cylindern liegen. Diese größere Maschinenlänge und die davon abhängige größere Längenausdehnung des Maschinenraumes, gleichbedeutend mit eben so viel Verlust an Laderaum, lässt sich aber umgehen, wenn man, wie schon erwähnt, die Schieberkasten seitlich von den Cylindern anordnet. Eine solche Dreifach-Expansionsmaschine mit 3 Kurbeln, deren Cylinderdeckelflanschen sich berühren, wird dann nicht länger als eine gleich starke zweicylindrige Compoundmaschine mit zwischen den Cylindern liegenden Schiebern, wie sie meist in der Praxis vorkommen.

Was nun die zweite Frage, die der Kurbelfolge, betrifft, so unterscheidet man 2 verschiedene Reihenfolgen, nach welchen die Kurbeln umlaufen können:

1. Hoch-, Mittel- und Niederdruckkurbel;
2. Hoch-, Nieder- und Mitteldruckkurbel.

Bei der ersteren Reihenfolge sagt man, die Hochdruckkurbel sei die vorangehende, bei der letzteren, welche man auch schreiben kann, Nieder-, Mittel-, Hochdruckkurbel, bezeichnet man die Niederdruckkurbel als die führende.

Uebernimmt die Hochdruckkurbel die Leitung, gefolgt von der Mittel- und Niederdruckkurbel, so muss der Kolben des entleerenden Cylinders etwa  $\frac{2}{3}$  seines Hubes durchlaufen, ehe der folgende Cylinder geöffnet wird. In kleinen Zwischenkammern muss daher der Dampfdruck mit zunehmender Entleerung des vorhergehenden Cylinders steigen. Oeffnet der folgende Cylinder endlich, so kann der Dampfdruck in dem fast entleerten Cylinder nicht mehr beträchtlich sinken, weil darin bald die Kompression anfängt. Ungefähr gleichzeitig mit dem Eintritt der Kompression an der einen Kolbenseite beginnt aber auch der Austritt des Dampfes an der anderen Kolbenseite des vorhergehenden Cylinders, so dass beide Momente fast mit dem Oeffnen des folgenden Cylinders zusammenfallen. Hieraus erwachsen für die Ausnutzung des Dampfes folgende Vorteile:

1. Der in der Zwischenkammer nach jeder Füllung des folgenden Cylinders zurückbleibende Dampf wird durch die Kompression allmählich auf die Spannung des später in diese Kammer aus dem vorhergehenden Cylinder strömenden Dampfes gebracht, wodurch Kondensationsverluste des letzteren bei seinem Uebertritte vermieden werden. Wie nämlich die Kompression des Dampfes in einem Cylinder bis zur Schieberkastenspannung nicht nur eine gewisse Dampfersparnis herbeiführt, sondern auch die mit der sonst unvermeidlichen

plötzlichen Temperaturerniedrigung des eintretenden Dampfes verbundenen Kondensationsverluste verhindert, in ebenso günstiger Weise muss sich auch die Kompression des Dampfes in den Zwischenkammern äußern.

2. Da der folgende Cylinder etwas früher öffnet, als der vorhergehende sich zu entleeren beginnt, so strömt der austretende Dampf des letzteren später unmittelbar in den erstere über. Dieses Zuströmen frischen Dampfes in den folgenden Cylinder fällt mit dem Augenblick zusammen, in welchem die während der Füllung gewöhnlich eintretende Kondensation innerhalb dieses Cylinders beginnt, die nun infolge der Wärmezufuhr durch den von neuem zuströmenden Dampf zum größten Teile verhindert wird.

3. Bei dieser Art der Dampfverteilung soll ein gleichmäßiger Tangentialdruck erzielt werden. Diese Behauptung folgert Mudd<sup>1)</sup>, der Leiter der Central marine engineering works, William Gray & Co. in West-Hartlepool, aus den Ergebnissen der ersten 4 von ihm ausgeführten und eingehend erprobten Dreifach-Expansionsmaschinen. Zwei dieser Maschinen, die beiden ersten, liefen die Niederdruckkurbel voran gehen; die folgenden beiden besaßen die hier besprochene Kurbelfolge: Hoch-, Mittel-, Niederdruck, und erwiesen sich als die sparsameren und besseren, so dass Mudd jetzt allen seinen Maschinen nur noch diese Kurbelfolge giebt. Er muss aber, wie er auch ausdrücklich sagt, die Zwischenkammern seiner Cylinder größer halten als sonst erforderlich, und dies ist hauptsächlich der Grund, weswegen er mit der von ihm angewendeten Kurbelfolge ziemlich vereinzelt dasteht, so einleuchtend seine Ausführungen auch sein mögen.

Bei vorangehender Hochdruckkurbel dauert die Kompression in den Zwischenkammern unter Voraussetzung der gewöhnlichen Steuerungsverhältnisse, wie Morrison<sup>2)</sup>, der Nachfolger Wyllie's, nachweist, ungefähr während 56,5 pCt. des Hubes, wogegen sie bei vorangehender Niederdruckkurbel nur während 19,5 pCt. des Hubes zur Geltung kommt. In den Zwischenkammern von üblicher Größe wird die Kompression des Dampfes deswegen zu stark; sie ruft eine beträchtliche Steigerung des Anfangsdruckes im Mittel- und Niederdruckcylinder, also auch sehr große Pressungen in den Pleuelstangenlagern, hervor, welche umfangreicher und schwerer hergestellt werden müssen, wenn der Flächendruck in ihnen nicht zu groß werden soll.

Hieraus folgt, dass die vorangehende Hochdruckkurbel zur Erzielung einer hohen wirtschaftlichen Leistung vielleicht ganz günstig ist, aber im allgemeinen eine schwerere Maschine erfordert.

Bei vorangehender Niederdruckkurbel muss der Kolben des in der Ausströmung begriffenen kleineren Hoch- bzw. Mitteldruckcylinders stets ungefähr  $\frac{1}{3}$  seines Hubes zurückgelegt haben, wenn der größere Mittel- bzw. Niederdruckcylinder geöffnet wird. Der Inhalt ihrer Zwischenkammer wird daher durch die Füllung des folgenden größeren Cylinders in höherem Maße vermehrt, als er durch die Entleerung des vorhergehenden kleineren Cylinders verringert wird. Die Maschine mit vorangehender Niederdruckkurbel kann daher ziemlich kleine Zwischenkammern erhalten. Jedoch darf man hierin nicht zu weit gehen, denn in zu kleinen Zwischenkammern kann eine beträchtliche Steigerung der Dampfspannung in der Zeit eintreten, in welcher sich der vorhergehende Cylinder entleert, ehe der folgende geöffnet ist. Je größer man die Zwischenkammern macht, um so weniger fühlbar wird diese Kompression, und um so geringer sind die mit ihr verknüpften vorerwähnten Uebelstände.

Das Vorangehenlassen der Niederdruckkurbel wird aus den vorstehend entwickelten Gründen fast allgemein, unter anderen auch von Eickenrodt<sup>3)</sup>, als die zweckmäßigste Kurbelfolge bezeichnet, und weitaus der größte Teil aller bisher erbauten Dreifach-Expansionsmaschinen besitzt sie.

Der Vorteil der Dreifach-Expansionsmaschine gegenüber der zweifachen liegt lediglich, wie auch Otto H. Mueller jun.<sup>4)</sup> betont, in der Verwendung und in der durch die Mehrstufigkeit der Expansion herbeigeführten besseren Ausnutzung höher gespannten Dampfes.

<sup>1)</sup> Proceedings of the institution of mechanical engineers 1886 S. 515.

<sup>2)</sup> The marine engineer 1887 Aprilheft S. 5.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1886 S. 219.

<sup>4)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1887 S. 449.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1887 Taf. XXVI bis XXXI.

<sup>2)</sup> Engineering 1887 I. S. 546.

Die ersten Compoundmaschinen arbeiteten fast ausnahmslos mit einem Kesselüberdruck von 4 Atm., den man später allgemein auf 5 Atm. erhöhte. Um aber die früher erwähnten Vorteile des Dampfes von höherer Spannung auch in der Compoundmaschine so viel als möglich ausbeuten zu können, steigerte man in den letzten 70er Jahren die Kesselspannung immer mehr und mehr, bis man schließlich dazu kam, in einzelnen Fällen 8 Atm. anzuwenden. Durch die Steigerung von 4 auf 6 Atm. erreichte man, nach einem im Jahre 1881 in Newcastle vor dem Verein der englischen Maschineningenieure von Marshall<sup>1)</sup>, dem Leiter der bekannten Schiffsmaschinenfabrik von Hawthorn, Leslie & Co. in Newcastle-on-Tyne, gehaltenen sehr interessanten Vortrage im Durchschnitt eine Kohlenersparnis von 13 pCt. Bei der Erhöhung von 6 auf 8 Atm. blieben aber die erhofften Vorteile aus, weil das Temperaturgefälle von etwa 172° C. Anfangstemperatur im Hochdruckcylinder bis auf 65° C. Austrittstemperatur im Niederdruckcylinder, also von 107° C., für eine zweistufige Expansion zu groß wurde. Es traten innerhalb der beiden Cylinder wieder ähnliche Verhältnisse ein, wie bei der Einfach-Expansions-Hochdruckmaschine, d. h., die innere Kondensation und die damit zusammenhängenden Dampfverluste wurden zu groß. Erst als man das Temperaturgefälle in den Cylindern durch die Einführung der dreistufigen Expansion verringerte, machte sich der Vorteil der höheren Dampfspannung geltend. Nun wählte man bald Dampfspannungen von 9 und 10 Atm. Ueberdruck, und zur Zeit werden wohl wenige Dreifach-Expansionsmaschinen gebaut, welche die letztere Spannung nicht erreichen, wogegen schon viele einen Kesselüberdruck von 12 und einzelne sogar von 14 kg/qcm aufweisen. Bei dieser letzteren Spannung wird die wirtschaftlich nützliche Verwendbarkeit der Dreifach-Expansionsmaschine auch im allgemeinen ihre Grenze erreicht haben, weil hierbei in jedem Cylinder schon wieder ein Temperaturgefälle von mehr als 40° C. eintritt.

Nach allen bisherigen, in großer Zahl vorliegenden Erfahrungen gebrauchen gut ausgeführte größere Dreifach-Expansionsmaschinen mit 10 bis 12 kg/qcm Kesselüberdruck bei den Probefahrten etwa 0,65 bis 0,75 kg Kohlen für 1 Std. und ind. Pfr. Kohlenverbräuche unter 0,65 kg mögen bei besonders sorgfältiger Bedienung der Feuer und bei sehr guten Kohlen und Kesseln, in welchen letzteren eine nahezu 9fache Verdampfung erreicht wird, in seltenen Fällen erzielt werden, sind aber im allgemeinen mit Vorsicht aufzunehmen. Die Dreifach-Expansionsmaschinen arbeiten also durchschnittlich um 25 bis 30 pCt. vorteilhafter als zwei- oder dreicylindrige Compoundmaschinen, welche Kesselspannungen von 4 bis 6 kg/qcm Ueberdruck besitzen. Ein Dampfer, dessen Maschine im Durchschnitt 1000 Pfr. indiziert, braucht jetzt für eine Reise von 20 tägiger Dauer einschl. seines eisernen Bestandes von 20 pCt. seines Bunkerinhaltes nur 430 bis 450 t Kohlen an Bord zu nehmen, d. i. den dritten Teil desjenigen, was er noch vor 30 Jahren mitführen musste.

Die seither errungenen großen wirtschaftlichen Erfolge der Dreifach-Expansionsmaschine, hauptsächlich in der überseeischen Dampfschiffahrt, lassen sich am besten an folgenden Beispielen ermessen:

Auf der Jahresversammlung der englischen Schiffbauer und Marine-Ingenieure im Jahre 1885 teilte Seaton<sup>2)</sup>, Lehrer für Schiffsmaschinenwesen am Naval College in Greenwich, unter anderen Versuchen mit, dass er von zwei gewöhnlichen, einer englischen Reederei gehörenden Frachtdampfern »Kovno« und »Draco«, Schwesterschiffen von 82,3 m Länge, 10,36 m Breite und 5,56 m Raumtiefe mit gleichen Schrauben und folgenden Abmessungen der Maschine und des gewöhnlichen Doppelkessels, die nachstehenden Fahrten ausführen liefs:

Schiff	Maschinen-System	Cylinder-durchmesser			Hub	Kessel-überdruck	Heizfläche	Durchmesser des Kessels	Länge des Kessels
		Hochdruck	Mitteldruck	Niederdruck					
		cm	cm	cm	cm	kg/qcm	qm	m	m
Kovno	2 cylind. Compoundmaschine	63,5	—	127,0	114,3	6,3	214,6	4,19	4,57
Draco	Dreif. - Expansionsmaschine	53,5	81,3	142,2	91,4	7,7	210,9	3,88	4,57

Maschine und Kessel dieser Schiffe waren in der Konstruktion einander in allen Teilen gleich, soweit dies bei ihren verschiedenen Systemen erreichbar war. Um einen möglichst unanfechtbaren Vergleich zu erzielen, waren die Maschinen beider Schiffe angewiesen worden, im Durchschnitt auf »Kovno« gegen 12 t und auf »Draco« etwa 10 t Kohlen täglich zu verbrennen, welcher Kohlenverbrauch sich auf früheren Reisen für beide Schiffe als der günstigste erwiesen hatte. Im Januar 1883 ging »Kovno« mit 2400 t von London nach Buenos-Ayres, im März 1883 »Draco« mit 2425 t von London nach Bombay. Beide Schiffe hatten demnach ungefähr eine gleich lange Strecke von etwa 6400 S.-M. mit gleicher Ladung zu durchdampfen; beide hatten auf der Reise gleich gutes Wetter und erzielten folgende Leistungen:

Schiff	Maschinen-System	Durchschnittliche Umdr. i. d. Min.	Fahr-geschwindigkeit	Durchschnittliches Etmal <sup>1)</sup>	Gesamt-kohlenverbrauch während d. Reise	Täglicher Kohlenverbrauch	Mittlere ind. Maschinenleistung
Kovno	Kompoundmaschine . .	55,5	8,100	194	405	12,3	600
Draco	Dreif. - Expansionsmaschine	57,5	8,625	207	326	10,7	600

Hieraus folgt, dass die Dreifach-Expansionsmaschine unter ganz gleichen Verhältnissen, denn auch die Kohlen aus Yorkshire, vom Waggon unmittelbar in die Bunker geladen, waren in beiden Schiffen dieselben, bei 6,5 pCt. größerer Schiffsgeschwindigkeit noch um 19,5 pCt. vorteilhafter arbeitete, als die gewöhnliche Compoundmaschine. Dieses Ergebnis wurde erzielt, trotzdem der Dampfdruck in der Dreifach-Expansionsmaschine mit nur 7,7 kg/qcm Ueberdruck so niedrig war, dass der Vorteil der dreistufigen Expansion nicht so zur Geltung kommen konnte, wie bei den höheren jetzt üblichen Spannungen, während der Dampfdruck für die Compoundmaschine mit 6,3 kg/qcm noch ganz günstig gewählt war<sup>2)</sup>.

Ein anderes Beispiel dieser Art führte Parker<sup>3)</sup>, Oberingenieur beim engl. Lloyd, auf der Jahresversammlung desselben Vereines im Jahre 1886 an. Zwei große Postdampfer, Schwesterschiffe, mit ähnlichen Propellern und Maschinen von 6000 ind. Pfr., von welchen die eine eine Dreifach-Expansionsmaschine mit 10,2 kg/qcm, die andere eine Compoundmaschine von 6,3 kg/qcm Kesselüberdruck ist, laufen auf derselben Strecke mit einer durchschnittlichen Geschwindigkeit von 12,0 Knoten. Das mit der Compoundmaschine ausgerüstete Schiff verbraucht auf einer Rundreise von 84 Tagen 1200 t Kohlen mehr als das mit der Dreifach-Expansionsmaschine versehene. — Noch ein anderer im Jahre 1871 gebauter Postdampfer, dessen Kessel ausgefahren waren, erhielt statt der alten mit 4 kg/qcm arbeitenden Kessel neue mit 10,5 kg/qcm Ueberdruck, und seine alte Compoundmaschine wurde in eine Dreifach-Expansionsmaschine umgewandelt;

<sup>1)</sup> Etmal ist der seemännische Ausdruck für den in 24 Stunden (von Mittag bis Mittag) zurückgelegten Schiffsweg.

<sup>2)</sup> Dieses Beispiel nebst noch zwei anderen führt auch Otto H. Mueller jun. in der Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1887 S. 448, an.

<sup>3)</sup> Transactions of the institution of naval architects 1887 S. 129.

<sup>1)</sup> Engineering 1881 Bd. II S. 179.

<sup>2)</sup> Transactions of the institution of naval architects 1885.

hierdurch fiel der durchschnittliche Kohlenverbrauch auf der Reise unter Beibehaltung der früheren Schiffsgeschwindigkeit um 25 pCt.

Endlich sei noch der Angabe gedacht, welche Hall<sup>1)</sup>, Oberingenieur der Schiffswerft von Palmer in Jarrow, in der letzten Jahresversammlung (1887) der Ingenieure und Schiffbauer von der Nordostküste Englands über die auf einen längeren Zeitraum sich erstreckenden durchschnittlichen Betriebsergebnisse einer englischen Frachtdampfer-Reederei machte, von deren Schiffen 11 mit Compound- und 9 mit Dreifach-Expansionsmaschinen versehen sind. Danach waren erforderlich, um 1000 t Displacement mit 10 Knoten Geschwindigkeit 1000 Seemeilen weit zu fahren:

bei den Dampfmaschinen mit Dreifach-Expansionsmaschinen . . . . . 14,859 t Kohlen,  
 bei den Dampfmaschinen mit Compoundmaschinen 19,748 t » ;  
 dies ergibt eine Kohlenersparnis von 24,75 oder rund 25 pCt. zu Gunsten der Dreifach-Expansionsmaschine.

Die Dampfschiffsreedereien stehen unter solchen Umständen vor einer ähnlichen Entscheidung, wie vor etwa einem Jahrzehnt, als es sich darum handelte, die alten Niederdruckmaschinen in Compoundmaschinen umzuwandeln. Heute sind sie gezwungen, wenn sie bei den sehr darniederliegenden Frachtsätzen mit Aussicht auf Gewinn arbeiten wollen, ihre Compoundmaschinen durch Dreifach-Expansionsmaschinen zu ersetzen. Bei dem vorteilhafteren Betriebe der letzteren, welcher nach allen Erfahrungen eine sichere Kohlenersparnis von 25 pCt. in Aussicht stellt, kann man für solche Dampfer, welche stets auf bestimmten Strecken fahren, auch die Bunker um 25 pCt. verkleinern, und der hierdurch sowie durch die Verkleinerung der Kessel entstehende Gewinn an Laderaum ist bei Dampfmaschinen, welche in langen Reisen beschäftigt sind, ein sehr bemerkenswerter. Die Frage, wie man die gewöhnliche zweicylindrige Compoundmaschine am zweckmäßigsten in eine Dreifach-Expansionsmaschine umändert, ist daher augenblicklich eine viel besprochene. Die 3cylyndrige Compoundmaschine kommt hierbei nicht in betracht, weil sie in der Handelsmarine nur in geringer Zahl vorhanden ist und sich auch ohne besondere Schwierigkeiten, falls sie nicht eine ungewöhnliche Kurbelanordnung besitzt, umbauen lässt.

Für die Umwandlung der Compoundmaschinen in Dreifach-Expansionsmaschinen liegt es am nächsten, den beiden vorhandenen Cylindern einen dritten als neuen Hochdruckcylinder hinzuzufügen und diesen entweder auf den früheren Hochdruck-, der jetzt Mitteldruckcylinder wird, oder, in den meisten Fällen noch besser, auf den Niederdruckcylinder zu stellen. Wird der neue Hochdruckcylinder über dem Mitteldruckcylinder angebracht, so muss der Niederdruckcylinder die halbe Arbeit der neuen Maschine allein leisten; dieses führt unter Beibehaltung eines günstigen Expansionsverhältnisses in diesem Cylinder zu einem recht erheblichen Anwachsen des Anfangsdruckes auf seinen Kolben und zu einem sehr bedeutenden Flächendruck in den zugehörigen Pleuelstangenlagern, welcher unter regelrechten Verhältnissen 30 bis 32 kg/qcm der tragenden Fläche erreicht, zuweilen aber auch bis auf 35 kg/qcm und darüber steigen kann. Bei so hohen Drucken quetscht sich das Schmiermaterial zwischen Zapfen und Lagerschale heraus, und warme Lager sowie ein sehr starker Verschleiß der Schalen sind die Folge der übermäßigen Belastung. Es ist daher besser, wenn man den neuen Hochdruckcylinder auf den alten Niederdruckcylinder stellt und den letzteren etwa nur  $\frac{1}{4}$  der gesamten Arbeit leisten lässt. Man vermeidet dann die hohen Beanspruchungen und erhält auch ein kleineres Temperaturgefälle im Niederdruckcylinder, welches gewöhnlich viel größer als in den anderen Cylindern ist. Zuweilen kann es hierbei erforderlich werden, um die angegebene geringe Leistung des Niederdruckcylinders zu erzielen, dass dessen Durchmesser durch Einschieben einer Hülse oder eines engeren Arbeitscylinders verkleinert werden muss.

Wie man zu verfahren hat, um bei einer derartigen Umänderung der zweicylindrigen Compoundmaschine in eine unge-

fähr gleich starke Dreifach-Expansionsmaschine mit 2 Kurbeln entweder für die Gleichheit der Anfangsbeanspruchungen beider Gestänge oder für die Gleichheit der von beiden Kurbeln zu übertragenden Arbeit günstige Cylinderverhältnisse zu erzielen, oder wie man, um beiden Ansprüchen gerecht zu werden, zwischen ihnen vermitteln muss, hat Cole<sup>1)</sup> sehr klar und einfach auseinandergesetzt. Leider muss, wie seine lehrreiche Arbeit zeigt, die Gleichheit des Temperaturgefälles in den einzelnen Cylindern ganz in den Hintergrund treten, wenn man die indizierte Leistung gleichmäßig auf beide Kurbeln verteilen will, von denen die vordere vom Mitteldruck-, die hintere vom Niederdruck- und dem darüber stehenden Hochdruckcylinder angetrieben wird.

Bei einer Eintrittstemperatur des Dampfes in den Hochdruckcylinder von 193° C., entsprechend 13,5 kg/qcm Ueberdruck, würde das Temperaturgefälle betragen:

im Hochdruckcylinder . . . . . 28,6° C.  
 » Mitteldruckcylinder . . . . . 58,3° C.  
 » Niederdruckcylinder . . . . . 35,0° C.

Vermittelt man aber zwischen gleicher indizierter Leistung für jede Kurbel und gleicher Anfangsbeanspruchung ihres Gestänges, so erhält man ein Temperaturgefälle

im Hochdruckcylinder von 31,3° C.  
 » Mitteldruckcylinder » 52,0° C.  
 » Niederdruckcylinder » 38,3° C.,

also etwas günstiger als das vorstehende. In der Praxis werden sich die Unterschiede zwischen den einzelnen Temperaturgefällen zwar etwas verringern, weil der von Cole angenommene Fall des Umbaus einer Compoundmaschine in eine Dreifach-Expansionsmaschine von 14 kg/qcm Kesselüberdruck als Grenzfall anzusehen ist; indessen werden sie doch immer groß genug bleiben, um die Betriebskosten der Maschine merkbar zu beeinflussen.

Zur Vermeidung der durch das ungleiche Temperaturgefälle in Aussicht stehenden kleineren Kohlenersparnis bei der Beibehaltung von 2 Kurbeln hat man vorgeschlagen, die zweicylindrige Compoundmaschine dadurch in eine Dreifach-Expansionsmaschine umzubauen, dass man den vorhandenen beiden eine dritte Kurbel zufügt. Dieses bringt aber eine Verlängerung des Maschinenfundamentes und des Maschinenraumes sowie wahrscheinlich in fast allen Fällen einen Ersatz der vorhandenen Cylinder durch drei neue von anderen Durchmessern mit sich, und wird daher wohl nur selten zur Ausführung gelangen.

Berücksichtigt man, dass die Umwandlung der Compoundmaschine in eine Dreifach-Expansionsmaschine nur bei der Auswechslung ausgefahrener Kessel vorgenommen wird, dass man dann meistens die Decks aufzureißen hat, so dass es keinen großen Kostenunterschied macht, ob das Deck oberhalb der Maschine ebenfalls aufgebrochen wird, so ist es doch wohl am zweckmäßigsten, sich gleich zum Einbau einer neuen Maschine zu entschließen, statt einen Cylinder durch Aufbau auf einen der vorhandenen oder durch Anbau hinzuzufügen. Bei einer neuen, nach den Angaben auf S. 16 gebauten Dreifach-Expansionsmaschine erzielt man die größte Kohlenersparnis und kann den alten Maschinenraum ohne Verückung der Schotten beibehalten; man bekommt also eine dreikurbelige Maschine, welche sich nicht nur wirtschaftlicher, sondern, wie die Erfahrungen Seaton's<sup>2)</sup> lehren, auch leistungsfähiger herstellen lässt, als eine zweikurbelige. Seaton hat nämlich an zwei Schwesterschiffen »Electra« und »Dynamo«, welche in allen Teilen übereinstimmen, und von denen das eine eine zweikurbelige, das andere eine gleich starke dreikurbelige Dreifach-Expansionsmaschine besitzt, die Beobachtung gemacht, dass »Dynamo« mit der dreikurbeligen Maschine seit 3 Jahren auf See mit demselben Kohlenverbrauch unter ganz gleichen Umständen immer  $\frac{1}{2}$  Knoten mehr Fahrt macht als »Electra« mit der zweikurbeligen Maschine, welche Erscheinung er hauptsächlich der gleichmäßigeren Bewegung des Propellers durch die dreikurbelige Maschine zuschreibt.

<sup>1)</sup> Engineering 1887 I. S. 405.

<sup>1)</sup> Transactions of the institution of naval architects 1886 S. 318.  
<sup>2)</sup> Engineering 1886 II. S. 140.

g) Die Vierfach-Expansionsmaschine.

Die erste Vierfach-Expansionsmaschine, welche dauernd auf einem Schiffe im Betriebe geblieben ist, wurde im Jahre 1884 für den Dampfer »County of York« von der Barrow-Schiffbaugesellschaft in Barrow-in-Furness erbaut. Bereits im Sommer 1886 waren beim englischen Lloyd 4 Dampfer mit Vierfach-Expansionsmaschinen klassifiziert, denen inzwischen noch mehrere folgten, so dass gegenwärtig etwa 20 dieser Maschinen teils im Betriebe teils im Bau begriffen sein werden.

Für die Konstruktion der Vierfach-Expansionsmaschine gelten dieselben Regeln, wie sie für die Dreifach-Expansionsmaschine auf S. 16 angegeben wurden. Als augenblicklich zweckmäßigste Kesselspannung dürften für die Vierfach-Expansionsmaschine nach den folgenden Ausführungen 14 bis 15 Atm. Ueberdruck anzusehen sein. Will man hierbei ein möglichst gleichmäßiges Temperaturgefälle in den einzelnen Cylindern herstellen, so sind die Inhalte der Cylinder bei 14 kg/qcm Anfangsüberdruck im Hochdruckcylinder und etwa 0,3 kg/qcm Gegendruck im Niederdruckcylinder folgendermaßen zu wählen:

	Temperatur des Dampfes	Temperaturgefälle	Absolute Spannung des Dampfes	Inhalt der Cylind. auf 1 kg Dampf
I. Cylinder	197		15 kg/qcm	0,137 cbm
II. »	165	32	7,2 »	0,274 »
III. »	133	32	3,0 »	0,624 »
IV. »	101	32	1,1 »	1,600 »
Kondensator	69	32	0,3 »	5,430 »

Bei gleichen Hüben aller Cylinder folgt also ihr Inhaltsverhältnis 137 : 274 : 624 : 1600 oder rund 1 : 2 : 4,5 : 12.  $\frac{2}{3}$  Füllung dürfte für den Hochdruckcylinder am passendsten sein, so dass eine 18fache Expansion des Dampfes erzielt würde. Bei der Berechnung des Niederdruckcylinderdurchmessers, welche ebenso erfolgt, wie für die Dreifach-Expansionsmaschine angegeben war, kann man den Reduktionskoeffizienten für den mittleren Druck entsprechend der Völligkeit der zu erwartenden rankinisierten Indikatordiagramme im mittel etwa gleich 0,66 annehmen. Diese Zahl ist nach den bisher bekannt gewordenen Ausführungen auf folgende Weise abgeleitet:

1. Die Maschine des Dampfers »Rionnag-na-Mara« besaß nach einer Untersuchung von Otto H. Mueller jun.<sup>1)</sup> eine Völligkeit der Diagramme von . . . . . 0,61
2. Die Maschine des Dampfers »Suez«<sup>2)</sup>, deren Diagramme Textfig. 20 wiedergibt, eine solche von . . . . . 0,60
3. Die Maschine des Dampfers »County of York«<sup>3)</sup> (siehe Textfig. 21) . . . . . 0,59

Mittel 0,60

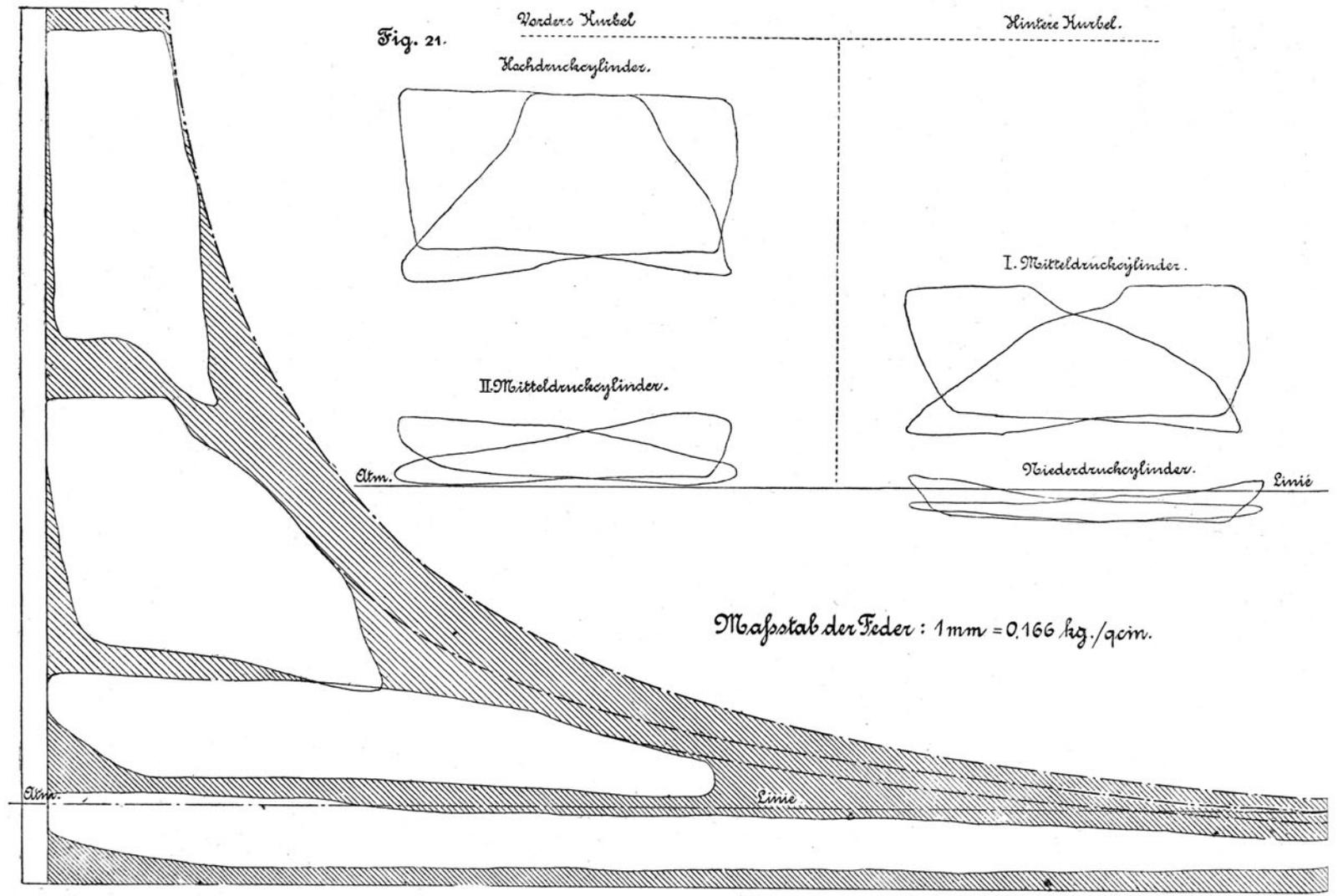
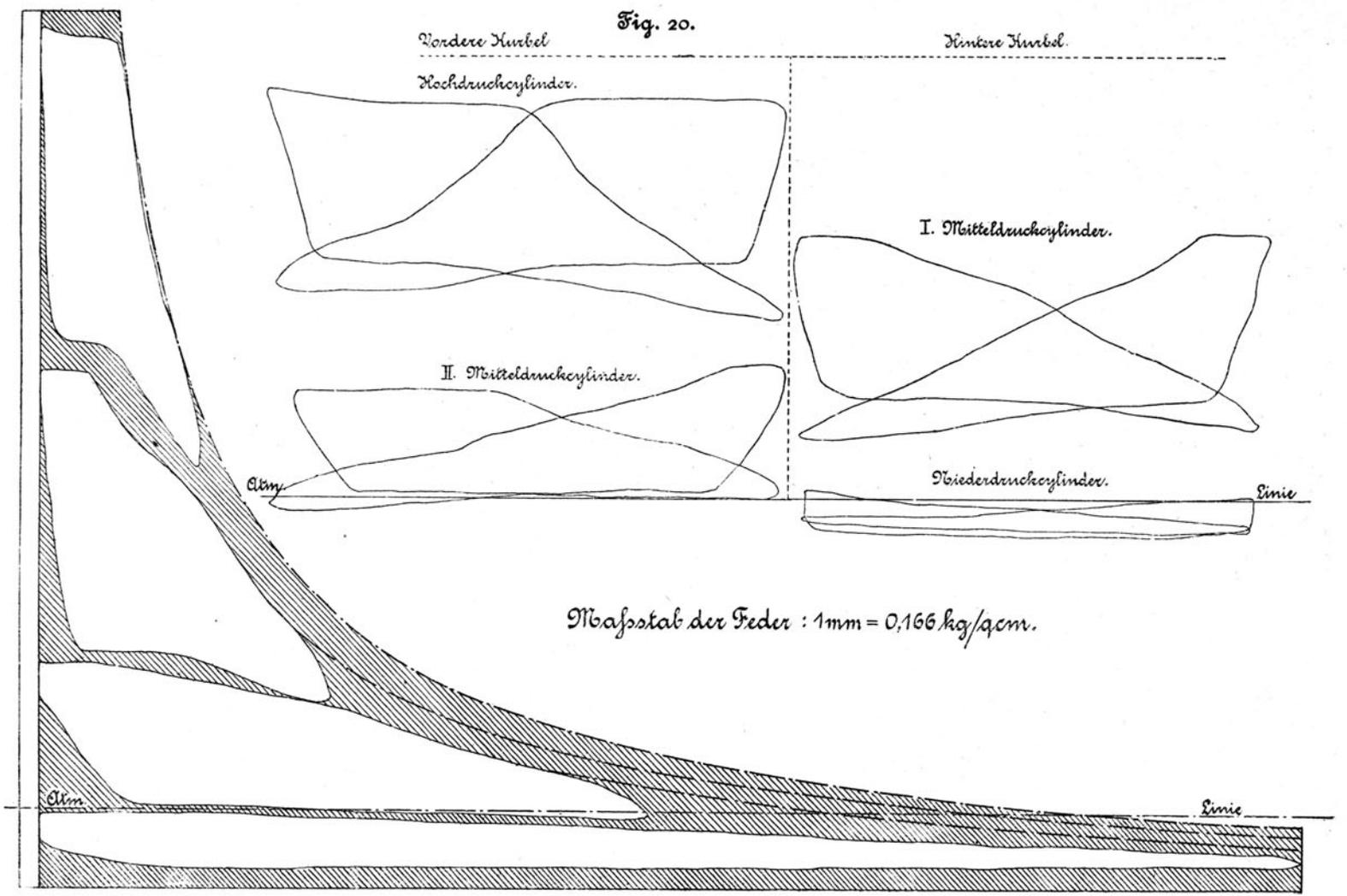
Die genannten Maschinen arbeiteten sämtlich mit einem für die vierstufige Expansion zu niedrigen Kesseldrucke. Wird der letztere auf 14—15 kg/qcm Ueberdruck erhöht, wie hier angenommen wurde, so muss auch die Völligkeit der Diagramme eine bessere werden. Es tritt hinzu, dass die drei Maschinen keine besonders gut gelungenen Konstruktionen sind, wie weiter hinten auseinandergesetzt ist. Bei sorgfältig gewählten Cylinder- und Zwischenkammervhältnissen, passenden Uebergangskanälen mit nicht zu großen schädlichen Räumen und dem genannten Dampfdrucke muss sich dieselbe Völligkeit der Diagramme wie bei guten Dreifach-Expansions-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1887, Textblatt 10.

<sup>2)</sup> The Engineer 1888 I. S. 162 bringt die Indikatordiagramme und deren Rankinisierung nach der Adiabate:  $pv^{10/9} = \text{const.}$  Für diese Adiabate wird eine Völligkeit der Indikatordiagramme = 0,769 angegeben. Um aber Vergleiche zwischen den auf Textblatt 10 des Jahrg. 1887 der Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure von Otto H. Mueller jun. rankinisierten Diagrammen von Dreifach-Expansionsmaschinen und deren Völligkeit mit denen der Vierfach-Expansionsmaschinen zu ermöglichen, habe ich die Indikatordiagramme dieser Maschine in die Isotherme eingezeichnet, und zwar in derselben Weise, wie es auf dem genannten Textblatt geschehen ist. Es ergibt sich dann die Völligkeit nur zu: 0,60.

<sup>3)</sup> Engineering 1887 I. S. 297 enthält nur die Indikatordiagramme. Das rankinisierte Diagramm habe ich in Ermangelung sonstiger Anhalte unter Annahme desselben schädlichen Raumes im Hochdruckcylinder, wie ihn die »Suez«-Maschine besitzt, d. h. zu 15 pCt. des vom Kolben beschriebenen Volumens, entworfen.

No. d. Dampfer	Dampfer		Jahr der Erbauung	Erbauer	Ind. Pflr.	Kesselüberdruck kg/qcm	Durchmesser des Cylinders				Hub in allen Cylindern cm	Verhältnis der Cylinderröhrenhöhen	Gesamtexpansion	Bemerkungen	Quelle
	Art	Name					Hochdruck cm	I. Mitteldruck cm	II. Mitteldruck cm	Niederdruck cm					
1.	Passagierdampfer	Junna	1886	Denny & Co., Dumbarton	etwa 2000	11,25	88,9	132,2	170,0	238,7	152,4	1 : 1,92 : 3,65 : 7,91	—	Alle Cylinder ohne Dampfsmäntel	The marine engineer 1886 S. 223
2.	do.	Lahore	1886	desgl.	etwa 1500	11,25	60,9	86,3	121,9	172,7	121,9	1 : 2 : 4 : 8	—	desgl.	The marine engineer 1886 S. 223
3.	Frachtdampfer	Tenasserim	1887	desgl.	1800	11,95	62,2	93,9	124,4	182,9	106,6	1 : 2,28 : 4 : 8,64	16 fach (?)	desgl.	Engineering 1887 II. S. 481
4.	Passagierdampfer	Kronprinz Friedrich Wilhelm	1887	desgl.	etwa 1200	12,65	54,6	77,5	109,2	154,0	121,9	1 : 2 : 4 : 8	16 fach (?)	desgl.	The marine engineer 1887 S. 322
5.	Dampfyacht	Rionnag-na-Mara	1886	Rankin & Blackmore, Greenock	544	12,65	3 von 17,8	40,6	55,9	86,3	61,0	1 : 1,75 : 3,3 : 7,9	12 fach	desgl.	Engineering 1886 I. S. 361
6.	do.	Myrtle	1887	desgl.	etwa 400	12,65	3 von 17,8	40,6	55,9	86,3	61,0	1 : 1,75 : 3,3 : 7,9	13 fach	desgl.	Engineering 1887 I. S. 546
7.	do.	Grace Darling	1887	Fleming & Ferguson, Paisley	360	—	26,0	35,5	50,8	71,1	50,8	1 : 2 : 3,8 : 7,45	—	Dampfsmäntel nur am Niederdruckcylinder	The Engineer 1888 I. S. 237
8.	Frachtdampfer	County of York	1884	Barrow Shipbuilding Co., Barrow-in-Furness	983,6	11,53	50,8	72,4	101,6	144,8	106,6	1 : 2 : 4 : 8,12	11 fach	Alle Cylinder ohne Dampfsmäntel	Engineering 1887 I. S. 297
9.	do.	Suez	1887	Central marine engineering Co., West-Hartlepool	985,5	11,75	55,9	76,2	109,2	157,5	109,2	1 : 1,86 : 3,81 : 7,95	16 fach	Cylinder wahrscheinlich ohne Dampfsmäntel	The Engineer 1888 I. S. 162



maschinen erreichen lassen, also etwa 0,70, so dass die Annahme eines Reduktions-Koeffizienten von 0,66 noch eine hinreichende Sicherheit gewährt.

Die vorstehende Tabelle giebt die Abmessungen und Leistungen derjenigen Vierfach-Expansionsmaschinen wieder, welche bis jetzt veröffentlicht worden sind.

Wenngleich die Angaben über die einzelnen Maschinen immer nur sehr dürftige sind, so lassen sie doch schon über:

1. die allgemeine Ausführung,
2. die erzielten Erfolge,
3. die weiteren Aussichten

der Vierfach-Expansionsmaschine bestimmte Schlüsse zu.

Zu 1. Die bisherigen Ausführungen der Vierfach-Expansionsmaschine lehren, dass man sie wohl meistens als Tandemaschinen<sup>1)</sup> mit 2 um 90° gegeneinander versetzten Kurbeln herstellen wird, trotzdem eine solche Aufstellung, wie schon bei den Dreifach-Expansionsmaschinen angeführt wurde, für den Betrieb manche Unbequemlichkeiten im Gefolge hat. Bezeichnet man den ersten und zweiten Cylinder, wie dies vielfach geschieht, als Hochdruck-, den dritten und vierten als Niederdruckcylinder, so lassen sich besonders 2 Tandemanordnungen derselben unterscheiden. Am häufigsten bilden die beiden Hochdruckcylinder und die beiden Niederdruckcylinder je eine Maschine, d. h. auf die vordere Kurbel wirken Cylinder I und II, von denen der erstere über dem zweiten steht, und auf die hintere Kurbel in derselben Weise Cylinder III und IV. Weniger vertreten sind die Maschinen, deren Hochdruckcylinder über dem Niederdruckcylinder stehen, bei denen also Cylinder I mit III die vordere und Cylinder II mit IV die hintere Kurbel bewegen.

Die erstere Aufstellung besitzen die Maschinen 1 bis 4 sowie 6 und 7 der vorstehenden Tabelle, von welchen 6 durch Rankin & Blackmore, 7 durch Fleming & Ferguson konstruiert wurden, 1 und 2 von Denny nach Brock's Patent neu erbaut und 3 und 4 nach demselben Patent aus älteren zweicylindrigen Compoundmaschinen umgebaut sind. Von keiner einzigen dieser Maschinen ist bekannt, wie sich die Arbeitsverteilung innerhalb der einzelnen Cylinder und auf die beiden

Kurbeln gestaltet hat. Nur von der »Myrtle«-Maschine, (Tafel I Fig. 7 und 8), deren Indikatordiagramme indessen nicht veröffentlicht wurden, wird behauptet, dass jeder Cylinder  $\frac{1}{4}$  der ind. Pfkr. geleistet haben soll; ob er es in der That gethan hat, ist nicht nachweisbar. Ferner wird von dieser Maschine gesagt, dass sie infolge guter Abbalanzirung der Kurbeln und günstig wirkender Kompression des Dampfes in den oberen Cylindern so ruhig wie eine dreikurbelige Dreifach-Expansionsmaschine gelaufen sei.

Die zweite Aufstellungsart weisen die Maschinen der Dampfer »County of York« (Tafel I Fig. 5 und 6) und »Suez« auf, von welchen die erstere ein Neubau, die letztere der Umbau einer alten zweicylindrigen Compoundmaschine ist. Beide Maschinen arbeiteten mit fast ganz gleichem Dampfdruck, wenig verschiedener Kolbengeschwindigkeit und ergaben nahezu dieselbe ind. Pfkr. Wie die folgende Zusammenstellung zeigt, wurde diese Leistung in den kleineren Cylindern der »County of York«-Maschine durch etwa 11fache Expansion, in den größeren der »Suez«-Maschine dagegen durch eine fast 16fache Expansion erreicht.

	Dampfdruck im Hochdruckcyl. kg/qcm	Luftleere im Kondensator kg/qcm	Gesamtexpansionsverhältnis	Ind. Pfkr.	Kolbengeschwindigkeit m i. d. Sek.	Min.-Umdr.
County of York	10,89	0,895	1 : 10,82	983,6	2,06	58
Suez . . . .	10,68	0,947	1 : 15,90	985,5	2,04	56

Um einen Vergleich dieser Maschinen mit den Dreifach-Expansionsmaschinen von Wyllie<sup>1)</sup> zu ermöglichen, sind nachstehend die Temperaturgefälle, Anfangskolbendrucke und indizierten Pferdekraften ihrer einzelnen Cylinder zusammengestellt, so genau als sie sich aus den in sehr kleinen Federmafsstäben veröffentlichten Indikatordiagrammen ermitteln liefsen.

	I. Cylinder	II. Cylinder	III. Cylinder	IV. Cylinder	Vordere Kurbel	Hintere Kurbel	Unterschied zwischen beiden Kurbeln
County of York	Temperaturgefälle in °C. . . .	27	33	29	35	—	—
	Anfangskolbendruck in kg . . . .	11392	16221	13800	14491	25192	30713
	Mittlerer ind. Druck in kg/qcm . . . .	3,804	2,56	1,146	0,53	—	—
	Indizirte Pferdekraft . . . . .	212	283,6	251	237	463	520,6
Suez	Temperaturgefälle in °C. . . .	28	37	48	36	—	—
	Anfangskolbendruck in kg . . . .	14159	22435	31445	17728	45604	40163
	Mittlerer ind. Druck in kg/qcm . . . .	2,84	1,97	1,126	0,474	—	—
	Indizirte Pferdekraft . . . . .	195	252	296	242,5	491	494,5

Wie aus dieser Zusammenstellung hervorgeht, lässt die Gleichheit des Temperaturgefälles und des Anfangskolbendruckes in den Cylindern beider Maschinen viel zu wünschen übrig, während die gleichmäfsige Verteilung der Arbeit auf beide Kurbeln gelungen ist, und zwar besonders gut bei der »Suez«-Maschine; aber auch gegen die Arbeitsverteilung auf die beiden Kurbeln der »County of York«-Maschine ist nichts einzuwenden, da viele Konstrukteure die Arbeit nach hinten zu steigern pflegen. Wie die rankinisirten Indikatordiagramme Textfigur 20 und 21 zeigen, ist die Ausnutzung des Dampfes in beiden Maschinen nur eine mäfsige. Die »County of York«-Maschine weist sehr beträchtliche Dampfverluste beim Uebertritt vom Hochdruck- in den ersten

Mitteldruckcylinder auf, welche wahrscheinlich durch die grofsen schädlichen Räume der kleinen, nicht besonders vorteilhaft angeordneten Kolbenschieber und deren Uebergangskanäle entstanden sind. Bei der »Suez«-Maschine, welche an den beiden Hochdruckcylindern ebenfalls Kolbenschieber besitzt, treten ähnliche, wenngleich weniger bedeutende Dampfverluste auf. Hier sind sie aber zu entschuldigen, weil diese Maschine kein Neubau ist, sondern aus einer alten Compoundmaschine mit zwischen den Cylindern liegenden Schiebern entstand, deren Steuerungsgestänge beibehalten werden sollte. Es mussten daher die 2 alten gegen 4 neue Cylinder mit fest vorgeschriebener Lage der Schieberstangen ausgewechselt werden.

Bis jetzt ist die auf Taf. I Fig. 11 und 12 gezeichnete Maschine der Dampfyacht »Rionnag-na-Mara« die ein-

<sup>1)</sup> Da der Ausdruck »Tandem« sich auch in Frankreich eingebürgert hat und es in Deutschland kein ebenso kurzes Wort dafür giebt, so ist es hier ebenfalls zur Verwendung gekommen. Mit »Tandem« bezeichnet man in England ursprünglich ein Fuhrwerk, bei welchem 2 Pferde voreinander gespannt sind. B.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1887 S. 450.

zige mit drei Kurbeln ausgeführte Vierfach-Expansionsmaschine. Sie ist aber nicht als Muster aufzustellen, weil sie drei Hochdruckcylinder hat, von denen je einer über dem Niederdruck- und den beiden Zwischencylindern steht. Diese eigentümliche Konstruktion musste man wählen, um den verschiedenen Bedingungen gerecht zu werden, welche der Besteller für die Verfolgung seiner Sportzwecke an diese Yacht stellte.

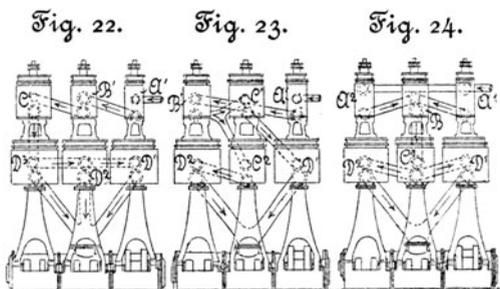
Von Interesse ist bei der »Rionnag-na-Mara«-Maschine nur noch die Verteilung der Arbeit usw. auf die einzelnen Cylinder, welche sich, soweit die Indikator-Diagramme erkennen lassen, wie folgt stellt:

		I. Cyl.	II. Cyl.	III. Cyl.	IV. Cyl.	I. Kurbel	II. Kurbel	III. Kurbel
12fache Expansion	Temperaturgefälle in °C. . . . .	17	36	31	37	—	—	—
	Anfangskolbendruck in kg. . . . .	1016	6638	5521	4732	7654	6537	5748
	Mittlerer ind. Druck in kg/qcm . . . . .	4,42	3,67	2,2	0,766	—	—	—
	Ind. Pferdekraft . . . . .	33,3	144	164	136	177,3	197,3	169,3
13fache Expansion	Temperaturgefälle in °C. . . . .	17	32	37	37	—	—	—
	Anfangskolbendruck in kg. . . . .	1016	6276	6724	4732	7292	7740	5748
	Mittlerer ind. Druck in kg/qcm . . . . .	4,21	3,07	1,76	0,654	—	—	—
	Ind. Pferdekraft . . . . .	28,3	108	118	104	136,3	146,3	132,3

Hiernach hat die Maschine mit 13facher Expansion etwas günstiger gearbeitet als mit 12facher, denn die auf die einzelnen Kurbeln übertragenen Arbeiten näherten sich einander mehr. Indessen blieben die Temperaturgefälle und die Anfangskolbendrucke noch weit von ihrer Gleichheit entfernt; sie erreichten auch nicht annähernd die bei guten dreikurbeligen Dreifach-Expansionsmaschinen erzielte Uebereinstimmung.

Harman<sup>1)</sup> in Partick will nach seinem ihm im Januar d. J. erteilten englischen Patente der Vierfach-Expansionsmaschine die Vorzüge erhalten, welche eine dreikurbelige Welle verleiht, und schlägt daher folgende Aufstellungen vor:

- Die drei ersten Cylinder, und zwar Hochdruckcylinder  $A^1$ , erster Mitteldruckcylinder  $B^1$  und zweiter Mitteldruckcylinder  $C^1$  stehen, wie Textfig. 22 zeigt, in Tandemstellung über drei gleich großen Niederdruckcylindern  $D^1$ ,  $D^2$ ,  $D^3$ . Diese Anordnung ist wohl nur für sehr große Maschinen zu empfehlen, bei denen eine mehrfache Teilung des Niederdruckcylinders erforderlich wird.
- Die beiden ersten Cylinder  $A^1$  und  $B^1$  bilden mit zwei gleich großen Niederdruckcylindern  $D^1$  u.  $D^2$ , Textfig. 23, die äußeren Maschinenpaare, zwischen denen  $C^1$  u.  $C^2$ , welche die ebenfalls auf 2 Cylinder verteilte dritte Stufe der Expansion darstellen, eingefügt sind. Diese



Anordnung hat schon mehr Aussicht auf Erfolg, wenngleich man gezwungen sein wird, um nicht zu ungleiche

Arbeiten auf die einzelnen Kurbeln zu übertragen, die größere Leistung auf die beiden letzten Stufen der Expansion zu verlegen.

- Als vorderes und hinteres Maschinenpaar stehen, Textfigur 24, 2 gleiche Hochdruckcylinder  $A^1$  und  $A^2$  über 2 gleichen Niederdruckcylindern  $D^1$  und  $D^2$ , während der kleinere  $B^1$  über den größeren Mitteldruckcylinder  $C^1$  gesetzt als mittleres Maschinenpaar dazwischen gebaut sind. Hierbei muss man aber in den Mitteldruckcylindern ein viel geringeres Temperaturgefälle annehmen als in den anderen Cylindern, wenn die Arbeit ziemlich gleichmäßig auf die drei Kurbeln verteilt werden soll.

Da alle diese Anordnungen wegen der Schwierigkeit, die in vierstufiger Expansion erzeugte Arbeit gleichmäßig auf drei Kurbeln zu verteilen, ihre mehr oder minder großen Mängel besitzen, so ist es doch wohl immer am einfachsten, von der Tandemstellung der Cylinder wegen der ihr anhaftenden, früher besprochenen Uebelstände so viel wie möglich abzusehen und die dreikurbelige Vierfach-Expansionsmaschine nur mit einem über dem Niederdruckcylinder stehenden Hochdruckcylinder und 2 freistehenden Mitteldruckcylindern herzustellen, also eine der Dreifach-Expansionsmaschine mit 2 Kurbeln ähnliche Anordnung zu wählen.

Zu 2. Wirkliche Erfolge sind mit der Vierfach-Expansionsmaschine zur Zeit nur gegen die Compound-, nicht aber gegen die Dreifach-Expansionsmaschine erzielt worden. Die ersteren fallen aber um so mehr ins Gewicht, als man in neuerer Zeit angefangen hat, die gewöhnliche 2cylindrige Compoundmaschine durch Einfügung von 4 neuen Tandemcylindern an Stelle der beiden alten sofort in eine Vierfach-Expansionsmaschine umzuwandeln. Besonders hervorzuheben ist hierbei die Vierfach-Expansionsmaschine von Brock, dem ersten Konstrukteur von Denny in Dumbarton. Taf. I, Fig. 9 und 10 zeigt eine nach Brock's Patent in eine Vierfach-Expansionsmaschine umgewandelte, früher von Caird & Co. in Greenock erbaute zweicylindrige Compoundmaschine. Der aus den Kesseln kommende Dampf tritt um den oberen Kolbenschieber herum, dessen unterer Kanal zum Deckel des Hochdruckcylinders führt, während der obere im Boden dieses Cylinders mündet. Aus dem Hochdruckcylinder gelangt der Dampf in den Raum zwischen dem oberen und unteren Kolbenschieber, welcher ihn auf die beiden Kanäle des ersten Mitteldruckcylinders verteilt. Der verbrauchte Dampf dieses Cylinders geht um den unteren Kolbenschieber herum und kommt in die zwischen beiden Cylinderpaaren angeordnete Zwischenkammer, die gleichzeitig als Schieberkasten für den zweiten Mitteldruck- und den Niederdruckcylinder dient. Ein Flachschieber ist als gemeinsamer Verteilungsschieber für letztere beiden vorgesehen; der Dampf strömt durch den gezeichneten Kanal zum Deckel des zweiten Mitteldruckcylinders, während er durch die oben in den Schieber eingegossene Nische und den punktierten Kanal zu dem Boden dieses Cylinders geleitet wird. Der austretende Dampf geht durch das Innere des Verteilungsschiebers zu den sichtbar gezeichneten Kanälen des Niederdruckcylinders und entweicht aus letzterem in den Kondensator. Der Hauptvorteil der Brock'schen Maschine wird in der Anordnung von nur je einem Schieber für jedes Cylinderpaar gesucht, weswegen Denny auch neue Dampfer, wie z. B. »Jumna« und »Lahore«, damit ausrüstete.

Von den bis jetzt nach Brock's Patent in Vierfach-Expansionsmaschinen umgewandelten alten Compoundmaschinen sind nur über die beiden in der Tabelle angeführten kaum nennenswerte Probefahrtsergebnisse veröffentlicht worden. Die ersten Daten finden sich über den Frachtdampfer »Tenasserim« der British and Burmese Steam-Navigation Co. im Engineering<sup>1)</sup>, die anderen über den Postdampfer »Kronprinz Friedrich Wilhelm« des Norddeutschen Lloyd im Marine Engineer.<sup>2)</sup> »Tenasserim« hat bei seinem Cylinderverhältnis und halber Füllung im Hochdruckcylinder, welche sich ziemlich sicher voraussetzen lässt, den Dampf reichlich 17fach expandiert. Mit 68 Umdr. wurden bei leicht geladenem Schiffe 1800 Pfrk., mit 60 Umdr. bei tief geladenem Schiffe 1700

<sup>1)</sup> Engineering 1888, I. S. 351.

<sup>1)</sup> Engineering 1887 II S. 481.

<sup>2)</sup> The marine engineer 1887 S. 322.

Pfkr. indiziert, wobei im letzteren Fall eine Geschwindigkeit von  $11\frac{3}{4}$  Knoten erzielt wurde. Die Zunahme an Maschinenkraft gegenüber der alten zweicylindrigen Compoundmaschine von gleichem Hub und 129,4 cm bzw. 208,3 cm Cylinder-Dmr. soll 40 pCt. betragen haben. Diese Fahrten fanden am 26. Oktober 1887 in Schottland statt.

»Kronprinz Friedrich Wilhelm« wurde am 17. Oktober 1887 auf der Weser erprobt. Unter der gleichen Voraussetzung wie oben und dem mitgeteilten Verhältnisse der Cylinderinhalte wird die Gesamtexpansion wahrscheinlich eine 16 fache gewesen sein. Die Schiffsgeschwindigkeit wurde während 6 stündiger Fahrt auf 13,19 Knoten gemessen.

Die Kohlenverbräuche beider Maschinen sind nicht mitgeteilt; als Entschuldigung wird in dem Bericht über »Tenasserim« gesagt, die Zeit wäre für Kohlenmessungen zu kurz gewesen; sie sollten indessen seitens der Reeder auf der Reise nach Rangoon vorgenommen werden. Endlich wird angeführt, dass nach Ansicht der Erbauer diese Vierfach-Expansionsmaschinen eine Kohlenersparnis von 6 bis 8 pCt. gegenüber gleich starken Dreifach-Expansionsmaschinen besäßen. Die Firma Denny, welche in bezug auf sorgfältige Probefahrten allen anderen englischen Schiffswerften seit Jahren ein leuchtendes Beispiel ist, wird gewiss schon Gelegenheit gehabt haben, die Kohlenverbräuche dieser Maschinen genau zu ermitteln, da sie inzwischen 6 neue Maschinen derselben Art fertig gestellt hat, 6 alte Compoundmaschinen zur Zeit nach Brock's Patent umbaut und noch eine Reihe anderer Umbauten in nächster Zeit vornehmen wird. Wenn nun bisher von keiner dieser Maschinen der Kohlenverbrauch bekannt gegeben ist, so liegt die Vermutung nahe, dass er nicht geringer gewesen ist, als bei Dreifach-Expansionsmaschinen mit 3 Kurbeln von derselben Größe, Anfangsspannung und Gesamtexpansion, ja, dass er vielleicht noch etwas größer war, weil die dreistufige Expansion für einen Dampfdruck von 12 kg/qcm jedenfalls vorteilhafter als die vierstufige ist; wobei noch der weniger gleichförmige Gang der zweikurbeligen Maschine gegenüber der dreikurbeligen in betracht zu ziehen wäre.

»Rionnag-na-Mara« verarbeitete nach den Indikator-grammen während der Probefahrten Dampf von 12,5 kg/qcm absoluter Eintrittsspannung oder 189° C. Temperatur, welcher mit etwa 0,3 kg/qcm oder 70° C. in den Kondensator ging. Das ganze Temperaturgefälle in der Maschine betrug also nur 119° C., während es bei allen übrigen Maschinen der Tabelle, ihrer kleineren Kesselspannung wegen, noch geringer ausgefallen sein muss, so dass es jedenfalls zweckmäßiger gewesen wäre, es in dreistufiger Expansion zu überwinden. Während der bekanntlich ohne Cylindeerschmierung ausgeführten Probefahrten der »Rionnag-na-Mara« soll (?) der sehr geringe Kohlenverbrauch von 0,51 kg für 1 ind. Pfkr. und Std. erzielt worden sein, welcher für besonders gute Dreifach-Expansionsmaschinen von gleicher Anfangsspannung übrigens auch schon angegeben wurde.

Von der »Myrtle«, welche am 25. Mai v. J. erprobt wurde, sind keine Diagramme veröffentlicht; es ist nur angeführt, dass die Maschine bei der Probefahrt 0,55 kg Kohlen für 1 ind. Pfkr. und Std. verbrauchte. Das gegen die erstere Maschine schlechtere Resultat wird auf die Kolbenschieber zurückgeführt, mit welchen sämtliche Cylinder dieser Maschine versehen waren, wogegen die »Rionnag-na-Mara«-Maschine nur Flachschieber besaß (s. S. 17).

Für die »Suez«-Maschine ist der Kohlenverbrauch auf der ersten Reise von England nach Lissabon ermittelt worden, wobei eine Ersparnis von 34 pCt. gegen die frühere Compoundmaschine festgestellt wurde. Wie viel Kohlen für die ind. Pfkr. und Std. verbraucht wurden, lässt sich hieraus leider nicht genau entnehmen, nach dem erfahrungsmäßigen Kohlenverbrauche alter Compoundmaschinen aber auf etwa 0,7 bis 0,8 kg schätzen.

Weder von »County of York« noch von »Grace Darling« sind die Kohlenverbräuche veröffentlicht; es heißt bei beiden nur, dass die Maschinen sehr sparsam gearbeitet hätten. Wären die Kohlenverbräuche bemerkenswert gering gewesen, so würde man sie gewiss angegeben haben. Ähnlich liegen die Verhältnisse bei sämtlichen anderen inzwischen fertiggestellten, in der Tabelle aber nicht aufgeführten Vierfach-Expansionsmaschinen, deren Erbauer aus geschäftlichen Rück-

sichten sicher keinen Augenblick gezögert haben würden, die erzielten Erfolge bekannt zu geben, wenn sie überhaupt Beachtung verdient hätten. Aus diesen Betrachtungen folgt der sehr berechtigte Schluss: Die bisher erbauten Vierfach-Expansionsmaschinen haben sich den Dreifach-Expansionsmaschinen noch nicht überlegen gezeigt.

Dagegen muss man anerkennen, dass die Brock'sche Konstruktion die Aufgabe, alte Compoundmaschinen durch sparsamer arbeitende Maschinen zu ersetzen, in sehr einfacher und den augenblicklichen praktischen Bedürfnissen Rechnung tragender Weise gelöst hat. Ein solcher Ersatz ist an sich nicht teuer, gestattet bei gleichbleibender Maschinenleistung den Einbau kleinerer Kessel, ermöglicht durch die Kohlenersparnis, welche auf mindestens 25 pCt. zu schätzen ist, eine Verringerung der Kohlenbunker und vermehrt hierdurch den Laderaum der Dampfer recht merklich. Es ist daher mit ziemlicher Gewissheit vor auszusehen, dass in der Handelsmarine sehr viele zweicylindrige Compoundmaschinen in Brock'sche oder ähnliche Vierfach-Expansionsmaschinen umgewandelt werden, wenn die betreffenden Dampfer neue Kessel erhalten müssen.

Zu 3. Die heutigen Vierfach-Expansionsmaschinen konnten sich gegenüber den Dreifach-Expansionsmaschinen aus dem sehr einfachen und naheliegenden Grunde nicht bezahlt machen, weil ihr Temperaturgefälle für die vierstufige Expansion zu klein war. Erst bei Anfangsspannungen von etwa 15 Atm. und darüber, d. h. bei Eintrittstemperaturen des Dampfes von 200° C. und darüber, steht für die Vierfach-Expansionsmaschine bei einem Temperaturgefälle von mindestens 130° C. ein wirklicher Vorteil über die Dreifach-Expansionsmaschine in Aussicht. Dass er aber so bedeutend ausfallen wird, wie der Vorteil der Dreifach-Expansionsmaschine gegenüber der Compoundmaschine, ist mit Rücksicht auf die nachstehenden Erwägungen kaum anzunehmen.

Erstens werden die auf S. 12 auseinandergesetzten Vorteile, welche die Verwendung hochgespannten Dampfes mit sich bringt, um so geringer, je höher die Spannung steigt. Zeichnet man die Spannungskurve des Dampfes nach der Tabelle von Fliegner und berechnet die Arbeit, welche 1 kg Dampf leistet, wenn es, wie in den meisten Maschinen, bis auf 0,5 kg/qcm abs. Spannung expandirt, so findet man, dass sich diese Arbeit bei 20 Atm. Anfangsspannung zu der bei 12 Atm. ungefähr verhält wie 26 : 23, oder mit anderen Worten: dass durch die Steigerung der Dampfspannung um 8 Atm. theoretisch nur ein Arbeitsgewinn von etwa 11 pCt. zu erwarten steht, welcher sich in der Praxis selbstverständlich noch verringert.

Zweitens erleidet der Dampf durch Verkleinerung des Temperaturgefälles in den einzelnen Cylindern der Vierfach-Expansionsmaschine zwar geringere, durch Reibung und Abkühlung an den Wandungen der längeren Uebergangskanäle und der drei Zwischenkammern indessen größere Kondensationsverluste als in einer gleich großen Dreifach-Expansionsmaschine, so dass die durch die mehrstufige Expansion erzielte Dampfersparnis zum teil wieder eingebüßt wird.

Drittens lässt eine Steigerung der Dampfspannung bis auf 15 Atm. und mehr bei den jetzt gebräuchlichen Konstruktionen der Kessel, abgesehen von Wasserrohrkesseln, deren Gewicht und Kosten derart anwachsen, dass es fraglich ist, ob der durch den höheren Dampfdruck zu erwartende größere Nutzen hiergegen nicht viel zu gering ausfällt.

Viertens erhöhen sich nicht bloß die Kosten der Kessel, sondern auch die der Maschine durch die vermehrten Ausgaben an Modellen für 4 Cylinder, 4 Kolben, 4 Schieber, 4 Schieberkasten mit Deckeln usw.

Fünftens bleibt noch ein Punkt, welcher eine zu hohe Steigerung der Dampfspannung bedenklich macht, das ist die Zunahme der Temperatur des Dampfes. Sie beträgt bei 5 Atm. Ueberdruck 158° C., bei 10 Atm. 183° C., bei 20 Atm. aber schon 215° C. Da nun die Kesselbleche, welche die Wärme des Feuers an das Wasser abgeben, eine etwas höhere Temperatur als der Dampf besitzen, der Stahl, aus welchem sie bestehen, aber schon als unzuverlässig angesehen werden muss, wenn er blau anläuft, was bei etwa 245° C. geschieht, so ist klar, dass bei einer Dampfspannung von 20 Atm. der

Unterschied zwischen der Dampftemperatur und derjenigen, bei welcher die Kesselbleche anfangen, unzuverlässig zu werden, nur noch halb so groß ist als bei 10 Atm., und nur noch etwa  $\frac{1}{3}$  von dem bei 5 Atm. beträgt.

Sechstens und schließlich ist es fraglich, ob sich das Gusseisen der Dampfcylinder bei Temperaturen von mehr als  $200^{\circ}\text{C}$ . nicht weniger widerstandsfähig und dauerhaft erweisen wird, als bei den jetzt gebräuchlichen Temperaturen, so dass sich auch hierdurch für den Maschinenbetrieb eine Grenze der Dampfspannung fühlbar machen dürfte.

Vielleicht lassen sich aber die erwähnten Schwierigkeiten mit der Zeit ebenso überwinden, wie diejenigen, welche sich dem Uebergange von der Niederdruckmaschine zur Hoch-

druckmaschine entgegenstellten. Um hier nur ein Beispiel dieser Art anzuführen, sei die oft als Uebelstand empfundene Undichtigkeit der Kolbenstangenstopfbüchsen in den großen Hammermaschinen erwähnt, welche infolge Ersatzes der alten Packungstoffe durch die neuen Metallpackungen vollständig beseitigt worden ist. Jedenfalls würde es ein voreiliger Schluss sein, wenn man sagen wollte, dass man in Zukunft nicht zu höheren Dampfspannungen mit entsprechend mehrstufiger Expansion übergehen könnte. Bei dem jetzigen Stande der Technik stehen jedoch solchen Konstruktionen, wie vorstehende Ausführungen zeigen, auf der einen Seite noch mancherlei Hindernisse entgegen, während auf der anderen der zu erwartende Nutzen vorläufig nicht verlockend genug erscheint.

## II. Fortschritte in der Erzeugung des Dampfes.

### h) Künstlicher Zug und Unterwind.

Während zur Erzeugung eines genügenden natürlichen oder Schornsteinzuges die Heizgase bei den geringen Höhen der außerdem noch eisernen Dampferschornsteine mit einer die Lufttemperatur um etwa  $300^{\circ}\text{C}$ . übersteigenden Temperatur austreten müssen und hierdurch nahezu  $\frac{1}{4}$  der ganzen von den Steinkohlen entwickelten Wärme entführen, lässt sich ein größerer Teil dieser Wärme für die Dampferzeugung nutzbar machen, wenn die ununterbrochene Zuführung der Verbrennungsluft durch künstliche Mittel sicher gestellt wird. Die Heizgase können den Schornstein mit einer viel geringeren Temperatur verlassen, falls sie durch die Feuerzüge entweder gesaugt oder gepresst werden. Die hierdurch gewonnene Wärme lässt sich bis zu einer gewissen Grenze durch entsprechende Vergrößerung der Heizfläche im Kessel selbst ausnutzen oder kann im Rauchfange zur Vorwärmung der Verbrennungsluft bezw. des Speisewassers dienen. Dabei erfordert die künstliche Zufuhr der Verbrennungsluft einen so geringen Arbeitsaufwand, dass er gegenüber der Einschränkung des Wärmeverlustes kaum in betracht kommt, wie schon daraus hervorgeht, dass man für die Herstellung eines Luftüberdruckes von 30 mm Wassersäule bei Unterwindgebläsen in geschlossenen Heizräumen ungefähr nur 3 ind. Pfrk. auf 1 qm Rostfläche als Betriebskraft für die Flügelradgebläse rechnet.

Die künstliche Zuführung der Verbrennungsluft wird erreicht:

- a) durch künstlichen Zug,
- b) durch Unterwind.

a) Künstlicher Zug wird dadurch hergestellt, dass man die Luft vom Schornstein aus durch die Roste und Feuerrohre ansaugt, wie es mittels des Auspuffdampfes bei Lokomotiven und mittels der Schornsteindurchblasevorrichtung bei Schiffskesseln geschieht. Da der von der letzteren verbrauchte Dampf verloren geht und bei der Kesselspeisung durch Seewasser ersetzt werden muss, so sind solche Einrichtungen für die dauernde Herstellung eines künstlichen Zuges nicht brauchbar. Martin will sie daher, nach einem von Mac Farlane Gray<sup>1)</sup> in der Versammlung der Institution of naval architects gehaltenen Vortrage, durch ein im Schornstein aufgestelltes, mittels einer besonderen kleinen Dampfmaschine betriebenes, aus den Rauchfängen der Kessel saugendes Flügelradgebläse ersetzen. Für eine solche Konstruktion sprechen außer ihrem sparsameren Betriebe gegenüber den vorerwähnten noch folgende Umstände:

1. die Möglichkeit, auf Kriegsschiffen den Schornstein fortzulassen, weil man die angesaugten Heizgase durch das Gebläse nach beliebigen anderen Stellen hindrücken und austreten lassen kann;
2. die Einfachheit gegenüber den später zu besprechenden Anlagen für Unterwind;
3. der geringere Verschleiß der Feuerrohre.

<sup>1)</sup> The marine engineer 1887 S. 200.

Dieser letzte Punkt ist jedenfalls am wesentlichsten und findet seine Begründung in der bekannten Thatsache, dass die Feuerrohre der Lokomotiven, welche mit künstlichem Zuge fahren, viel längere Zeit vorhalten, als diejenigen von Kesseln, welche mit Unterwindgebläsen arbeiten. Während die Flammen wenn sie durch die Rohre gepresst werden, gegen die Rohrwände stoßen, ehe sie sich in einzelne in die Feuerrohre eintretende Zungen auflösen, zerteilen sie sich schon in einiger Entfernung vor den Rohrmündungen, wenn sie vom Schornstein aus angesaugt werden, wie sich durch einen sehr einfachen Versuch nachweisen lässt. Die Rohrmündungen sind daher in letzterem Falle dem Verbrennen weniger stark ausgesetzt, als wenn sie, wie im ersteren, unmittelbar von den Flammenspitzen getroffen werden.

Diesen Vorzügen stellt Mac Farlane Gray indessen als Nachteile gegenüber:

1. dass die aus dem Schornstein saugenden Flügelräder wegen des durch die Temperaturerhöhung bedeutend vergrößerten Volumens der Heizgase größer sein müssen als diejenigen von Unterwindgebläsen;
2. dass die Rauchfänge, um solche Flügelräder aufzunehmen, viel umfangreicher und schwerer ausfallen;
3. dass die Flügelräder sehr leicht unwirksam werden, wenn sie bei der Herstellung eines starken Zuges in Gasen von etwa  $500^{\circ}\text{C}$ . Temperatur arbeiten müssen.

Der Erfinder<sup>1)</sup> macht hiergegen geltend, dass die angeführten Nachteile in Wirklichkeit entweder gar nicht oder nur in bescheidenem Umfange vorkommen. Als Beweis hierfür nennt er den Dampfer »Olive Branch«, welcher mit einer derartigen Zugeinrichtung versehen bereits 18 Monate lang im Betriebe ist, ohne die geringsten Störungen erlitten zu haben. Das Flügelrad im Schornstein hat 1,83 m Dmr.; es erforderte zu seiner Unterbringung keine außerordentliche Vergrößerung des Rauchfanges und hat sich, beständig in etwa  $230^{\circ}\text{C}$ . arbeitend, bisher gut gehalten. Martin ist der Ansicht, dass das mit 400 Min.-Umdr. laufende Flügelrad sich vor der Einwirkung der heißen Gase selbst schützt. Zu gunsten der Martin'schen Einrichtung spricht auch die weiter hinten erwähnte, sehr ähnliche Zugsanlage von Kemp, bei welcher ein Flügelrad Heizgase von 150 bis  $180^{\circ}\text{C}$ . ansaugte und einen genügenden Zug erzeugte. Der künstliche Zug nach Martin'schem Verfahren scheint demnach bei nicht zu sehr gesteigerten Temperaturen, also bei schwächerem Zuge und nicht zu großen Kesselanlagen, ganz vorteilhaft zu sein; dagegen müssen sich bei starkem Zuge und sehr umfangreichen Kesselgruppen die von Mac Farlane Gray gerügten Uebelstände mehr oder minder geltend machen.

b) Der Unterwind hat dem künstlichen Zuge, weil er sich in allen Fällen auch bei schon vorhandenen Kesselanlagen ohne besondere Schwierigkeiten herstellen lässt, den Rang vollständig abgelassen; er beherrscht zur Zeit das ganze einschlägige Gebiet fast unumschränkt. Unterwind entsteht, wenn

<sup>1)</sup> The marine engineer 1887 S. 324.

die Verbrennungsluft mit einem gewissen in Gebläsen erzeugten Ueberdruck über die äußere Luft durch die Rosten gepresst wird.

Die Engländer schliessen den Unterwind in den Begriff »forced draught« ein, und daher mag es kommen, dass man in Deutschland vielfach den durch Unterwindgebläse erzeugten künstlichen Druck fälschlicherweise auch als künstlichen Zug bezeichnet.

Die Ueberdruckspannung oder die Pressung des Unterwindes ist so gering, dass man sie nicht in Atm. oder kg/qcm, sondern in mm Wassersäule angiebt: 10 334 mm = 1 Atm.

Je nach der Spannung der Pressluft hat man zu unterscheiden zwischen:

starkem Unterwind, bei welchem die Luft mit mehr als 30 bis 40 mm Wassersäule, und

schwachem Unterwind, bei welchem sie nur mit wenigen, d. h. höchstens 25 bis 30 mm Wassersäule in das Feuer tritt.

Mit starkem Unterwind arbeiten die Kessel der neuesten Kriegsschiffe und der Torpedoboote, wogegen der schwache Unterwind auf Handelsdampfern Eingang gefunden hat.

Starker Unterwind soll in erster Reihe einen möglichst kleinen, d. h. leichten, Kessel befähigen, eine möglichst große Maschinenleistung hervorzubringen; bei schwachem Unterwind steht die Erzielung eines möglichst kleinen Kohlenverbrauches oder die Möglichkeit der dauernden Verwendung minderwertigen Brennstoffes obenan.

Der Unterwind wird bei kleineren Schiffen gewöhnlich durch ein Flügelrad, bei größeren Schiffen durch mehrere, je von einer kleinen Dampfmaschine angetriebene Flügelradgebläse erzeugt.<sup>1)</sup> Die im Heizraum oder in dessen Nähe angeordneten Flügelräder saugen die Luft entweder vom Deck des Schiffes oder neuerdings\* meistens von den wärmsten Stellen des Maschinen- bzw. Heizraumes an, damit gleichzeitig deren Lüftung<sup>2)</sup> bewirkend. Die angesaugte Luft wird entweder in die Heizräume oder unmittelbar nur in die Aschfalle oder teils in die Aschfalle und teils in die Feuerungen gepresst. Hiernach unterscheidet man:

1. geschlossene Heizräume,
2. » Aschfalle,
3. » » und Feuerungen.

Die beiden ersteren Einrichtungen wählt man gewöhnlich für starken, die letzte nur für schwachen Unterwind.

Zu 1). Die geschlossenen Heizräume sind möglichst luftdicht absperrbar. Die für Anwendung natürlichen Zuges in sie mündenden von Deck kommenden Windrohre werden unten mit feststellbaren Klappen versehen, desgleichen etwa vorhandene Aschheißrohre. Alle Zugänge zu den Heizräumen erhalten Schleusenammern, deren innere bzw. äußere Türen von den durchgehenden Personen erst geöffnet werden dürfen, wenn die äußeren bzw. inneren Türen geschlossen sind, damit immer nur eine möglichst kleine Menge Pressluft — der Kammerinhalt — entweichen kann. Die Heizer arbeiten in der den Heizraum erfüllenden Pressluft. Wenn es ihnen anfänglich zuerst etwas beklommen wurde, in einem vollkommen dicht verschlossenen Raume zu arbeiten, so gewöhnten sie sich sehr bald daran, namentlich, seitdem man noch leicht zu öffnende Nothüren darin angebracht hat. Sie lernten die Vorzüge der geschlossenen Heizräume, welche immer schön

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1886 S. 917.

<sup>2)</sup> Von der ausgiebigen Wirkung dieser Lüftung kann man sich eine Vorstellung machen, wenn man eine Dreifach-Expansionsmaschine annimmt, welche 1000 Pfr. indiziert, für jede Pfr. stündlich 0,75 kg Kohlen und zu deren Verbrennung 11 cbm Luft erfordert. Der minutliche Luftverbrauch beziffert sich dann auf rund 200 cbm. Ist nun das Flügelradgebläse so angeordnet, dass es nur aus dem Maschinenraume saugt, so muss die ganze Luftmenge durch das geöffnete Maschinenraumkluk strömen und gelangt dann bei geschlossenem Heizraume unmittelbar in diesen, oder geht bei geschlossenen Aschfällen in Kanälen an den Vorderwänden der Kessel entlang, nimmt die von ihnen ausgestrahlte Wärme auf und hält daher in beiden Fällen sowohl Maschinen- wie Heizraum kühl. Wie wohlthätig für das Maschinenpersonal eine solche Einrichtung auf Dampfern sein muss, welche tropische Meere, besonders das rote, durchfahren, wird jeder nachempfinden können, welcher sich nur einmal in einem heißen Kesselraume aufgehalten hat.

kühl und gut gelüftet sind<sup>1)</sup>, so schnell schätzen, dass sie heute nach den in England gemachten Erfahrungen viel lieber auf einem Dampfer mit geschlossenem Heizraum mustern als auf einem andern, ja sich unter Umständen förmlich darnach drängen. Irgend welche Belästigung durch die Pressluft fühlen sie nicht, da diese selbst bei starkem Unterwind nur einen Ueberdruck von 50 bis 100 mm Wassersäule besitzt und, wie die Versuche der englischen Admiralität mit dem Torpedoboote »Lightning«<sup>2)</sup> beweisen, höchstens bis auf 150 mm gesteigert werden kann, bei welcher Spannung schon glühende Kohlenstücke von Haselnussgröße aus dem Schornstein fliegen und sich die Oeffnungen der Feuerrohre durch die mitgerissenen glühend flüssigen Schlacken verstopfen.

Die Pressluft des Heizraumes tritt in die offenen Aschfalle der Kessel ein und dringt durch die Rosten zum Feuer. Infolge der Reibungswiderstände, welche die Luft beim Durchgang durch die Rostspalten und das Feuer erfährt, nimmt ihre Spannung ab, so dass sie in der Feuerung etwas niedriger als im Heizraum ist. Beim Oeffnen der Feuerthüren strömt daher die Luft aus dem Heizraum in die Feuerungen. Sämtliche neueren Kreuzer und die Mehrzahl der Torpedoboote aller Marinen besitzen geschlossene Heizräume, deren Einrichtung aus Fig. 1 und 2 auf S. 917 und 918 des Jahrganges 1886 der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, welche die Heizräume der englischen Schiffe »Rodney« und »Mersey« zeigen, zu ersehen ist.

Zu 2). Verwendet man geschlossene Aschfalle, so weicht die Einrichtung des Heizraumes von der sonst bei natürlichem Zuge üblichen in keiner Weise ab. Das Flügelrad bläst die Pressluft in einen Kanal, welcher zu dem Aschfalle oder den Aschfällen führt und luftdicht mit ihnen verbunden ist. Hat die Luft das Feuer durchdrungen, so besitzt sie in der Feuerung noch einen gewissen Ueberdruck, so dass beim Oeffnen der Feuerthüren die Flamme in den Heizraum schlagen würde; deshalb muss erst die Pressluft vom Aschfall abgeschlossen werden, ehe sich die Feuerthüren öffnen und die Feuer beschicken lassen. Die hierzu erforderlichen Vorrichtungen machten den Konstrukteuren zuerst viel zu schaffen, werden jetzt aber, namentlich von F. Schichau in Elbing, für seine rühmlichst bekannten Torpedoboote, von Willans in England für seine schnellen Dampfmaschinen und von Fothergill für seine mit minderwertigen Kohlen zu heizenden Frachtdampfer in zweckentsprechender und dauerhafter Weise ausgeführt.

Den geschlossenen Aschfall von Schichau<sup>3)</sup> zeigt Taf. II, Fig. 1 bis 4. Auf der Achse *a*, welche durch den Handhebel *b* gedreht wird, sind die Scharniere *d* *d*<sup>1</sup> der durch die Feder *f* niedergedrückten Feuerthür aufgehängt. Das Scharnier *d*<sup>1</sup> ist mit einem Ansatz *c*<sup>1</sup> versehen, gegen welchen bei entsprechend weiterem Herumdrehen des Handhebels *b* ein auf der Achse *a* befestigter Daumen *c* stößt und dadurch das Oeffnen der Thür *g* veranlasst. Ehe der Hebel *b* aber soweit herumgedreht werden kann, dass der Daumen *c* den Ansatz *c*<sup>1</sup> mitnimmt, muss die den Luftkanal *h* versperrende Klappe *k* geschlossen werden, weshalb an dem einen Ende ihrer Drehachse ein Hebel *e* angebracht ist, welcher durch die Stange *i* und die Federbüchse *l* mit dem Handhebel *b* verbunden ist. Das auf der Achse *a* sitzende Sperrrad *m* hält den Handhebel *b* mittels des Sperrhakens *n* in jeder gewünschten Lage fest. Soll die Pressluft von der Feuerung abgeschlossen werden, so stellt man den Hebel *b* so, dass er mittels der

<sup>1)</sup> In seinem auf S. 26 angezogenen Vortrage äußerte Mac Farlane Gray in humoristischer Weise, dass die geschlossenen Heizräume zur Hebung der Sittlichkeit und Frömmigkeit der Maschinisten und Heizer insofern beitragen, als das schwere Arbeiten und böse Schimpfen der letzteren aufhört, welches bisher stattfand, wenn beim Dampfaufmachen die Feuer aus Mangel an Zug nicht brennen wollten. Auf die Gesundheit dieser Leute üben die geschlossenen Heizräume indessen wirklich eine wohlthätige Wirkung aus, indem Rheumatismus und ähnliche Leiden seltener werden, weil sich die in Schweiß gebadeten Heizer nicht mehr, wie beim Fahren mit natürlichem Zuge, unmittelbar unter die Windrohre stellen und dem kalten Luftstrom aussetzen können.

<sup>2)</sup> The Engineer 1882 I. S. 465.

<sup>3)</sup> Deutsche Patentschrift No. 23581. 1883.

Stange  $i$  und der Federbüchse  $l$  den Hebel  $e$  hebt, bis die Klappe  $k$  sich gegen die beiden Ansätze  $h^1$  des Luftkanals  $h$  lehnt. Beim weiteren Herumdrehen des Hebels  $b$  wird die Feder  $l^1$  in der Federbüchse  $l$  zusammengepresst, der Daumen  $c$  legt sich gegen den Ansatz  $c^1$  des Scharnieres  $d^1$ , und die Feuerthür öffnet sich, wobei die Feder  $f$  gespannt wird. Sobald man den Sperrhaken  $n$  hochhebt und den Handhebel  $b$  loslässt, werfen die gespannten Federn  $f$  und  $l^1$  die Feuerthür  $g$  zu, worauf sich erst die Klappe  $k$  öffnet und die Pressluft wieder in den Aschfall gelangen lässt. Sowohl die Feuerthür als auch die Klappe  $k$  sind zur Herstellung eines dichten Abschlusses mit einem Asbestfalz versehen. Die Klappe  $p$ , welche durch den Bügel  $o$  gehoben oder gesenkt werden kann, sperrt, so lange sie gesenkt ist, den Luftkanal  $h$  ab und erlaubt dabei durch ihre geneigte Lage das Herausziehen der Asche aus dem Aschfall. Beim Dampfaufmachen gestattet diese Einrichtung den Zutritt der Luft zur Feuerung so lange, bis die zum Betriebe des Unterwindgebläses erforderliche Dampfspannung erreicht ist.

Beim geschlossenen Aschfall von Willans<sup>1)</sup>, Taf. II, Fig. 5, ist eine doppelte Feuerthür vorhanden, eine innere  $F$  und eine äußere  $A$ . Letztere dreht sich um die Achse  $B$  und liegt, wenn vollständig geöffnet, auf den Flurplatten. Mit  $A$  ist die Klappe  $C$  derartig verbunden, dass sie sich an die Decke des Luftkanales lehnt, wenn  $A$  geschlossen ist, hingegen in die punktirte, den Kanal absperrende Lage kommt, sobald  $A$  geöffnet wird. Die innere eigentliche Feuerthür  $F$  dreht sich um die Achse  $D$ , welche einen Hebel trägt, in den die an beiden Enden schleifenartig geformte Stange  $G$  eingreift, deren unteres Auge in einen auf der Achse  $B$  befestigten Hebel fasst. Infolge dieser Einrichtung kann  $F$  immer erst geöffnet werden, wenn  $C$  die Pressluft abgeschlossen hat. Die punktirte Lage I zeigt die Feuerung offen und die Pressluft abgestellt, die punktirte Lage II stellt die Stange  $G$  bei geschlossener Feuerthür vor. Die Entfernung der Asche wird sehr einfach durch Vorziehen des unteren Theiles  $H$  der Feuerbrücke bewirkt. Willans hält einen vollkommen luftdichten Verschluss der Klappen und Thüren für unnötig, weil er mit der sehr geringen Luftpressung von 10 bis 15 mm Wassersäule arbeitet.

Den geschlossenen Aschfall von Fothergill<sup>2)</sup> zeigen Textfig. 25 bis 27. Ein aus Blechen zusammengenieteter Vorbau der Feuerungen steht mit dem Flügelradgebläse in Verbindung. Er ist so eingerichtet, dass jeder eine Feuerung umschließende Teil desselben unabhängig von dem anderen entfernt werden kann. Aus dem Vorbau tritt die Luft durch je einen Gitterschieber in die einzelnen Aschfälle. Öffnet man den Verschluss der Feuerthür, so schließt man gleichzeitig den zugehörigen Gitterschieber, weil ein auf der Spindel des Schließhakens der Thür sitzender Hebel mit seiner unteren Schleife in einen Stift des Schiebers greift und ihn vorschleibt, wenn der Schließhaken gegen seine äußere Begrenzung gelegt wird. Solange die Feuerthür geschlossen bleibt, ist der Schieber offen. Im übrigen unterscheidet sich die Feuerthür in keiner Weise von der sonst gebräuchlichen. Fothergill verbindet mit seinem geschlossenen Aschfall zwecks Herstellung vollkommener Verbrennung eine unmittelbare Luftzuführung zu den Feuerungen, weswegen er aus dem Kesselvorbau, welcher die Pressluft enthält, ein Rohr zur Kesselhinterwand führt und aus diesem für jede Feuerung ein in ihrer hinteren Rauchkammer mündendes Rohr abzweigt. Sowohl das gemeinschaftliche Rohr als die Zweigrohre besitzen an ihren Ausgangsstellen regelbare Absperrvorrichtungen. Vor den einzelnen Zweigrohren sind durchlöchernde gusseiserne Mundstücke angebracht, um die Luft in einzelnen Strahlen zwischen die auf dem Rost entwickelten brennbaren Gase zu leiten. Diese Luftzuführung kann noch verstärkt werden, wenn die den unteren Abschluss der Feuerbrücke bildenden durchlöchernten Schieber geöffnet werden und einen Teil der Pressluft aus den Aschfällen hinter die Brücke leiten. Vor letzteren Schiebern liegen Schutzplatten, welche mit eingeschraubten Augbolzen versehen sind, so dass man sie mittels Haken behufs Herausschaffens der Asche nach vorn ziehen

kann, dieselbe Einrichtung wie bei Willans. Von den dünnen Roststäben sind je 3 oder 4 zusammengenietet, um deren Verziehen oder Werfen zu verhüten. Hinter der Feuerbrücke ist eine aus alten Abfallblechen hergestellte Zwischenwand eingesetzt, gegen welche sich die Heizgase stoßen sollen, damit sie nicht geradeswegs in die Feuerrohre treten. Zu den schmiedeeisernen Trennungsplatten ist man erst gekommen, nachdem solche aus Mauerwerk und aus Asbest sich als unpraktisch herausgestellt hatten. Die Platten halten ungefähr 6 Wochen ununterbrochenen Feuer aus und werden dann gegen andere, aus abgenutzten Schiffs- oder Kesselblechen geschnittene ausgewechselt. Fothergill bringt die Luftpressung in dem Flügelradgebläse auf 75 bis 90 mm Wassersäule und

Fig. 25. Längsschnitt.

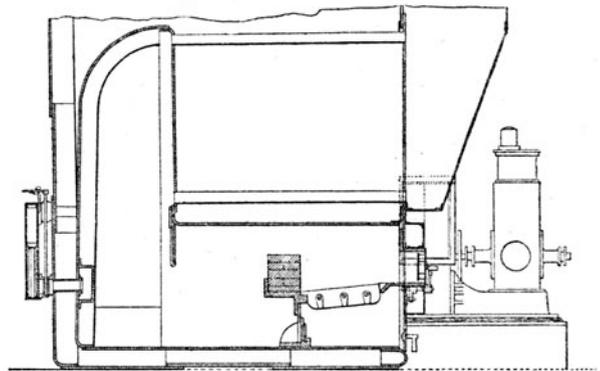


Fig. 26. Querschnitt.

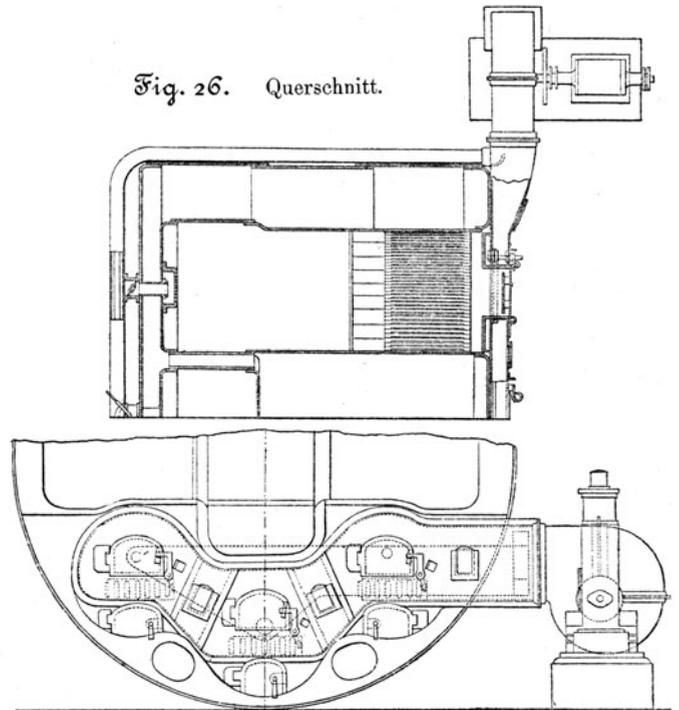


Fig. 27. Vorderansicht.

lässt sie mit dieser Spannung in die hintere Rauchkammer treten; die in die Aschfälle gelangende Pressluft dehnt sich aber in dem Vorbau so stark aus, dass sie nur noch eine Spannung von 13 bis 18 mm Wassersäule besitzt. Die Verbrennung soll in den geräumigen hinteren Feuerbüchsen und Rauchkammern durch die Verhinderung des geraden Abzuges der Heizgase und deren ausreichende Vermischung mit Luft eine sehr gute sein.

Zu 3). Geschlossene Aschfälle und Feuerungen werden in neuester Zeit gewöhnlich in Verbindung mit Vorrichtungen zur Vorwärmung der Verbrennungsluft auf Handelsdampfem ausgeführt und sollen daher mit diesen zusammen später besprochen werden.

Die gegenseitigen Vorzüge und Nachteile geschlossener Heizräume und Aschfälle sind seit ihrer Einführung wiederholt Gegenstand umfangreicher Versuche

<sup>1)</sup> The Engineer 1885 I. S. 256.

<sup>2)</sup> The Engineer 1888 I. S. 274.

und eingehender Erörterungen gewesen. Wägt man die hierdurch zu Tage geförderten Thatsachen und Meinungen sorgfältig gegeneinander ab und legt das Hauptgewicht auf die nun schon mehrere Jahre umspannende praktische Erfahrung, so kommt man zu folgenden Schlüssen:

Die geschlossenen Heizräume haben den großen Vorzug, dass man keine besonderen Vorsichtsmaßregeln für das Öffnen der Feuerthüren zu ergreifen braucht. Man hat stets einen unabhängig von Richtung und Stärke des Windes gut gelüfteten Heizraum, was für die Tropen besonders wichtig ist. Alle hohen Windrohrköpfe, welche so manchen Dampfer verunstalten und einen großen Luftwiderstand verursachen, können fortfallen, da die Luft von den Flügelradgebläsen, wie auf einigen neueren großen englischen Panzern, ohne weiteres durch Luken angesaugt werden kann, die bis zum Sturmdeck aufgeführt und dort durch Kappen und Deckfenster verschließbar sind. Bei niedrigbordigen Dampfern, wie z. B. den Raddampfern, welche den Postdienst zwischen Kingston und Holyhead versehen, ließen die dicht verschlossenen Heizräume kein Spritzwasser mehr nach unten kommen, welches vorher bei Anwendung des natürlichen Zuges, im schlechten Wetter durch die offenen Grätings des Schornsteinumbaus tretend, die Heizer in unangenehmer Weise belästigte.

Der größte Nachteil geschlossener Heizräume ist das Einströmen beträchtlicher Mengen kalter Luft in die Feuerung, sobald die Feuerthür zum Beschicken oder Bearbeiten des Feuers geöffnet werden muss. Dieser in den Wintermonaten in unseren Breiten besonders kalte Luftstrom, dessen Querschnitt gleich dem der Feuerthür ist, trifft bei Kesseln von Lokomotivart unmittelbar gegen die kupferne, sehr heiße Rohrwand und kann sie, wenn die Einwirkung mehrere Minuten dauert, derart abkühlen und zusammenziehen, dass die Dichtungen der Feuerrohre leckspringen und das heiße Kesselwasser austreten lassen. Durch hohen Aufbau der Feuerbrücke oder durch Einfügung einer zweiten Brücke in die Verbrennungskammer, wo eine solche vorhanden ist, durch Anordnung möglichst langer Feuerungen, in denen sich die Luft immer etwas anwärmt, ehe sie in die Rohre tritt, sowie endlich durch Einführung stählerner Rohrwände, welche sich nicht so stark ausdehnen und zusammenziehen als die kupfernen, hat man diesem Uebel aber schon kräftig gesteuert, so dass man bei neueren Ausführungen mit gut geschultem Heizerpersonal bedeutend weniger mit lecken Feuerrohren zu kämpfen hat. Auch das anfänglich häufig vorgekommene Erglühen der Roststäbe, welches nach einigen Stunden Dampfens mit starkem Unterwinde deren teilweise Erneuerung erforderlich machte, hat man dadurch vollständig beseitigt, dass man die Sohlen der Aschfälle wasserdicht herstellt und darin beim Fahren mit Unterwind eine mehrere Centimeter hohe Wasserschicht hält. Ein anderer Nachteil wird darin gesucht, dass die Lüftung geschlossener Heizräume, wenn mit natürlichem Zuge gefahren wird, wegen der wenigen in deren Decken vorhandenen Öffnungen meistens eine sehr mangelhafte ist. In Wirklichkeit ist dies nicht so schlimm; denn sollte die Luft in ihnen unerträglich heiß werden, so braucht man nur die Flügelräder in Betrieb zu lassen, um frische Luft in den Heizraum zu fördern und gleichzeitig die heiße Luft oben durch die wenigen Öffnungen herauszupressen. Die hierdurch in den Heizräumen entstehende, wenn auch kaum nennenswerte, Pressluft erschwert zwar nach den in der englischen Marine gesammelten Erfahrungen eine anhaltend geringe Dampferzeugung, wie sie zuweilen auf Kriegsschiffen notwendig wird, welche im Geschwaderverbande sehr langsam fahren müssen; jedoch kann man in solchen, übrigens selteneren Fällen, um ein fortwährendes Abblasen der Sicherheitsventile zu verhüten, den zuviel erzeugten Dampf bequem in die Kondensatoren ableiten. Dagegen muss zugegeben werden, dass sich das Ueberbordschaffen der bei gesteigertem Betriebe nicht unbeträchtlichen Aschenmengen aus geschlossenen Heizräumen wegen der notwendigen Verschlussvorrichtungen an beiden Enden des Aschheißrohres, welche abwechselnd geöffnet und geschlossen werden müssen, etwas weniger schnell vollzieht als in offenen Heizräumen.

Bei geschlossenen Aschfällen fällt der Nachteil des Einströmens kalter Luft in die Feuerungen fort, und da die Luft in letzteren vor dem Öffnen der Feuerthür eine höhere Spannung

als im Heizraum besaß, so kann nach dem zuerst stattfindenden Druckausgleich nicht einmal so viel Luft durch die Feuerthür treten, als bei natürlichem Zuge der Fall sein würde. Ein besonderer Vorzug der geschlossenen Aschfälle ist es, dass man beim Reinigen eines Feuers durch schnelleren Umlauf des Flügelradgebläses die Pressung der Luft und damit die Schnelligkeit der Verbrennung in den anderen Feuern steigern kann, um das sonst mit dieser Verrichtung verknüpfte Sinken des Dampfdruckes zu vermeiden. Der bei fallendem Dampfdruck unausbleibliche Geschwindigkeitsverlust des Schiffes kann sich daher umso weniger geltend machen, als das Feuerreinigen bei den kurzen Rosten, die man für Unterwindbetrieb verwendet, sehr viel leichter und schneller auszuführen ist, als bei den langen Rosten in den mit natürlichem Zuge brennenden Feuern. Bei geschlossenen Aschfällen kann man ferner die Verbrennungsluft vorwärmen, was bei geschlossenen Heizräumen nicht möglich ist. Endlich lassen sich die geschlossenen Aschfälle nebst den zugehörigen Feuerthüren, wie auf den neueren *Yarrow-Doppelschrauben-Torpedoboote*<sup>1)</sup> für Italien, welche mit 100 t Displacement an der gemessenen Meile 25,1 Knoten Geschwindigkeit erreicht haben, vollständig wasserdicht herstellen. Ergießen sich dann in den Heizraum infolge eines bedeutenden Leckes plötzlich größere Wassermengen, so können die Feuer nicht so schnell ausgelöscht werden, wie in geschlossenen Heizräumen, in denen das Wasser nicht schleunigst bewältigt wird.

Gegen die geschlossenen Aschfälle lässt sich anführen, dass beim Bruch der Abschlussvorrichtungen das Öffnen der Feuerthür möglich ist, ohne dass die Pressluft vom Aschfall abgestellt ist, in welchem Falle die Heizer durch die weit herausschlagende Lohe verbrannt werden können. Ferner werden die geschlossenen Aschfälle wegen der einzelnen Zuführungskanäle und Absperrvorrichtungen sowie wegen der Lüftungseinrichtungen des Kesselraumes, welche wie beim natürlichen Zuge vorhanden sein müssen, teurer als geschlossene Heizräume.

Die Einwirkung der geschlossenen Heizräume und geschlossenen Aschfälle auf die Verdampfungsfähigkeit des Kessels ist fast gleich, wie die nachstehenden Versuche von Marshall beweisen. Einen wirtschaftlichen Vorteil bietet daher die eine Anordnung vor der anderen nicht, und da sich auch ihre Nachteile gegenseitig aufwiegen — bei der einen kann das Öffnen der Feuerthür unter Umständen eine Gefahr für den Kessel, bei der anderen für den Heizer im Gefolge haben —, so ist es praktisch ziemlich gleichgültig, welche man anwenden will. Gewöhnlich entscheidet man sich daher aus auf der Hand liegenden Zweckmäßigkeitsgründen bei größeren Anlagen, bei denen mehrere Kessel in einem Raume liegen, oder bei denen mehr als ein Kesselraum vorhanden ist, wie bei Kriegsschiffen und großen Postdampfern, für geschlossene Heizräume, giebt aber auf Schiffen, welche überhaupt nur einen oder zwei Kessel besitzen, wie bei Torpedoboote und Frachtdampfern, in letzterer Zeit meistens den geschlossenen Aschfällen den Vorzug, wobei für Frachtdampfer noch die Möglichkeit der Luftvorwärmung ausschlaggebend ist.

Um die größte Verdampfungskraft der Kessel bei starkem Unterwinde sowohl für geschlossene Heizräume, als auch für geschlossene Aschfälle festzustellen, hat Marshall<sup>2)</sup>, Chef-Ingenieur der Maschinenbaufirma R. & W. Hawthorn, Leslie & Co. in Newcastle-on-Tyne, mit Kesseln von Lokomotivart sehr interessante Versuche angestellt. Zwei solcher Kessel wurden in einem zu diesem Zwecke abgedichteten Raume am Lande derartig eingebaut, dass alle Verhältnisse möglichst jenen ähnlich wurden, unter denen die Kessel später an Bord zu arbeiten hatten. Sie erhielten beim ersten Versuche gewöhnliche Roste von den üblichen Abmessungen mit Längsspalten, bei allen anderen dünnere Roststäbe, deren Spalten quer zur Zugrichtung standen, sog. Ferrando-Roste. Diese haben vor den gewöhnlichen Rosten den Vorzug, dass die Luft in vielen dünnen, nur 1,5 bis 2 mm breiten Streifen durch die Rostspalten in das Feuer dringt und infolge der ebenfalls nur geringen Dicke der Stäbe sich außerordentlich gut über das ganze Feuer verteilt.

<sup>1)</sup> Engineering 1887 I. S. 392.

<sup>2)</sup> Transactions of the institution of naval architects 1886 S. 212

Während der drei ersten Versuche bliesen 2 Flügelräder in den geschlossenen Heizraum. Beim dritten Versuch behielt man den geschlossenen Heizraum ebenfalls bei, arbeitete aber zur Erreichung einer möglichst großen Verdampfung nur mit einem Kessel. Die damit erzielten Erfolge sind von Marshall, wie er sagt, wegen des besseren Vergleiches mit denjenigen der beiden Kessel in der nebenstehenden Tabelle verdoppelt angegeben.

Beim vierten und fünften Versuch blies ein Flügelrad in den geschlossenen Heizraum, das andere durch einen Kanal in den geschlossenen Aschfall des einen Kessels; der zweite Kessel war außer Betrieb. Auch für diese Versuche sind die betreffenden Zahlen verdoppelt worden.

Im ersten Versuche wurden bei einer Spannung der Luft von 89,9 mm Wassersäule stündlich im ganzen 16301 kg Wasser von 100° C. mit 480 kg Kohlen für 1 qm Rostfläche verdampft; im zweiten mit dem Ferrando-Rost bei eben derselben Spannung der Pressluft stündlich im ganzen 17689 kg Wasser mit 526,7 kg Kohlen für 1 qm Rostfläche. Beim dritten Versuche verdampften in der Stunde im ganzen 19050 kg Wasser mit 589,7 kg Kohlen für 1 qm Rostfläche bei einer Luftpressung von 125,9 mm Wassersäule. Im vierten und fünften Versuche erhielt das eine in den Heizraum blasende Flügelrad die Luft nur auf solcher Pressung, dass die Flamme beim Öffnen der Feuerthür nicht in den Heizraum schlagen konnte, während das andere die Luft in den geschlossenen Aschfall drückte. Es wurden in der Stunde im ganzen 18554 kg Wasser von 100° C. mit 576,6 kg gewöhnlicher Kohlen für 1 qm Rostfläche, dagegen 18063 kg Wasser mit 432 kg ausgesuchten Nixon Navigation Kohlen für 1 qm Rostfläche verdampft. Dieser letzte Versuch kann zwar wegen der besseren Kohlensorte nicht mit den anderen verglichen werden, lässt aber doch in dem Unterschiede zwischen der Spannung der Luft im Aschfall und im Heizraum ungefähr den Widerstand erkennen, welchen die Pressluft zwischen den Rosten, im Feuer und in den Feuerrohren erleidet.

Bemerkenswert ist das bei diesen Versuchen auf 1 qm Rostfläche verbrannte große Gewicht an minderwertigen Kohlen, beinahe 600 kg in der Stunde, was nur durch den Ferrando-Rost ermöglicht wurde, auf welchen weiter hinten zurückgekommen wird.

Außer dem schon erwähnten Ergebnis, dass beide Arten des Unterwindes, in geschlossenen Heizräumen oder geschlossenen Aschfällen, nichts gegeneinander voraus haben, folgt aus Marshall's Versuchen noch, dass das Gewicht des stündlich verdampften Wassers mit der Spannung der Zugluft wächst, und dass mit der zunehmenden Steigerung der spez. Verdampfung des Kessels die Güte desselben sinkt. Man hat hieraus vielfach mit Unrecht den Schluss ziehen wollen, dass die Verwendung des starken Unterwindes vom wirtschaftlichen Standpunkte aus nicht zu rechtfertigen, vielmehr, wie weiter unten ausgeführt wird, die Einführung schwachen Unterwindes geboten sei. Das Sinken der Güte der Kessel bei zunehmender Menge der spez. Verdampfung hat nur in der im Verhältnis zu der verbrannten Kohlenmenge zu kleinen Heizfläche seinen Grund, welche die erzeugte Wärmemenge nicht auszunutzen vermag.

Die hierzu bei starkem Unterwind erforderliche große Heizfläche giebt man den Kesseln der neueren Kriegsschiffe deswegen nicht, weil man, unter gewöhnlichen Verhältnissen mit einer sehr verminderten Geschwindigkeit dampfend, das durch solche Heizfläche bedingte beträchtlich größere Kesselgewicht nicht mitschleppen will. Um an Displacement zu sparen, verbrennt man daher lieber in den seltenen Fällen, in denen die Maschine zu vollster Kraftentwicklung kommt, einige Tonnen Kohlen mehr. Sehr groß kann diese Kohlenverschwendung niemals werden, da es nach den bisherigen Erfahrungen überhaupt nicht möglich ist, länger als 10 bis 12 Stunden ununterbrochen mit starkem Unterwind zu dampfen, weil dann, selbst bei den besten Kohlen, die Roste so verschlackt sind, dass eine Reinigung der Feuer unbedingt erforderlich wird.

Andererseits steigert man aber auch den Luftdruck in den Unterwindgebläsen nicht bis zu der Höhe, wie Marshall dieses gethan hat, sondern führt die Vollkraftprobenfahrten der Kriegsschiffe gewöhnlich mit höchstens 50 mm

Marshall's Versuche mit Unterwind.

No. des Versuches	Dauer des Versuches	Art des Versuches	Heizfläche qm	Rostfläche qm	Mittlerer Dampfdruck kg/qcm	Verdampftes Wasser von 100° C.				Kohlenverbrauch			Luftdruck in mm Wassersäule				Temperaturen				Art der Kohle	
						in der Stunde kg	auf 1 kg Kohle	auf 1 qm Rostfläche kg	auf 1 qm Heizfläche kg	in der Stunde kg	auf 1 qm Rostfläche kg	in der Stunde kg	in der Stunde kg	im Heizraum	im Aschfall	im Rauchfang	im Heizraum °C.	der Luft °C.	des Speisewassers °C.	im Heizraum °C.		im Rauchfang °C.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	Gewöhnliche Cowpen's Coal Company, nicht ausgesuchte, vielmehr etwas feuchte und kleine Dampfkohle.
1	1h 32'	Gewöhnliche Roststäbe, 16 mm stark, 13 mm Spalte. Luftzutritt durch die Feuerthür nicht gestattet. Beide Flügelräder bliesen in den Heizraum.	207,35	4,88	8,82	16301,0	6,97	3340,3	78,6	2342,8	480,1	89,9	79,5	16,5	1283,0	1150,0	23,9	621,1	6,7	2,8	2,2	
2	2h 23'	Dünne Roststäbe, 9,5 mm stark, 3 mm Spalte. Sonst wie beim ersten Versuch, nur dünnere Feuer.	207,35	4,88	8,79	17689,5	6,89	3624,9	85,3	2570,6	526,7	91,6	87,5	6,4	877,0	909,0	18,9	628,1	2,8	2,2	desgl.	
3	1h 15'	Wie beim zweiten Versuch, aber nur 1 Kessel im Betriebe. Die angegebenen Resultate sind für 2 Kessel berechnet.	207,35	4,88	8,65	19050,7	6,62	3903,6	91,9	2877,6	589,7	125,9	125,9	23,1	1244,0	1208,0	18,9	626,1	3,3	4,4	desgl.	
4	1h 5'	Wie beim dritten Versuch, indessen bläst ein Flügelrad in den Heizraum, das andere in den Aschfall, und der Luftzutritt durch die Feuerthür ist gestattet.	207,35	4,88	8,44	18554,5	6,57	3802,2	89,5	2813,7	576,6	78,0	85,3	16,1	925,0	1171,0	25,3	654,4	4,4	3,9	desgl.	
5	1h 41'	Wie beim dritten Versuch. Der Luftzutritt durch die Feuerthür ist nicht gestattet.	207,35	4,88	8,17	18063,8	8,57	3701,4	87,1	2108,7	432,1	50,8	94,1	20,6	769,2	1212,0	30,9	648,9	10,0	4,4	4,4	Nixon Navigation. Frisch, trocken und gut

Wassersäule in den geschlossenen Heizräumen aus. Die Verdampfung, welche bei Marshall nur eine 6,5 bis 7fache war, wird dann je nach den mehr oder weniger günstigen Umständen eine beinahe 8fache oder doch wenigstens 7,5fache, ist also nicht mehr als ungenügend zu bezeichnen. Die Kraft der Maschine wird bei diesen Fahrten schon um 45 bis 50 pCt. größer als bei voller Leistung mit natürlichem Zuge. Der Kohlenverbrauch für die ind. Pfkr. und Std. steigt bei solcher nicht übertriebenen Steigerung der Kesselkraft nach den Erfahrungen des Chefkonstruktors der englischen Marine White<sup>1)</sup> etwa nur um 10 pCt. gegen den bei voller Leistung mit natürlichem Zuge eintretenden. Dies bedingt aber, dass der Gesamtkohlenverbrauch aller Kessel bei einer Zunahme der Maschinenkraft um 45 pCt. gegenüber der größten mit natürlichem Zuge erreichbaren schon um 60 pCt. wächst, woraus dann weiter folgt, dass der Kohlenverbrauch bei starkem Unterwind in höherem Maße zunimmt als die Maschinenleistung.

Der Hauptvorteil des starken Unterwindes, die Abnahme des Gewichtes der Kessel bei gesteigerter Leistung, lässt sich am besten aus den Angaben von Sennett<sup>2)</sup> über die neueren Schiffe der englischen Marine ersehen, von welchen hier nur angeführt werden soll, dass man bei den Probefahrten im Jahre 1878 mit natürlichem Zuge auf dem Panzerschiff »Inflexible« auf 1 qm Rostfläche nur 111,7 und für 1 t Kesselgewicht nur 11,2 ind. Pfkr. erzeugte, während sich 1885 auf dem Kreuzer »Mersey« diese Zahlen durch

Anwendung von Unterwind in geschlossenen Heizräumen mit 51,3 mm Wassersäule auf 181,3 bzw. 21,66 stellten, und man sie für die in Bau befindlichen Panzerschiffe »Nile« und »Trafalgar« unter Verwendung der neuesten auf dem Gebiete der Unterwindgebläse gemachten Erfahrungen auf 215 bzw. 23 zu bringen hofft. Dass diese Hoffnung nicht übertrieben ist, zeigen die Probefahrten des von Thomson<sup>1)</sup> in Glasgow erbauten spanischen Kreuzers »Reina Regente«<sup>2)</sup>, bei welchen mit einer Pressung von nur 25 mm Wassersäule in den geschlossenen Heizräumen bereits 237 ind. Pfkr. auf 1 qm Rostfläche erzeugt wurden. Infolge derartig gesteigerter Kesselleistung ist es möglich geworden, das Gewicht der mit 4 Atm. Ueberdruck arbeitenden Kessel von 768 t für die 8600 pferdige Maschine des »Inflexible« auf 522 t für die mit 9<sup>1</sup>/<sub>3</sub> Atm. Anfangsdruck arbeitende 12 000 pferdige Maschine des »Trafalgar« zu bringen, mit anderen Worten: trotz der Verdopplung des Dampfdruckes das Kesselgewicht auf die Hälfte des früheren herabzudrücken. Gewiss ein sehr bedeutender Erfolg!

Wie glänzend die Leistungen werden, welche sich mit Dreifach-Expansionsmaschinen und Unterwind erreichen lassen, zeigen am besten die jetzt fertig gestellten englischen Gürtelpanzerkreuzer von 5000 t Displacement, deren Geschwindigkeit an der gemessenen Meile zwischen 18 bis 19 Knoten betrug. Der englische Marineingenieur Soper (Engineering 1888 I. S. 350) macht hierüber folgende Mitteilung:

Schiff . . . . .	Orlando	Undaunted	Australia	Galatea	Narcissus	Immortalité
Erbauer . . . . .	Palmer in Jarrow		Napier in Glasgow		Earle in Hull	
Aeußerer Durchmesser der Kessel in m . . . . .	4,534	4,534	4,476	4,476	4,476	4,476
Länge der Kessel in m . . . . .	5,029	5,029	5,105	5,105	5,334	5,029
Rostfläche in qm . . . . .	50,16	50,16	46,45	46,45	49,60	45,33
Heizfläche der Feuerrohre in qm . . . . .	1286	1286	1252	1252	1239	1222
Mittlere ind. Pfkr. während der vierstündigen Probefahrt	8739	8670	8876	9219	8589	8737
Größte ind. Pfkr. innerhalb einer halben Stunde . . .	9120	9092	9130	9653	8827	9362
Dampfüberdruck in den Kesseln kg/qcm . . . . .	9,07	8,86	9,28	9,70	9,21	8,86
Mittlerer Luftdruck in den Heizräumen in mm Wassersäule	26	47,5	45	29	26	51
Mittlere ind. Pfkr. auf 1 qm Rostfläche . . . . .	174	173	191	199	173	193
Größte ind. Pfkr. auf 1 qm Rostfläche . . . . .	182	181	197	208	178	207

Bei derartigen Erfolgen lässt es sich begreifen, dass seit der Einführung des Unterwindes bereits 50 englische Kriegsschiffe mit zusammen 254 000 ind. Pfkr. geschlossene Heizräume erhalten haben.

»Wo viel Licht, ist auch viel Schatten« gilt aber auch diesen Erfolgen gegenüber insofern, als sich im Laufe der Jahre herausgestellt hat, dass durch häufigere Anwendung starken Unterwindes die Lebensdauer der Kessel verkürzt wird. Diese Erfahrung ist namentlich mit den zuerst für Unterwind eingerichteten Torpedobootskesseln gemacht, deren schneller Verschleiß ihrer erklärlicher Weise weniger vollkommenen, den größeren Anstrengungen nicht gewachsenen Bauart sowie ihrer anfänglich immer übermäßig gesteigerten Leistung und zum guten Teile auch ihrer ungeschickten Bedienung durch ein mit den Wirkungen des Unterwindes nicht genügend vertrautes Personal zugeschrieben werden muss.

Heute baut man die für Unterwindbetrieb und sehr hohe Dampfspannungen bestimmten Schiffskessel ungleich sorgfältiger als dies anfänglich geschah, weswegen die englische Admiralität<sup>3)</sup>, behufs Verminderung des Kesselgewichtes, den bisher allgemein auf 5 festgestellten Sicherheitsfaktor für die Kesselmäntel bei Dampfspannungen unter 10 Atm. Ueberdruck auf 4<sup>1</sup>/<sub>2</sub>, für solche über 10 Atm. sogar auf 4 herabgesetzt hat. Bei der Wasserdruckprobe, welche mit dem um 6 Atm. vermehr-

ten Arbeitsdruck vorgenommen wird, erreicht die Kesselaußenhaut im letzteren Falle eine bis <sup>4</sup>/<sub>9</sub> ihrer absoluten Festigkeit hinaufreichende Spannung, oder mit anderen Worten: bei der Probebelastung besitzt sie nur noch eine <sup>2</sup>/<sub>4</sub>fache Sicherheit. Man vermindert in diesen Kesseln die Zahl der Stöße und Nähte, indem man größere Bleche verwendet, setzt die Niete dichter aneinander, wärmt beim Einziehen nicht mehr bloß die Spitzen, sondern die ganzen Niete in besonderen Öfen an, und benutzt so viel wie irgend angängig Wasserdrucknietmaschinen, damit die Nietlöcher vollkommen ausgefüllt werden. Außerdem begnügt man sich nicht mehr damit, die Nietlöcher nach dem Zusammenpassen der Bleche gemeinschaftlich durchzubohren, die Bleche dann wieder auseinanderzunehmen und die einzelnen Bohrlöcher zur Entfernung des Grates von beiden Seiten auszusenken, sondern man reinigt noch vor dem Zusammennieten sämtliche einander überlappende Flächen sorgfältig von Rost, Zinder usw. Einige gute englische Firmen überdrehen sogar die runden Feuerungen der Cylinderkessel an ihren Enden, soweit sie in die Vorder- oder Rohrwände hineinragen, und bohren auch die für deren Aufnahme bestimmten Flanschen dieser Wände auf der Drehbank aus, so dass beide dicht schließend ineinanderfassen. Die Feuerbüchsen selbst sind entweder gewellt oder einfach geschweift oder endlich neuerdings nur oben gewellt und unten glatt. Auch die Feuerrohre erhalten stärkere Enden, welche auf der Drehbank überdreht werden, so dass sie ganz genau in die Löcher der Rohrwände

<sup>1)</sup> Transactions of the institution of naval architects 1886 S. 7.  
<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1886 S. 917.  
<sup>3)</sup> R. Sennett: Working and test pressures for marine boilers. Paper read before the institution of naval architects. March 22, 1888.

<sup>1)</sup> The marine engineer 1887 S. 291.  
<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1888 S. 300.

passen. Dazu vermehrt man die Ankerrohre, ja manche Konstrukteure gehen so weit, dass sie jedes zweite Rohr in die Wände einschrauben. Ferner vergrößert man die Speisepumpen und stellt sie, mit besonderer Dampfmaschine versehen, von der Maschine getrennt im Heizraume auf, um die ganze Speisevorrichtung beisammen und zum jederzeitigen angestrengtesten Gebrauch bereit zu haben. Endlich erhalten die Sicherheitsventile, der schnelleren Verdampfung bei starkem Unterwinde entsprechend, gröfsere Querschnitte. Verfügt man bei so gebauten Kesseln über gut geschulte Heizer, und wendet man nur ausnahmsweise starken, gewöhnlich aber schwachen Unterwind an, so halten sich solche Kessel, auch wenn sie ausschliesslich nur mit Unterwind betrieben werden, ebenso lange wie beim natürlichen Zuge, ohne zu anderen Reparaturen als letztere Veranlassung zu geben.

Als Beweis für diese Behauptung sei angeführt, dass nach Soper<sup>1)</sup> die 8 Kessel des englischen Doppelschrauben-Torpedorammschiffes »Polyphemus«, dessen beide Maschinen bei der Probefahrt zusammen 5520 Pfkr. indizierten, und welches nur mit Unterwind dampfen kann, d. h. überhaupt keine Einrichtungen für natürlichen Zug besitzt, nach der im vorigen Herbst auf eine ununterbrochene dreijährige Indienststellung erfolgten gründlichen Untersuchung einen durchaus befriedigenden Zustand aufwiesen und ihre ursprüngliche Dampfspannung von 7,73 kg/qcm Ueberdruck anstandslos halten konnten.

Ein weiteres Beispiel bieten nach Watson<sup>2)</sup> die Niederdruckkessel der seit Jahren zwischen Kingston und Holyhead fahrenden älteren Raddampfer, deren oszillierende Maschinen noch Einspritzkondensatoren besitzen. Diese Dampfer mussten, dem Verlangen der Post entsprechend, eine erhöhte Geschwindigkeit erhalten, weswegen man die Heizräume schloss, um durch Unterwind die Maschinenkraft zu steigern. Schon bei einer Pressluft von 12,5 mm Wassersäule konnte man die sonst 3200 ind. Pfkr. betragende Leistung der Maschinen auf 3800 bis 4000 Pfkr. bringen, was für die Erreichung der geforderten Geschwindigkeit genügte. Nun fahren diese Schiffe schon mehrere Jahre ununterbrochen mit geschlossenen Heizräumen, ohne dass sich irgend welche besondere Reparaturen oder eine aufsergewöhnliche Abnutzung der Kessel gegen früher herausgestellt hätte.

Zu jenen Dampfern zählt auch der im Sommer 1885 von Laird Brothers in Birkenhead fertig gestellte und wegen seiner Niederdruckmaschine mit Einspritzkondensation vielfach besprochene Raddampfer »Ireland«, dessen vorderer Heizraum nach einer in »The Engineer«<sup>3)</sup> veröffentlichten Zeichnung auf Tafel II Fig. 6 dargestellt ist. Dieser Dampfer hat mit einem allerdings recht beträchtlichen Kohlenverbrauch während der 3 Probefahrten auf der 56 Seemeilen langen Strecke zwischen Holyhead und Kingston folgende bemerkenswerte Geschwindigkeiten<sup>4)</sup> erzielt:

	I. Fahrt	II. Fahrt	III. Fahrt
Art der Fahrt . . . . .	mit natürlichem Zuge	mit natürlichem Zuge gegen frische Briese	mit Unterwind in geschlossenen Heizräumen
Fahrzeit . . . . .	2h 57' 45"	3h 6' 30"	2h 46' 15"
Mittlerer Ueberdruck in den Kesseln kg/qcm . . . . .	1,792	1,933	1,837
Maschinenumdrehungen in der Minute . . . . .	24,72	24,94	27,17
Indizierte Pferdekraft . . . . .	5111	6101	6337
Mittlere Geschwindigkeit in S.-M. . . . .	18,9	18,0	20,24

<sup>1)</sup> Th. Soper. Forced draught in the navy. Paper read before the institution of naval architects. March 22, 1888.

<sup>2)</sup> Transactions of the institution of naval architects 1886 S. 36.

<sup>3)</sup> The Engineer 1885 II. S. 162.

<sup>4)</sup> Annales industrielles 1885 S. 536.

Aehnliche bezw. beträchtlich gröfsere Geschwindigkeiten wurden durch Anwendung von Unterwind von dem Raddampfer »Mona's Queen«<sup>1)</sup>, welcher, von der Barrow Shipbuilding Company für die Isle of Man Steam Packet Company erbaut, im Juli 1885 in der Stunde 19,4 Knoten lief, und von den durch dieselbe Gesellschaft bei der Fairfield Shipbuilding and Engineering Company in Glasgow bestellten, im Mai 1887 erprobten Raddampfern »Queen Victoria«<sup>2)</sup> und »Prince of Wales«<sup>3)</sup> erreicht. Die beiden letzteren sind wohl die zur Zeit schnellsten Raddampfer, denn sie erzielten beim sechsmaligen Ablaufen der Meile Durchschnittsgeschwindigkeiten von 21 bezw. 22,6 Knoten; ja der letztgenannte Raddampfer kam bei einer Meilenfahrt auf eine Geschwindigkeit von 24,25 Knoten. Der Dampfer »Mona's Queen« besitzt zwei oszillierende zweicylindrige Compoundmaschinen, von denen je eine auf eine der beiden um 90° versetzten Kurbeln der Radwelle wirkt. Der Niederdruckcylinder jeder Maschine ist senkrecht unterhalb der Kurbelwelle gelagert, während der zugehörige Hochdruckcylinder fast wagerecht (er hat eine ganz leichte Neigung nach der Welle hin) eingebaut ist. Die Hochdruckcylinder haben einen Durchmesser von 1270 mm, die Niederdruckcylinder einen solchen von 2235 mm, der Hub beider beträgt 1828 mm. — Die beiden letzteren Dampfer sind mit je einer schrägliegenden zweicylindrigen Compoundmaschine gewöhnlicher Konstruktion ausgestattet, welche bei den Probefahrten mit durchschnittlich 45 Min.-Umdr. 7000 Pfkr. indizierten, Cylinderdmr. von 1549 bezw. 2845 mm bei 1981 mm Hub und 7,73 kg/qcm Ueberdruck im Kessel besitzen, indessen weiter kein Interesse erwecken.

Ueber die Erfolge, welche durch die Einführung schwachen Unterwindes bei der Verwendung minderwertigen Brennstoffes in Schiffskesseln erzielt worden sind, ist folgendes bekannt geworden. Die Kessel sämtlicher 62 Dampfer der bedeutenden italienischen Schifffahrtsgesellschaft Florio-Rubattino sind mit Ferrando-Rosten ausgerüstet, deren Stäbe etwa 11 mm stark sind und Spalten von nur 1,5 mm Weite besitzen. Auf ihnen werden mit schwachem Unterwinde in geschlossenen Aschfällen geringere Sorten von Newcastlekohlen mit beträchtlicher Ermäßigung der Betriebskosten neben gleichzeitiger Steigerung der Maschinenleistung verbrannt. Beispielsweise hat ein mit diesen Rosten versehener Dampfer  $9\frac{3}{4}$  bis 10 Knoten Geschwindigkeit erreicht, während er früher mit den gewöhnlichen Rosten nur etwa 9 Knoten zurücklegte, wobei er 2 t Kohlen täglich mehr verbrannte, als jetzt mit dem Ferrando-Rost. Ferner laufen die neuesten der obigen Gesellschaft gehörigen, mit diesen Rosten versehenen Dampfer »Candia«<sup>4)</sup> und »Malta« durchschnittlich auf der Reise 14,6 Knoten. Sie besitzen Dreifach-Expansionsmaschinen von  $61 \times 96,5 \times 157$  cm Cylinderdmr. bei 91,5 cm Hub und indizieren mit 10,5 kg/qcm Kesseldruck 1450 Pfkr. Beide Dampfer verbrauchen bei dieser Leistung täglich nur 21 t Kohlen, also etwa nur 0,6 kg für die ind. Pfkr. und Stunde, was als sehr günstig bezeichnet werden muss.

Ferner berichtet Fothergill<sup>5)</sup> über die nachstehenden Dampfer, welche zwischen 1884 und 1887 mit seinen geschlossenen Aschfällen versehen wurden und seitdem ununterbrochen mit schwachem Unterwinde in Betrieb waren. Um in diesen Kesseln die für die Erzielung einer Kohlenersparnis bei künstlicher Luftzuführung im Verhältnis zur Rostfläche erforderliche gröfsere Heizfläche zu beschaffen, musste die erstere verkürzt werden. Es zeigten sich hierauf die in der Tabelle aufgeführten, den Erfahrungen während der gewöhnlichen Seereisen im Mittelmeere und indischen Ozean entsprechenden Ergebnisse.

<sup>1)</sup> Engineering 1886 I. S. 544.

<sup>2)</sup> Engineering 1887 I. S. 497.

<sup>3)</sup> Engineering 1887 I. S. 521.

<sup>4)</sup> Engineering 1887 II. S. 483.

<sup>5)</sup> Engineering 1887 II. S. 167.

Schiff	Rostfläche		Auf 1 qm Rostfläche stündlich verbrannte Kohlen		Bemerkungen.
	verkürzt um cm	verkleinert um pCt.	vor der Aenderung kg	nach der Aenderung kg	
Marmora . .	38,1	29,4	76,56	103,94	Schiffsgeschwindigkeit und Kohlenverbrauch wie vor der Aenderung. Verringerung der Betriebskosten um 43 pCt. durch Verbrauch minderwertiger Kohlen. Schiffsgeschwindigkeit unverändert; 18 bis 20 pCt. Kohlenersparnis. Schiffsgeschwindigkeit um 5 pCt. vergrößert; 7 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> pCt. Kohlenersparnis. Schiffsgeschwindigkeit etwas vergrößert; 13 pCt. Kohlenersparnis.
Dania . . .	71,1	46,6	87,88	129,33	
Etna . . .	76,2	50,0	70,77	108,82	
Hypatia . .	68,6	42,8	87,88	131,78	

Trotz dieser recht zufriedenstellenden Erfolge spricht sich Fothergill gegen die Verwendung minderwertiger Kohlen an Bord aus, da nach seiner Meinung bei Verwendung schwachen Unterwindes mit guten Kohlen sehr viel bessere Ergebnisse folgen würden. In der Sitzung der Institution of naval architects am 22. März d. J. hat Fothergill die obigen Angaben über diese Schiffe noch erweitert, ohne indessen wesentlich neues hinzuzufügen. Nur die Berechnung der durch die Einführung des schwachen Unterwindes erzielbaren Beschränkung der jährlichen Betriebskosten erweckt noch Interesse. Er veranschlagt sie auf Grund seiner Erfahrungen für den Dampfer »Dania« von 1300 t Tragfähigkeit folgendermaßen:

Kohlenersparnis . . . . . 1 980 M  
 Fortfall eines Heizers (Lohn und Beköstigung) . 1 440 »  
 Vermehrung der Einnahme für Frachten infolge Vergrößerung des Laderaumes durch entsprechende Verkleinerung der Bunker . . . . . 1 700 »  
 Zusammen 5 120 M.

Diese Zahlen zeigen, wie bald sich die Einrichtung der Kessel eines Handelsdampfers für den Betrieb mit schwachem Unterwind bezahlt macht.

Die wirtschaftlichen Vorteile, welche sich durch Unterwind erreichen lassen, erklären sich aus der innigeren Vermischung der alle Lücken und Poren der Brennstoffschicht durchdringenden, reichlich zugeführten Pressluft mit den in dieser Schicht entstehenden brennbaren Gasen, wodurch ein der idealen Verbrennung näherstehender Verbrennungsvorgang als beim natürlichen Zuge herbeigeführt wird. Durch Versuche, welche anfangs 1885 von der Compagnie des forges et chantiers in Marseille<sup>1)</sup> mit einem an Land vorübergehend aufgestellten Kessel des neuen französischen Panzerschiffes »Marceau« von 10581 t Deplazement angestellt wurden, hat man gefunden, dass mit zunehmender Lebhaftigkeit der Verbrennung nicht nur die für 1 kg verbrennender Kohlen erforderliche Menge an Pressluft verringert werden kann, sondern dass sich auch gleichzeitig die Vollkommenheit der Verbrennung zu bessern scheint, wie sich aus der durch Analyse nachgewiesenen Zunahme der Kohlensäure und der Abnahme des freien Sauerstoffes in den Rauchgasen schließen lässt. Die Ergebnisse dieser Versuche zeigt die nachstehende Tabelle, deren Zahlen zwar keinen Anspruch auf Genauigkeit erheben können, da in den einzelnen Versuchsreihen Widersprüche enthalten sind, die aber doch im allgemeinen die bei Probefahrten von neueren Kriegs- und Handelsdampfern wiederholt gemachte Erfahrung ebenfalls bestätigen, dass der Unterwind die Vollkommenheit der Verbrennung begünstigt.

Stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrannte Kohle kg	Auf 1 kg Kohle verbrauchte Luftmenge cbm	Analyse der Rauchgase:		
		Kohlensäure pCt.	Kohlenoxyd pCt.	Freier Sauerstoff pCt.
101,30	12,410	—	—	—
150,70	12,315	—	—	—
201,45	11,060	14,25	0,45	5,15
250,00	11,220	13,85	0,70	5,40
300,00	8,500	15,60	0,40	3,90
300,00	8,500	16,60	0,70	2,60

<sup>1)</sup> Bienaimé, Les machines marines. Paris 1887. S. 470.

Aehnliche Zahlen, wie die vorstehende Tabelle enthält, also auch ähnliche Verhältnisse, fand Hoadley<sup>1)</sup> beim gewöhnlichen Heizen mit natürlichem Zuge in einem ummauerten stationären Röhrenkessel mit Außenfeuerung, bei welchem eine vollkommene Verbrennung als in einem Schiffskessel eintreten konnte. Einige dieser die obigen allgemeinen Erfahrungssätze bestätigenden Zahlen sind hier mitgeteilt.

Stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrannte Kohle kg	Auf 1 kg Kohle verbrauchte Luftmenge cbm	Analyse der Rauchgase:	
		Kohlensäure pCt.	Kohlenoxyd pCt.
48,8	17,64	13,01	0,41
53,3	16,24	14,18	0,41
56,0	15,44	14,96	0,38

Die größere Vollkommenheit der Verbrennung durch den Unterwind bewirkt eine Erhöhung der Temperatur im Feuerraum, und die stärker erwärmten Heizgase können an das Kesselwasser auf die Einheit der Heizfläche eine größere Wärmemenge in der Zeiteinheit abgeben, weil ihre Wirksamkeit sich bei gleichbleibender Temperatur des Kesselwassers um so mehr erhöht, je heißer sie sind. Man muss demnach bei gleichbleibender Rostfläche die Heizfläche vergrößern, wenn man die Heizgase nur in demselben Maße, wie beim natürlichen Zuge, ausbeuten will; d. h., wenn dieselbe Wärmemenge mit den abziehenden Heizgasen aus dem Schornstein entweichen soll, muss man, wie dies fast immer geschieht, bei gleichbleibender Heizfläche die Rostfläche verkleinern. Während die Heizfläche in den gewöhnlichen Schiffskesseln der Handelsmarine 27 bis 30 mal größer als die Rostfläche ist, lässt man sie bei starkem Unterwind durch Beschränkung der Rostfläche 40- bis 45 mal und bei schwachem Unterwind bis zu 60 mal so groß werden.

Willans<sup>2)</sup> hat eine gewisse Vergrößerung der Heizfläche bei seinen kleinen, mit Unterwind in geschlossenen Aschfällern arbeitenden Bootskesseln, welche auf Tafel II, Fig. 5, dargestellt sind, dadurch erzielt, dass er den Durchmesser der Feuerrohre bis auf 38 mm bei 1220 mm Länge verminderte, um deren eine größere Anzahl einbauen zu können; und Belliss<sup>3)</sup> geht bei seinen für White'sche Boote ausgeführten Kesseln, welche mit Unterwind in geschlossenen Heizräumen arbeiten, und deren Feuerung Tafel II Fig. 7 und 8 gezeichnet ist, sogar auf einen Rohrdmr. von 35 mm bei 1250 mm Länge herunter. Die anfänglich befürchtete schnelle Verstopfung dieser engen und verhältnismäßig langen Feuerrohre durch Rufs und Flugasche ist nicht eingetreten, und erfahrungsmäßig bewährten sich Rohre von viel größerer Länge und 45 mm l. W. noch ganz gut, wenn bei natürlichem Zuge mit stark rufsenden Kohlen geheizt wurde.

Der französische Marineingenieur Audenet<sup>4)</sup> schlug vor, nicht bloß die Rostfläche, sondern auch die Heizfläche zu verkleinern und dafür mit schwachem Unterwind in geschlossenen Aschfällern die Heizgase, wie Tafel II Fig. 9 und 10 zeigt, dreimal in den Feuerrohren hin und her zu leiten. Während eines in

<sup>1)</sup> J. C. Hoadley, Warm-blast steam-boiler furnace. New-York 1886. S. 120.

<sup>2)</sup> Engineering 1885 I. S. 410.

<sup>3)</sup> Engineering 1885 I. S. 50.

<sup>4)</sup> Le génie civil 1885 S. 297.

den Werkstätten von Penhouet bei St. Nazaire an einem kleinen mit einer Feuerung versehenen Kessel dieser Konstruktion angeordneten Versuches verbrannte man mit natürlichem Zuge 60 kg Kohlen auf 1 qm Rostfläche in der Stunde und erhielt eine 8,5fache Verdampfung, hingegen mit Unterwind 160 kg Kohlen auf 1 qm Rostfläche in der Stunde und erhielt eine 9,9fache Verdampfung, erzielte also durch letzteren eine Kohlenersparnis von 16 pCt. Hiervon rechnet Audenet 5 pCt. zu gunsten des Unterwindes und 11 pCt. auf die bessere Ausnutzung der Heizgase infolge des dreimaligen Durchzuges. Die Compagnie générale transatlantique hat hierauf den Dampfer »Mustapha« Ende 1885 mit Kesseln dieser Art eingerichtet, über deren Betriebsergebnisse indessen nichts bekannt geworden ist. Wahrscheinlich hat sich dabei herausgestellt, dass hauptsächlich der Unterwind die Kohlenersparnisse herbeiführt und der mehrmalige Durchgang der Heizgase durch die Feuerrohre weniger gewinnbringend als die nicht zu vermeidende Einbuse an Heizfläche verlustbringend ist; wenigstens sind neuere in denselben Werkstätten für die gleiche Gesellschaft gebaute Schiffskessel wieder in alter Weise mit einfach rückkehrender Flamme ausgeführt worden.

Schließlich hat man die Wärme der den Kessel verlassenden Heizgase noch zum Vorwärmen der Verbrennungsluft oder des Speisewassers so viel als möglich auszubeuten gesucht, ehe man sie mit einer nicht viel über 100° C. liegenden Temperatur lediglich durch die ihnen noch inwohnende wenige mm Wassersäule Ueberdruck betragende Spannung entweichen liefs. Man erzielt also durch die mit schwachem Unterwind erreichbare vollkommene Verbrennung eine bessere Ausnutzung des Brennstoffs und durch die Vergrößerung der Heizfläche eine ausgiebigere Wärmeabgabe der Heizgase an das Kesselwasser, wozu sich noch die Vorwärmung der Verbrennungsluft oder des Speisewassers gesellen kann, um eine recht beachtenswerte Kohlenersparnis zu ermöglichen.

### i) Vorwärmung der Verbrennungsluft.

Wenn die eine gute Verbrennung begünstigende Vorwärmung der Luft, ohne besondere Kosten zu verursachen, nur durch Ausbeutung der den Kessel verlassenden Heizgase vorgenommen wird, so liegt der Vorzug eines solchen Verfahrens auf der Hand. Ueber die hierdurch erreichbaren wirtschaftlichen Vorteile liegen bis jetzt hauptsächlich die Betriebsergebnisse des Dampfers »New-York City« von Howden, der Schlepper »Johann Faber V« und »Pritzerbe« von Gebr. Sachsenberg, sowie des Dampfers »Stella« von Wyllie vor, denen sich die weitgehenden Versuche von Hoadley in Amerika und Spence in England anreihen, während über die Untersuchungen, welche Green in dieser Richtung anstellte, noch nichts näheres verlautet.

#### a) Versuche von Howden.

Howden<sup>1)</sup> setzt an die Stelle der vorderen Rauchkammer (siehe Tafel II Fig. 11 bis 15) einen Vorbau, welchen er nach oben, je nach der Höhe des Kessels, bis etwa 1 m über die oberste Rohrreihe, nach unten bis an die Aschfälle ausdehnt. In diesen Vorbau sind die eigentlichen vorderen Rauchkammern vollkommen eingedichtet, und zwar so eng, dass ihre Begrenzungswände von allen Seiten bis dicht an die äußersten Rohre treten. Die Heizgase ziehen aus den vorderen Rauchkammern durch mehrere Reihen senkrechter Rohre, deren Dmr. (89 mm) etwas größer als der der Feuerrohre des Kessels (76 mm) ist, und durch den über diesen Kammern liegenden Raum des Vorbaues in den Schornstein ab. An der Vorderseite des Vorbaues mitten zwischen den Abzugsrohren der Heizgase mündet ein Rohr, welches die durch ein Flügelradgebläse erzeugte Pressluft einführt. Diese Luft geht um die senkrechten Rohre herum, erwärmt sich hier und gelangt dann durch die zwischen den einzelnen vorderen Rauchkammern und an ihren Seiten frei bleibenden Kanäle des

Vorbaues, an deren mit den Heizgasen in Berührung stehenden Wänden sie sich noch mehr erwärmt, nach unten zu den Feuerungen und Aschfällen. Ueber jeder Feuerung liegt ein Gitterschieber, durch welchen die Luft in einen von der doppelwandigen Feuerthürzarge gebildeten Raum gelangen und von da durch eine innere, mit Löchern versehene Schutzplatte in die Feuerung strömen kann. Die Löcher dieser Platte sind unten wagerecht, oben schräg nach unten gerichtet, so dass die hindurchtretenden Luftstrahlen sämtlich unmittelbar auf die Oberfläche des Feuers geblasen werden. Auf beiden Seiten jedes Aschfalles liegt ein zweiter Schieber, durch welchen die Luft in den Aschfall und weiter durch die Rosten gepresst wird. Mittels der drei Schieber lässt sich sowohl die Menge der zugeführten Luft als auch ihr Druck oberhalb wie unterhalb jedes Feuers unabhängig von einander regeln. Oberhalb des Feuers tritt die Luft nach Howden's Angaben mit einer Pressung von etwa 25 mm, unterhalb mit etwa 10 mm Wassersäule ein. Hierbei soll, gut bemessene Gesamtquerschnitte<sup>1)</sup> der Einblaseöffnungen in die Feuerthür, und der freien Rostfläche vorausgesetzt, eine so vollkommene Verbrennung hergestellt werden, dass schon in Compoundmaschinen etwa 200 ind. Pfkr. auf 1 qm Rostfläche geleistet werden können.

In der Verschiedenheit des Druckes und der beliebigen Geschwindigkeit, mit welcher man die Luft besonders oberhalb des Feuers einströmen lassen kann, sucht Howden neben der Vorwärmung derselben den Hauptvorteil seiner Konstruktion. Bei seinen Versuchen betrug die kleinste Eintrittsgeschwindigkeit etwa 6 m, die größte etwa 15 m i. d. Sek. Ist der Druck, mit welchem die Luft auf das Feuer trifft, dem Quadrat ihrer Geschwindigkeit proportional, so konnte er demnach im Verhältnis von 6<sup>2</sup>:15<sup>2</sup> oder etwa wie 1:6 gesteigert werden. Mit Hilfe der verschiedenen Schieber liefs sich eine zu große Erhöhung des Druckes in der Feuerung sehr leicht vermeiden, so dass den größeren Mengen niedrig gespannter Luft der Durchtritt durch die Rosten in keiner Weise erschwert wurde. In einer solchen sorgfältig ausgeführten und aufmerksam behandelten Anlage dient die unterhalb des Feuers eintretende Luft hauptsächlich zur Hervortreibung der durch Destillation der Kohlen entstehenden Gase, während die oberhalb des Feuers in kräftigen Strahlen zuströmende Luft die aufsteigenden Gase derartig durchsetzt, dass die zu ihrer vollkommenen Verbrennung erforderliche Luft über das ganze Feuer hin gleichmäßig vorhanden ist. Der Umstand, dass die in das Feuer gepresste Luft bereits angewärmt ist, erhöht die eintretende Vollkommenheit der Verbrennung außerdem bis zu einem gewissen Grade.

Howden behauptet, die Luft schon zwischen den senkrechten Rohren, welche von den in den Schornstein abziehenden Heizgasen umstrichen werden, um etwa 100 bis 110° C. über die Heizraumtemperatur erwärmt zu haben, worauf sie sich in den Kanälen des Vorbaues sowie in dem Raume zwischen der inneren und äußeren Feuerthür noch weiter erwärmte, so dass sie schließlich mit 200 bis 220° C. in das Feuer gelangte. Da nun eine so hohe Vorwärmung der Luft nach Maßgabe der weiter hinten folgenden Sachsenberg'schen Versuche beim gewöhnlichen Betriebe auf See kaum zu erreichen sein dürfte, so erscheint es mit Rücksicht auf die Versuche von Spence ziemlich zweifelhaft, ob sie neben dem schwachen Unterwinde und der sehr gelungenen Regelung der Zuführung der Luft zur Erzielung der höchst beachtenswerten wirtschaftlichen Erfolge der Feuerung von Howden so wesentlich beigetragen hat, wie der letztere annimmt. Jedenfalls hat die für die Ausnutzung der Heizgase sehr günstige, verhältnismäßig große Heizfläche, oder vielmehr die wesentlich verkleinerte Rostfläche, welche bei einer etwa 1 m breiten Feuerung durch Einlage fester Seitenstücke bis auf 0,89 m verschmälert wurde, so dass sie bei 1,25 m Länge bei jedem Feuer nur 1,11 qm betrug und sich insgesamt zur ganzen Heizfläche fast wie 1:60 verhielt, einen viel größeren Anteil daran. Endlich dürfte auch die aus feuerfesten Steinen bestehende, bis an die Hinterwand der hinteren Rauchkammer

<sup>1)</sup> Transactions of the institution of naval architects 1886 S. 182.

<sup>1)</sup> Ueber diese Verhältnisse siehe weiter hinten bei den Versuchen von Spence.

weitergeführte Feuerbrücke mit einer Oberfläche von etwa 1,80 qm für jedes Feuer, d. h., einer um etwa 64 pCt. größeren Fläche wie die Rostfläche, als guter Wärmespeicher eine gewisse Rolle bei der in Howden's Feuerung erreichten sehr ausgiebigen Verbrennung gespielt haben.

Die nachstehend angeführten auf See erhaltenen Durchschnitts-Betriebsergebnisse bei Anwendung dieser Feuerung und ihre Ueberlegenheit über die mit gewöhnlichen Feuerungen

bei natürlichem Zuge erlangten konnten ziemlich genau festgestellt werden, weil die Maschine des Dampfers »New-York-City«, eine zweicylindrige Compoundmaschine ohne Expansionschieber am Hochdruckcylinder, beim Auswechseln des alten Kessels mit gewöhnlichen Feuerungen gegen den neuen mit Howden'schen Feuerungen in keiner Weise geändert und auch der Dampfüberdruck in letzterem wie bei ersterem auf 6 Atm. festgehalten wurde.

Versuch	Abmessungen der Kessel					Mittlere Betriebsergebnisse auf See					Reiselinie und Zeit ihrer Ausführung
	Länge	Durchmesser	Zahl der Feuer	Gesamtrostfläche	Heizfläche in den Rohren	Umdr. i. d. Min.	Indizierte Pferdekraft	Kohlenverbrauch			
								für 1 ind. Pfkr. und Std.	auf 1 qm Rostfläche und Std.	täglich	
m	m		qm	qm			kg	kg	t		
Alter Kessel	5,18	3,81	4	6,97	201,87	56	564	1,00	82,6	13,5	von Barbadoes nach London 1881.
Neuer Kessel	3,35	4,26	3	3,34	122,60	60	623	0,63	113,5	9,5	desgl. desgl. 1885.

Diese Zusammenstellung zeigt, dass die Howden'sche Feuerung in Verbindung mit einer guten Dreifach-Expansionsmaschine eine sehr erhebliche Abnahme des Kohlenverbrauches in Aussicht stellt, da schon bei der alten etwa 5 bis 6 Jahre im Betrieb befindlichen, nichts weniger als vorteilhaft gebauten Compoundmaschine eine Ersparnis von über 30 pCt. eintrat. In den beteiligten Kreisen war man daher mit Recht auf die Betriebsergebnisse gespannt, welche Howden auf den von ihm im vorigen Jahre mit neuen Kesseln nach seinem System ver-

sehenen Postdampfern »Ohio« und »City of Venice«, deren Compoundmaschinen er gleichzeitig in Dreifach-Expansionsmaschinen umwandelte, sowie mit zwei anderen in seiner Fabrik in Glasgow in Bau befindlichen Dreifach-Expansionsmaschinen von 1200 bis 1400 ind. Pfkr. und 11,25 kg/qcm Ueberdruck Kesselspannung erreichen würde<sup>1)</sup>. Inzwischen haben die Probefahrten<sup>2)</sup> mit »Ohio« stattgefunden, dessen frühere und jetzige Kessel- und Maschinenabmessungen folgende sind:

	Kessel				Feuerungen			Maschinen				
	Anzahl	Bauart	Durchmesser	Länge	Anzahl in jedem Kessel	Durchmesser	Rostfläche	Art	Durchmesser des			Hub
									Hochdruckcyl.	Mitteldruckcyl.	Niederdruckcyl.	
	m	m	m	m	qm	m	m	m	m	m		
Früher	3	Doppelkessel	3,80	5,33	6	0,94	27,87	2 Cylinder-Compound	1,75	—	2,28	1,22
Jetzt	3	Einfache Kessel	3,96	3,40	3	0,99	10,40	Dreifach-Expansions	0,78	1,17	1,83	1,29

Bei der 4 Stunden 10 Min. ununterbrochen dauernden Probefahrt indizierte die Maschine 2124 Pfkr., also 205 Pfkr. für 1 qm Rostfläche, mit einem Kohlenverbrauche von 0,558 kg für 1 ind. Pfkr. und Std., wobei die Schiffsgeschwindigkeit 14,2 Knoten betrug. Der tägliche Kohlenverbrauch soll von früher 46 auf jetzt 27 t gesunken sein, was einer Ersparnis von über 40 pCt. gleichkommen würde. Bei den späteren Seereisen sind die Ergebnisse nach Aeußerungen Mac Farlane Gray's in seinem auf Seite 26 angeführten Vortrage indessen nicht so günstig gewesen. Zunächst stieg der Kohlenverbrauch<sup>1)</sup> von 0,558 auf durchschnittlich 0,68 kg für 1 ind. Pfkr. und Std., trotzdem nur beste ausgesuchte Welsh-Kohlen benutzt wurden. Je länger die Reise dauerte, um so mehr wurde der Ausgang der Heizgase durch Ruß und Flugasche verengt, und um so stärker musste die Pressung des Unterwindes werden. Endlich sollen die Flügelradgebläse, welche für eine derartig gesteigerte, anhaltend übertriebene Leistung zu schwach waren, unterwegs zusammengebrochen sein. Diese Angriffe weist Howden<sup>2)</sup> zurück, indem er sich darauf beruft, dass der Dampfer »New-York-City« jetzt bereits 5 Jahre mit seinen Einrichtungen die See befährt, ohne jemals Schäden daran gehabt zu haben. Er führt ferner an, dass »Ohio« am 26. Oktober 1887 während 8 stündiger Probefahrt in See nur 0,63 kg Kohlen für 1 Pfkr. und Std. verbrauchte, wobei sämtliche Hilfsmaschinen sowie die Heiz- und Kocheinrich-

tungen des Schiffes ihren Dampf aus den Hauptkesseln bezogen, dessen Erzeugung in den angegebenen Kohlenverbrauch eingerechnet ist, so dass für die eigentliche Schiffsmaschine die garantierte Leistung des Kohlenverbrauches von 0,57 kg für 1 Pfkr. und Std. nicht überschritten sein dürfte. Endlich behauptet er, dass bereits eine stattliche Reihe von Schiffsmaschinen von zusammen 80 000 ind. Pfkr. mit seiner Einrichtung versehen seien.

Nach den Ausführungen Parkers<sup>3)</sup> auf der im letzten März stattgehabten Jahresversammlung der englischen Schiffbauer und Marineingenieure liegt die Wahrheit in der Mitte, insofern als die Howden'sche Einrichtung auf »Ohio« während seiner ersten drei Reisen nach dem Umbau in der That wenig befriedigte. Nachdem sie darauf wesentlich verbessert war, wurde die von Howden angezogene, günstige Probefahrt im Oktober vorgenommen, und nun wird Howden's Feuerung von der Inman-Linie, welcher »Ohio« gehört, in ihren ganz neuen, soeben erst vom Stapel gelassenen gewaltigen Dampfer »City of New York« eingebaut. Auch die White Star-Linie lässt sie jetzt nach der zufriedenstellenden Erprobung in ihrem Dampfer »Celtic« für ihre großen in Irland im Bau begriffenen Postdampfer ausführen.

Es steht also jedenfalls fest, dass sich Howden's Feuerung bei weniger angestregtem Betriebe gut bewährt hat.

<sup>1)</sup> The marine engineer 1887 S. 291.

<sup>2)</sup> The marine engineer 1887 S. 364.

<sup>1)</sup> Engineering 1887 I. S. 66.

<sup>2)</sup> Engineering 1887 II. S. 90.

<sup>3)</sup> Engineering 1888 I. S. 328.

Dies geht aufser dem vorstehenden z. B. auch aus den nachstehenden, mit 2 Schwester-Frachtdampfern einer Hamburger Reederei unter sonst gleichen Verhältnissen erreichten Ergebnissen hervor. Beide Dampfer besitzen Dreifach-Expansionsmaschinen mit 11,25 kg/qcm Kesselüberdruck, deren durchschnittliche Leistung auf See etwa 600 ind. Pfkr. beträgt. Einer von ihnen mit gewöhnlichen Feuerungen, »Gravina«, verbraucht auf der Reise von Hamburg nach Barcelona und zurück 264 t, wogegen der andere, »Churruca«, mit Howden's Feuerung auf derselben Strecke nur 207 t Kohlen nötig hat, was eine Ersparnis von reichlich 20 pCt. ergibt. Mir scheint es indessen, als wenn man etwa dieselbe Kohlenersparnis auch dann noch erreichen würde, wenn man die umständlichen Vorrichtungen Howden's für die Erwärmung der Verbrennungsluft fortliesse und nur den von ihm angewandten schwachen Unterwind sowie die zweckmäßige Verteilung der Pressluft ober- und unterhalb des Rostes beibehielte.

#### b) Versuche von Gebrüder Sachsenberg.

Die anerkannt gut geleitete Schiffswerft und Maschinenfabrik von Gebr. Sachsenberg in Rosslau a/E. hat Howden's Patent mit bestem Erfolg in Deutschland eingeführt. Sie erbaute zuerst einen Radschlepper »Johann Faber V« für den Rhein, mit zweicylindriger Compoundmaschine von 70,0 bzw. 120,0 cm Cylinderdmr. und 140,0 cm Hub. Diese Maschine arbeitete mit 7 Atm. Kesseldruck und brachte als Probefahrt am 27. September 1886 mit 28 bis 31 Min.-Umdr. einen aus 4 Fahrzeugen bestehenden Schleppezug von 29 500 Ctr. Ladung von Köln nach Ruhrort mit 518 bis 537 ind. Pfkr. und einem stündl. Kohlenverbrauche von etwa 300 kg, also etwa 0,57 kg für die ind. Pfkr. und Std., welcher im Gebirge bei 578 bis 597 ind. Pfkr. auf 400 kg i. d. Std. oder etwa 0,70 kg für die ind. Pfkr. und Std. stieg, im mittel also ungefähr dem von Howden in der »New-York-City« erzielten gleichkam. Während des gewöhnlichen Betriebes hat »Johann Faber V« seither bei 0,375 Füllung im Hochdruckcylinder im Durchschnitt 0,705 bis 0,73 kg guter westfälischer Steinkohlen für die ind. Pfkr. und Std. verbraucht.

Mit einem zweiten im Winter 1886/87 mit Howden's Feuerung erbauten Heckradschlepper »Pritzerbe« (siehe Tafel II Fig. 11 bis 15) für die Saale stellten Gebr. Sachsenberg im vorigen Jahre auf meine Veranlassung mit liebenswürdigster Bereitwilligkeit noch eine Probefahrt an, nachdem der Dampfer bereits abgeliefert und in Betrieb gesetzt worden war. Während dieser Fahrt sollten hauptsächlich die Spannung und die Temperatur der Pressluft sowie der Heizgase neben dem Kohlenverbrauch und der Maschinenleistung ermittelt werden, zwecks Schaffung von Vergleichswerten zu den Howden'schen Angaben. Wenn nun diese Probefahrt, namentlich infolge der später lebhaft bedauerten Verwendung einer an Bord vorgefundenen höchst minderwertigen und stark schlackenden, die Roste schnell verklebenden Kohle auch wirtschaftlich keine besonders günstigen Ergebnisse lieferte, so sind die durch die vorgenommenen Messungen erzielten Aufschlüsse doch äußerst interessant, indem sie die von Howden angegebenen Zahlen nach Abzug des Erfinderaufschlages im allgemeinen bestetigen.

Bei einer Thalfahrt, welche zur Ermittlung der Zuverlässigkeit der angebrachten Messinstrumente und Apparate diente, wurden folgende Beobachtungen gemacht:

Dauer der Fahrt . . . . .	75 Minuten
Füllung des Hochdruckcylinders . . . . .	0,60
Dampfüberdruck im Kessel . . . . .	6,5 bis 7 Atm.
Umdrehungen der Maschine i. d. Min. . . . .	36,5
Luftdruck vor dem Rost . . . . .	4 bis 7 mm Wassersäule
» hinter » . . . . .	Null
Lufttemperatur vor dem Rost . . . . .	96 bis 118° C.
Temperatur der aus den Luftvorwärmungsrohren abziehenden Heizgase . . . . .	255 bis 782° C.

Bei der gleich darauf folgenden, mit verstärktem Heizen unternommenen Bergfahrt ohne Schleppezug ergab sich:

Dauer der Fahrt . . . . .	130 Minuten
Füllung des Hochdruckcylinders . . . . .	0,60
Dampfüberdruck im Kessel (meist 6,8 bis 7 Atm.) . . . . .	6,7 bis 7,2 Atm.
Umdrehungen der Maschine i. d. Min. . . . .	41,5
Durchschnittliche ind. Pfkr. . . . .	194,13
Kohlenverbrauch während der Fahrt . . . . .	390 kg
» in der Stunde . . . . .	180 »
» auf 1 qm Rostfläche und Stunde . . . . .	128,6 kg
Kohlenverbrauch für 1 ind. Pfkr. u. Std. . . . .	0,927 kg
Luftdruck vor dem Rost (meist 9 bis 12 mm) . . . . .	8 bis 14 mm Wassersäule
Luftdruck hinter dem Rost in der Rauchkammer . . . . .	Null
Lufttemperatur vor dem Rost (meist 95 bis 100° C.) . . . . .	92 bis 106° C.
Temperatur der aus den Luftvorwärmungsrohren abziehenden Heizgase . . . . .	295 bis 305° C.

Die Maschine des Dampfers »Pritzerbe« ist eine liegende Compoundmaschine von 40 und 70 cm Cylinderdmr. und 100 cm Hub mit auf den Cylindern liegenden Schiebern sowie einer von den Pleuelstangen aus bewegten Steuerung. Die Maschine macht beim Schleppen zu Berg mit 0,60 Füllung im Hochdruckcylinder und 6,7 bis 7 kg/qcm Ueberdruck im Kessel, welcher durch eine 25 m lange Rohrleitung mit der Maschine verbunden ist, durchschnittlich 36 und höchstens 38 Umdr. i. d. Min., wobei für 169 bis 178 ind. Pfkr. etwa 155 kg minderwertiger Steinkohlen stündlich verbrannt werden; der durchschnittliche Kohlenverbrauch für die ind. Pfkr. und Stunde stellt sich demnach im Betriebe auf 0,89 kg minderwertiger Kohlen.

Das in einer verschleißbaren Abteilung des Kesselraumes aufgestellte Flügelradgebläse von 830 mm Durchmesser macht 1200 Min.-Umdr. Es wird mittels Riemens von einer ein-cylindrigen Dampfmaschine von 120 mm Dmr. und 160 mm Hub, welche mit 0,52 Füllung 240 Min.-Umdr. macht, angetrieben. — Der mit einer Feuerung versehene Kessel besaß vor der Fahrt eine Rostfläche von 1,1 qm, welche durch Verlängerung um 0,3 m bei 1 m Breite auf 1,4 qm gebracht wurde. Da die Heizfläche des Kessels 64,52 qm beträgt, so stellte sich das Verhältnis  $\frac{\text{Heizfläche}}{\text{Rostfläche}} = 46$ , während es vorher beinahe gleich 59 war. Auf der kleinen Rostfläche wurden im gewöhnlichen Betriebe stündlich  $\frac{155}{1,1} = 141$  kg Kohlen auf 1 qm ver-

brannt, während jetzt voraussichtlich  $\frac{155}{1,4} = 110,7$  kg nötig sein werden. Bei der kleineren Rostfläche schien es vorteilhaft, das Feuer recht hoch zu halten, während die Probefahrt mit der vergrößerten Rostfläche eine Verringerung des Luftdruckes gegen früher und damit auch eine Erniedrigung des Feuers nötig machte, so dass das Feuer fast so niedrig als bei natürlichem Zuge war.

Inbezug auf die mit »Pritzerbe« gegen »Johann Faber V« erzielten Leistungen sei schliesslich noch bemerkt, dass, wenn aufser den schlechteren Kohlen auch die kleineren und unvorteilhafteren Maschinen- und Kesselabmessungen auf ersterem in betracht gezogen werden, sie unter diesen Umständen noch als recht gute zu bezeichnen sind.

#### c. Versuch von Wyllie.

Auch Wyllie<sup>1)</sup> hat im Jahre 1885 für den Dampfer »Stella«, (siehe Tafel II Fig. 16 bis 21), und zwar als erster bei einer Dreifach-Expansionsmaschine, vorgewärmte Verbrennungsluft in Verbindung mit schwachem Unterwinde angewendet. Die heisse Luft des Heizraumes wurde durch den oben dicht abgeschlossenen Schornsteinmantel und Schorn-

<sup>1)</sup> Transactions of the institution of mechanical engineers 1886 S. 489.

steinumbau mittels eines Flügelradgebläses angesaugt und dann durch zwei in die vordere Rauchkammer eingebaute Kanäle sowohl in die Feuerung als auch in den Aschfall der mit je 3 Feuerungen versehenen beiden Schiffskessel gepresst.

Die Feuerungen und Aschfälle dieser Kessel besitzen als vordere Abschlussvorrichtungen je 2 Klappen, eine obere und eine untere, deren Achsen durch Zahnsegmente mit einander in Verbindung stehen. Um die Feuerung oder den Aschfall zu öffnen, muss der Hebel, welcher auf die Achse jeder unteren Klappe gesteckt ist, nach dem Kessel hingedreht werden; dann legt sich die nach innen öffnende Klappe vor die Durchgangsöffnung der vom Gebläse zugeführten Luft und schließt sie von unten aus ab, während sich die im entgegengesetzten Sinne drehende obere Klappe von oben über jene Oeffnung legt, so dass sie doppelt verschlossen ist. Wird mit Unterwind gefahren, so stehen beide Klappen senkrecht und lassen die heiße Luft zum Feuer und Aschfall strömen; soll mit natürlichem Zuge gefahren werden, oder will man die Pressluft behufs Beschickens des Feuers usw. fernhalten, so müssen die Klappen wagerecht gestellt werden. Die Pressluft, welche das Gebläse fördert, kann dann durch eine zwischen Feuerthür und Dämpferklappe angebrachte Oeffnung, welche die obere Aschfallklappe frei giebt, in den Heizraum austreten. Die beim Unterwindbetriebe in die Feuerung gepresste vorgewärmte Luft muss durch eine siebartig durchlöchernte, oberhalb der Feuerthür liegende Platte gehen, trifft daher in ähnlicher Weise auf das Feuer, wie bei Howden. In den Aschfall gelangt die Luft durch eine einzige seitlich gelegene grössere Oeffnung. Vorrichtungen, um Menge und Spannung der in die Feuerungen und die Aschfälle gepressten Luft unabhängig regeln zu können, sind nicht vorhanden. Hieraus scheint zu folgen, dass Wyllie die Luft mit gleicher Spannung in die Feuerung und in den Aschfall drückt, also nicht, wie Howden, der ersteren eine höhere Pressung giebt. Wyllie lässt aber die Pressluft aus dem Aschfall zum teil durch eine unterhalb der Feuerbrücke angebrachte siebartig durchlöchernte Platte unmittelbar in die hintere Rauchkammer treten, um dort noch eine Mischung der brennbaren abziehenden Gase mit Luft zu ermöglichen.

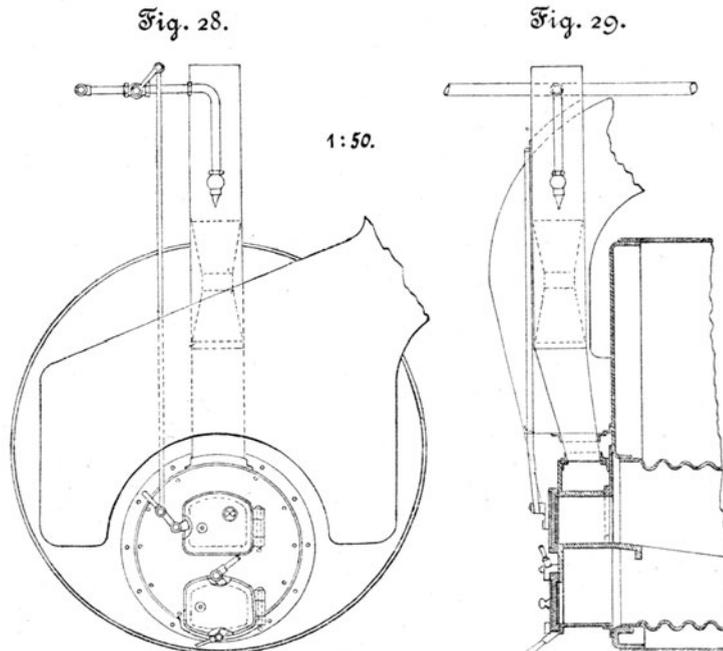
Wie hoch die Spannung der Luft und wie hoch ihre Temperatur war, ehe sie zum Feuer gelangte, giebt Wyllie leider nicht an. Die Erwärmung kann nicht so bedeutend wie bei Howden gewesen sein; das zeigt schon ein flüchtiger Blick auf die von beiden für diesen Zweck getroffenen Einrichtungen. Die auf dem Dampfer »Stella« von 92 m Länge und 11,5 m Breite mit einer Dreifach-Expansionsmaschine, welche mit 10 Atm. Ueberdruck arbeitete und auf der Probefahrt 932 Pfkr. indizierte, erzielten Betriebsergebnisse, welche Otto H. Mueller jr. mitteilt<sup>1)</sup>, sind von Wyllie selbst etwas zu sanguinisch angegeben und später von seinem Nachfolger Morrison<sup>2)</sup> dahin berichtigt, dass der Dampfer während zweier Reisen von England nach Ostindien bei 8,5 Knoten Durchschnittsfahrt für den Tag 14 t geringwertiger englischer Kohlen verbrauchte, was auf einen mittleren Verbrauch von etwa 0,7 kg für die ind. Pfkr. und Std. schliesen lässt, mithin gegen die von Howden und Gebr. Sachsenberg mit ihren Feuerungen bei Compoundmaschinen und 6 bezw. 7 Atm. Kesselspannung erhaltenen Resultate durchaus nicht als eine sehr befriedigende Leistung bezeichnet werden kann. Hiernach verdient Howden's Anordnung jedenfalls den Vorzug vor der Wyllie'schen.

#### d) Versuch von Green.

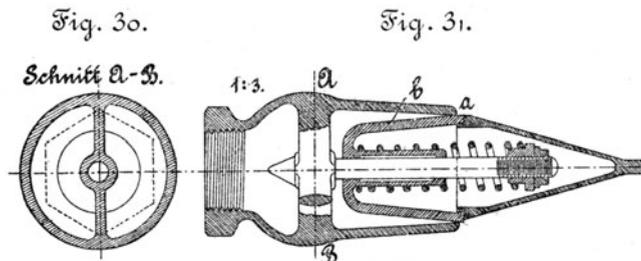
Green<sup>3)</sup>, der Erfinder einer sehr wirkungsvollen und zweckmäßigen Lüftungsvorrichtung für Seeschiffe, welche aus einem in den einzelnen zu lüftenden Räumen angebrachten, durch eine Luftpresspumpe angetriebenen Injektor besteht, benutzt den letzteren ebenfalls zur Erzeugung des künstlichen Zuges in den Kesselfeuerungen. Der Injektor sitzt, wie Textfig. 28 zeigt, in einem nach oben hin offenen Luftschaft von

300 mm im Quadrat, welcher, die vordere Rauchkammer des Kessels durchdringend, um die Feuerung des Kessels herumgeführt ist und im Aschfall mündet. Der Injektor wird durch ein von der Luftpresspumpe kommendes Rohr von 38 mm Lichtweite, welches in der Minute 2,25 cbm Luft von 0,33 kg/qcm Ueberdruckspannung zuführt, in Betrieb gesetzt und soll in der Minute etwa 57 cbm Luft ansaugen.

Der Vorzug des Injektors liegt darin, dass er sich je nach der Spannung der Pressluft selbst regelt. Er besitzt in



der Ausströmungsdüse einen hohlen, abgestumpften Kegel *b* (Textfig. 30 u. 31), welcher durch eine Spiralfeder zurückgedrängt wird und die Ausblaseöffnung *a* der Pressluft verschließt. Letztere strömt gegen den Hohlkegel; ist ihr Druck stärker als der Federdruck, so öffnet der Kegel und lässt die Pressluft in einem ringförmigen Strahl entweichen, welcher die



umgebende Luft mit fortweist, und zwar um so wirksamer, je höher die Spannung der Pressluft ist. Die mitgerissene Luft wird beim Durchströmen des Rauchfanges etwas vorgewärmt und gelangt dann in den geschlossenen Aschfall; in die Feuerung wird keine Luft geblasen. Ueber die Ergebnisse der Versuche, welche, wie die Textfig. 28 u. 29 zeigen, an einem Kessel mit einer Feuerung angestellt werden sollten, ist noch nichts in die Oeffentlichkeit gedrungen, und zwar hauptsächlich wohl deswegen nicht, weil die erzielten Erfolge gegen die von Howden erreichten gar nicht in betracht kommen. Der einzige Vorzug der Green'schen Einrichtung wird es bei der kaum nennenswerten Vorwärmung der nicht in das Feuer geleiteten Pressluft bleiben, dass man sie gleichzeitig zum Lüften der Schiffsräume und zur Erzeugung eines schwachen Unterwindes verwenden kann.

#### e) Versuche von Hoadley.<sup>1)</sup>

Die in den Jahren 1880 und 1882 von Hoadley angestellten Versuche, welche zwar nicht mit Schiffskesseln, son-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1887 S. 449.

<sup>2)</sup> Transactions of the institution of mechanical engineers 1886 S. 498.

<sup>3)</sup> Engineering 1887 I. S. 322.

<sup>1)</sup> J. C. Hoadley. Warm-blast steam-boiler furnace. New-York 1886.

dem mit stationären Röhrenkesseln einer chemischen Fabrik in Lawrence, Mass., angestellt wurden, können hier nicht unbeachtet bleiben, weil sie mit großer Umsicht und wissenschaftlicher Strenge durchgeführt worden sind, so dass ihre Ergebnisse besonders zuverlässigen Stoff darbieten. Zuerst wurden diese Versuche mit einem Kessel angestellt, welcher natürlichen Zug besaß, und fünf Wochen lang Tag und Nacht hintereinander fortgesetzt, um eine Grundlage zu schaffen, nach der sich beurteilen ließe, ob und wieviel die Erwärmung der Verbrennungsluft nützte. Hiernach wurden die Versuche mit einem zweiten ganz gleichen, jedoch für die Vorwärmung der Luft eingerichteten und in Textfig. 32 und 33 dargestellten Kessel vorgenommen.

Es waren zwei oberhalb des Kessels beiderseitig gelegene

Vorwärmer vorhanden. Sie bestanden beim ersten Versuch aus in einandergeschobenen Röhren, deren innere Rohre von 51 mm Lichtweite die abziehenden Heizgase durchströmten, während die anzuwärmende Luft den ringförmigen Zwischenraum zwischen den inneren und den äußeren 76 mm weiten Röhren ausfüllte. Aus dem Vorwärmer trat die Luft durch einen Kanal unter den Rost in den Aschfall.

Die Heizgase wurden unter dem mit Aufsenerung versehenen Zylinderkessel entlanggeführt, gingen hinten herauf, durchströmten die Feuerrohre des Kessels und wurden an seiner Vorderwand nach oben in die Vorwärmer geleitet. Sie gelangten nachher in einen Kanal, aus welchem sie ein Kapselräderpaar ansaugte und in den Schornstein trieb.

Fig. 32.

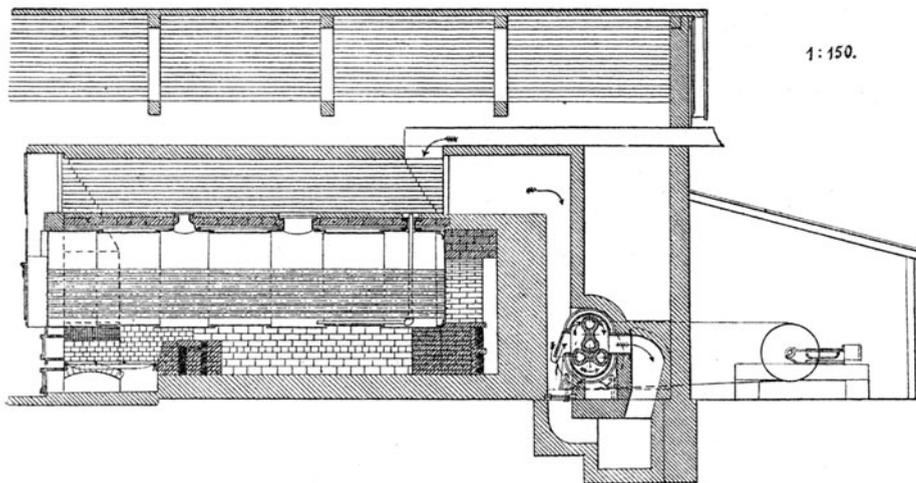


Fig. 33.

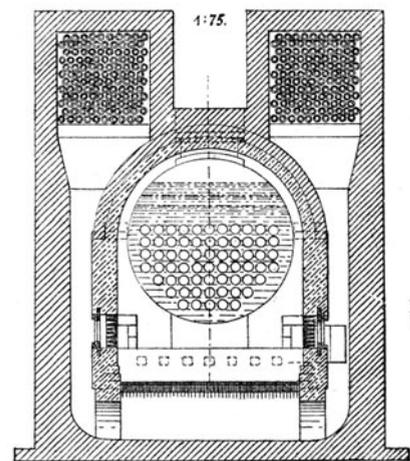
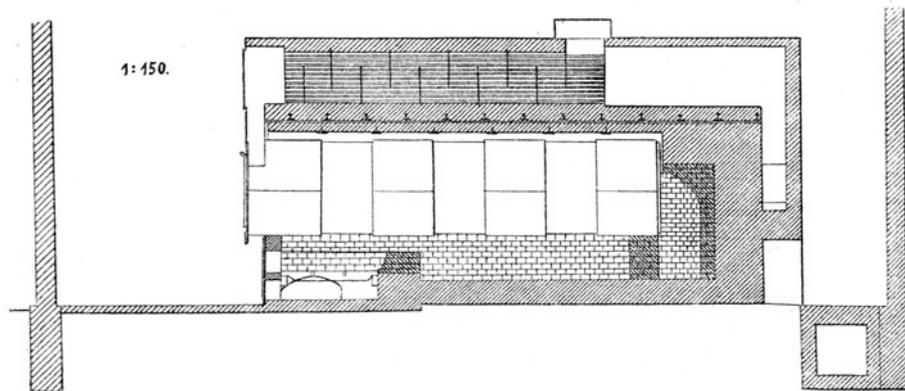


Fig. 34.



Während des ersten eine Woche dauernden Versuches konnte die Luft in gerader Richtung durch die ringförmigen Zwischenräume des Vorwärmers strömen. Während des zweiten ebenso lange ausgedehnten Versuches waren, wie Textfig. 34 erkennen lässt, die Doppelrohre durch einfache Rohre von 51 mm innerem Dmr. ersetzt, durch welche die Heizgase abzogen, während die Luft den zwischen diesen Rohren verbleibenden Raum des Vorwärmers anfüllte. Zwischen den Rohren waren in der Längsrichtung 10 Trennungsbleche angebracht, welche die Luft zwangen, abwechselnd nach

oben und nach unten zu steigen, so dass ihr Weg zwischen den Vorwärmerrohren einer Wellenlinie glich. Infolge des hierdurch herbeigeführten längeren Aufenthaltes der Luft im Vorwärmer war sie im Stande, mehr Wärme in sich aufzunehmen. Von den Ergebnissen dieser teils mit Anthrazit, teils mit bituminöser Kohle angestellten Versuche zeigt die folgende Tabelle nur die mit Anthrazitfeuerung erhaltenen Mittelwerte, weil die Versuche mit dem zweiten, besseren Vorwärmer ausschließlich mit diesem Brennstoff angestellt wurden.

Art des Versuches	Verdampfung		Durchschnittliche Temperatur in ° C.								Dampfdruck kg/qcm abs.	Durchschnittliches Gewicht in kg		Wirkungsgrad des Kessels pCt.	Vorteil der Luftvorwärmung in pCt. des erzielten Wirkungsgrades
	1 kg Kohle verdampfte im Durchschnitt Wasser von 100° C.	Theoretische Verdampfungskraft der Kohle	Luft außen	Luft vor dem Eintritt in den Aschfall	Heizgase in der vorderen Rauchkammer	Heizgase beim Eintritt in den Schornstein	Abkühlung der Heizgase im Vorwärmer	Erwärmung der Luft im Vorwärmer	Speisewasser	der Heizgase für 1 kg verbrannter Kohle		des Wassers, dessen Wärmekapazität derjenigen der auf 1 kg verbrannter Kohle abziehenden Heizgase gleich ist			
Natürlicher Zug . . .	10,51	13,56	25	26	184,6	184,6	0	0	22	4,36	22,39	5,33	68,87	—	
Luft erwärmt im I. Vorwärmer . . . . .	10,81	13,45	1	170	202,7	87,0	115,7	169	3	4,85	23,49	5,59	78,18	11,9	
Luft erwärmt im II. Vorwärmer . . . . .	11,12	13,61	10	168	191,7	73,0	118,7	158	10	4,00	24,17	5,75	81,43	15,4	

Durch die Vorwärmung der Verbrennungsluft um 160 bis 170° C. über die gewöhnliche Lufttemperatur würde also in Verbindung mit einem schwachen künstlichen Zuge eine Kohlenersparnis von 10 bis 15 pCt. zu erwarten sein. Auffällig ist bei diesen Versuchen, dass sich die Luft im Vorwärmer stärker erwärmte, als sich die Heizgase abkühlten, was sich dadurch erklärt, dass die Heizgase um etwa  $\frac{1}{20}$  schwerer waren, als die zugeführte Luft und die vom Kessel und dessen Ummauerung beständig durch Leitung erwärmten Wände des Vorwärmers Wärme an die vorbeistreichende Luft ausstrahlten. Leider ist nirgends etwas über die Spannung der Luft und der Heizgase gesagt, so dass nicht zu ermitteln ist, wie viel von dem vorerwähnten Gewinn auf Rechnung der Luftvorwärmung allein, und wie viel vielleicht auf Rechnung des etwa durch das Kapselräderpaar erzeugten schwachen künstlichen Zuges zu setzen ist. Ebenso fehlen über die schwächere oder stärkere Brennstoffzufuhr, d. h. das auf 1 qm Rostfläche und Stunde durchschnittlich verbrannte Kohlengewicht, alle Angaben, so dass sich auch nicht ersehen lässt, ob die Kessel bei den Versuchen geschont oder besonders stark beansprucht wurden. Wahrscheinlich ist ersteres der Fall gewesen, da Hoadley auf S. 26 von einem stündlichen Kohlenverbrauch von 12 Pfd. engl. für 1 Quadratfuß engl. Rostfläche, entsprechend 58,64 kg für 1 qm Rostfläche, schon schreibt: with combustion as rapid as 12 pounds of coal per square foot of fire-grate per hour etc.

f) Versuche von Spence.

Diese im Herbst vorigen Jahres ausgeführten Versuche<sup>1)</sup> sind gewissermaßen als eine mehrfach verbesserte und bedeutend erweiterte Auflage der bereits auf Seite 30 erwähnten Versuche von Marshall anzusehen, auf dessen Betreiben sie angestellt wurden.

Der dazu benutzte Kessel ist in Textfig. 35 bis 37 dargestellt. Er war vorher 18 Monate lang im Betriebe gewesen, befand sich in gutem Zustande, wurde gründlich gereinigt und gegen Wärmeausstrahlung durch eine hinreichende Bekleidung geschützt. Er lieferte den beständig auf 3,86 kg/qcm Ueberdruck gehaltenen Dampf an einige kleinere Maschinen; der überschüssige Dampf konnte durch ein besonders angesetztes Auslassventil oder durch das Sicherheitsventil entweichen. Der entweichende Dampf zeigte sich stets trocken, Ueberkochen kam nicht vor. Die Heizfläche betrug bei allen Versuchen 41,43 qm. Die Rostfläche wurde verschiedentlich geändert, wie die Tabellen zeigen. Die verwendeten guten und trockenen Newcastle-Kohlen bestanden nach der Analyse aus:

<sup>1)</sup> Transactions of the north-east-coast institution of engineers and shipbuilders. 1888.

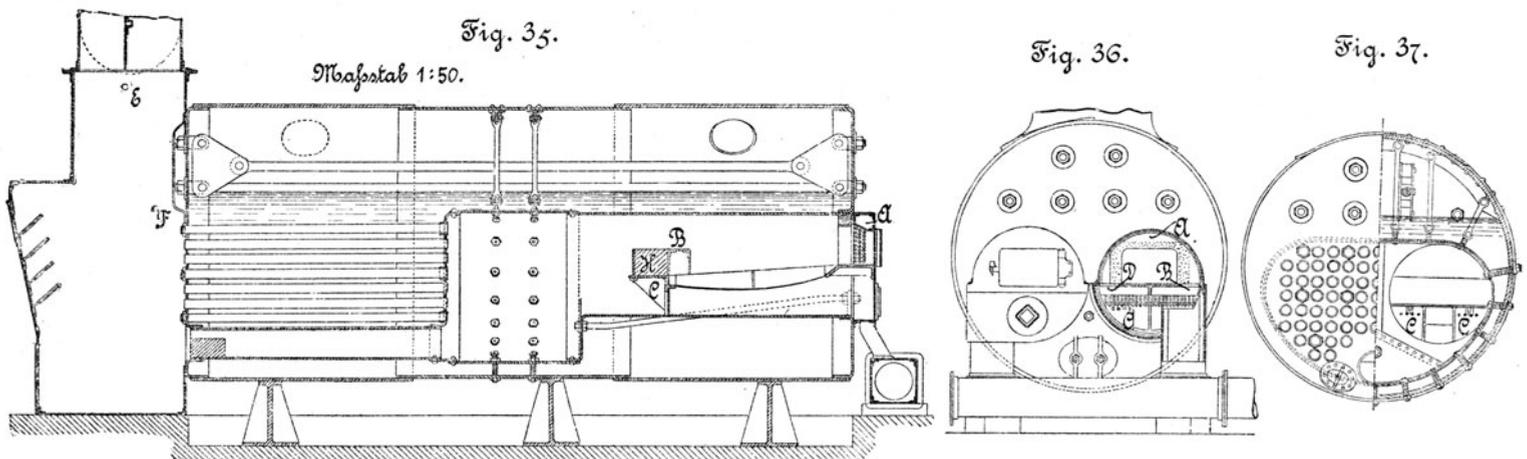


Tabelle I. Versuche mit

Nummer der Versuche	Atm. Luft		Temperatur des Speisewassers ° C.	Dauer des Versuches Std.	Kesselüberdruck kg/qcm	Rost					Kohlenverbrauch			Während des Versuches aus den Aschfällen gezogene Rückstände Auf 1 kg stündlich verbrannter Kohlen kommt Heizfläche	Verdampftes Wasser							
	Druck mm	Temperatur ° C.				Länge m	Länge der Luftspalten zwischen den Rosten m	Fläche qm	Freie Rostfläche Oberfläche aller Roststäbe qm	Freie Rostfläche Gesamte Rostfläche qm	Insgesamt kg	Stündlich kg	Stündlich auf 1 qm Rostfläche kg		Von der Speise- wassertemperatur bis zur Temperatur im Kessel			Von 100° C.				
															Insgesamt kg	Stündlich kg	Auf 1 kg Kohlen kg	Stündlich kg	Auf 1 kg Kohlen kg	Stündlich auf 1 qm Rostfläche kg	Stündlich auf 1 qm Heizfläche kg	
	1	2				3	4	5	6	7	8	9	10									11
1, 2, 3	761,5	20,5	16,2	—	3,86	0,99	0,89	1,358	$\frac{0,632}{0,794}$	$\frac{1}{2,4}$	717,2	116,4	85,64	8,81	0,161	5550	901,7	7,735	1067,6	9,17	785,6	25,73
4, 5, 6	767,2	21,5	16,1	—	3,86	0,99	0,89	1,358	$\frac{0,632}{0,794}$	$\frac{1}{2,4}$	719,3	120,0	88,37	7,89	0,156	5633	938,5	7,816	1113,6	9,26	819,8	26,85
7, 8, 9	767,2	17,1	16,0	—	3,86	0,99	0,89	1,358	$\frac{0,632}{0,794}$	$\frac{1}{2,4}$	711,2	118,4	86,13	8,57	0,158	5619	936,2	7,897	1110,0	9,36	816,7	26,75
10,11,12	767,0	22,4	16,4	—	3,86	0,99	0,89	1,358	$\frac{0,632}{0,794}$	$\frac{1}{2,4}$	742,0	123,7	91,01	10,11	0,152	5887	981,1	7,837	1162,0	9,28	855,4	28,02
13,14,15	760,9	21,4	17,6	—	3,66	0,99	0,89	1,358	$\frac{0,632}{0,794}$	$\frac{1}{2,4}$	746,0	123,7	91,01	10,56	0,152	5967	989,6	8,030	1170,4	9,46	861,3	28,22
16,17,18	767,1	17,4	18,2	—	3,86	0,99	0,89	1,358	$\frac{0,632}{0,794}$	$\frac{1}{2,4}$	751,5	125,2	92,28	15,28	0,150	6121	1120,0	8,152	1205,0	9,62	886,7	29,05
19,20,21	765,3	21,5	19,1	—	3,86	0,99	0,89	1,358	$\frac{0,632}{0,794}$	$\frac{1}{2,4}$	734,3	122,4	90,08	16,74	0,153	6018	1003,0	8,191	1184,8	9,68	871,5	28,56
22,23,24	761,8	22,4	19,4	—	3,86	0,99	0,89	1,358	$\frac{0,632}{0,794}$	$\frac{1}{2,4}$	738,4	123,0	90,57	15,53	0,152	6245	1041,0	8,470	1229,0	10,01	904,7	29,64
25,26,27	759,5	22,4	19,5	—	3,86	0,99	0,89	1,358	$\frac{0,632}{0,794}$	$\frac{1}{2,4}$	676,3	112,6	82,90	15,28	0,166	5834	972,5	8,630	1148,5	10,19	845,2	27,68
28	743,8	19,1	15,5	—	3,86	0,99	0,89	1,358	$\frac{0,609}{0,749}$	$\frac{1}{2,23}$	696,7	116,1	85,44	12,47	0,161	6073	1012,0	8,710	1200,0	10,33	879,3	28,95
29,30,31	757,0	17,5	15,0	—	3,86	0,99	0,89	1,358	$\frac{0,655}{0,704}$	$\frac{1}{2,08}$	699,4	116,6	84,90	15,78	0,161	6046	1007,7	8,640	1196,0	10,25	879,0	28,85

Tabelle II. Versuche mit

1, 2	772,0	16,2	12,2	—	3,86	0,53	Querstäbe mit 3 Zwischenrippen von 3 mm Stärke	0,670	$\frac{0,096}{0,567}$	$\frac{1}{7}$	777,0	129,5	292,86	Keine	0,145	6133	1122,9	7,90	1219,0	9,410	1817,7	30,27
3, 4	767,0	16,6	12,2	—	3,86	0,53		0,670	$\frac{0,096}{0,567}$	$\frac{1}{7}$	727,0	120,7	180,66	»	0,154	6514	1085,5	8,96	1294,0	10,675	1930,0	31,22
5, 6, 7	748,6	15,7	10,5	—	3,86	0,53		0,670	$\frac{0,096}{0,567}$	$\frac{1}{7}$	742,0	123,7	184,07	»	0,152	6455	1075,5	8,69	1285,0	10,390	1916,3	31,00
8, 9	755,2	10,5	10,0	—	3,86	0,50		0,632	$\frac{0,090}{0,583}$	$\frac{1}{7}$	857,3	142,8	226,06	»	0,131	7158	1193,0	8,34	1426,5	9,950	2258,1	34,42
10, 11	760,0	16,0	12,0	—	3,86	0,68		0,855	$\frac{0,123}{0,739}$	$\frac{1}{7}$	917,1	152,8	177,23	»	0,123	7158,5	1193,0	7,80	1422,2	9,297	1649,3	34,27
12, 13	756,7	11,8	11,5	—	3,86	0,84		1,053	$\frac{0,150}{0,903}$	$\frac{1}{7}$	1067,2	177,9	168,84	»	0,105	8318	1386,2	7,79	1653,8	9,285	1569,7	39,89
14	757,7	9,0	9,1	6	3,86	0,43		0,542	$\frac{0,077}{0,464}$	$\frac{1}{7}$	754,3	125,7	231,91	»	0,148	6529	1088,0	8,65	1302,7	10,350	2405,6	31,44
15, 16	745,0	14,7	12,1	—	3,86	0,46		0,567	$\frac{0,082}{0,492}$	$\frac{1}{7}$	619,4	103,2	180,64	»	0,131	5082	922,5	8,94	1099,5	10,650	1914,9	26,51
17, 18	770,9	7,5	5,8	—	3,86	0,61		0,775	$\frac{0,103}{0,657}$	$\frac{1}{7}$	708,0	118,0	153,20	»	0,159	6016	1002,4	8,50	1206,5	10,270	1574,1	29,10

Tabelle III. Versuche mit

1, 2, 3	770,0	12,4	7,0	—	3,86	0,53	wie in Tabelle II	0,670	$\frac{0,096}{0,567}$	$\frac{1}{7}$	683,5	114,0	164,78	Keine	0,164	6120	1021,0	8,95	1225,0	10,74	1826,6	29,54
4, 5	773,9	9,7	7,2	—	3,86	0,61		0,775	$\frac{0,103}{0,657}$	$\frac{1}{7}$	683,0	113,7	148,33	»	0,165	6064	1010,5	8,88	1213,4	10,66	1583,4	29,29
6, 7	774,7	13,5	7,8	—	3,86	0,43		0,542	$\frac{0,077}{0,464}$	$\frac{1}{7}$	619,0	102,7	190,37	»	0,182	5710	951,7	9,22	1141,7	11,06	2108,4	27,53

natürlichem Zuge.

Rauchfangtemperatur in °C.			Mittlere Temperatur der Luft beim Eintritt in den Aschfall	Zu den Feuern geleitete Luft											Dauer des Rauches in Minuten				Wirkungsgrad des Kessels, die Verdampfungskraft der Kohlen nach den calorimetrischen Versuchen = 14,1 gesetzt
Höchste Ablesung °C.	Niedrigste Ablesung °C.	Mittel aus allen Ablesungen °C.		Öffnungen über dem Rost				Querschnitt der offenen Löcher Freie Rostfläche qcm	Verhältnis des Querschnittes der offenen Löcher zur freien Rostfläche	Druck in mm Wassersäule			Auf 1 kg Kohlen cbm	Auf 1 kg Kohlen kg	Stärke No. 1	Stärke No. 2	Stärke No. 3	Gesamtdauer	
				Anzahl der offenen Löcher A (Textfig. 36)	Anzahl der offenen Löcher C (Textfig. 37)	Anzahl der offenen Löcher B (Textfig. 35)	Gesamtquerschnitt der offenen Löcher qcm			Im Vorbau A (Textfig. 35)	Im Hauptrohr G (Textfig. 39)	Im Aschfall							
23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42
458	385	415	20,5	0	0	0	0	0 5645	0 5645	—	—	—	10,15	12,25	3,450	1,780	3,245	7,940	0,650
467	388	435	21,4	0	4	0	11,35	11,35 5645	1 497	—	—	—	11,11	13,14	3,250	1,687	3,400	8,330	0,657
423	354	387	17,2	0	10	0	28,38	28,38 5645	1 199	—	—	—	11,35	13,80	2,690	1,570	2,675	6,940	0,664
443	396	409	22,3	0	13	0	37,03	37,03 5345	1 152,4	—	—	—	11,73	14,04	2,190	1,800	2,650	6,650	0,658
432	375	407	21,2	16	13	0	62,58	62,58 5645	1 90,2	—	—	—	14,01	16,83	2,770	1,680	2,120	6,580	0,671
433	393	403	17,4	26	13	0	78,60	78,60 5645	1 71,8	—	—	—	13,64	16,59	0,687	1,875	3,092	5,612	0,682
445	395	402	21,5	52	13	0	120,20	120,2 5645	1 47	—	—	—	14,36	17,27	0,740	1,125	3,200	5,390	0,686
437	383	398	22,4	88	13	0	177,80	177,8 5645	1 31,7	—	—	—	15,16	18,17	0,290	1,250	3,625	5,160	0,710
450	399	420	22,4	88	13	48	272,60	272,8 5645	1 20,7	—	—	—	17,00	20,39	0	0,082	3,437	3,770	0,722
432	371	408	19,1	88	13	48	272,60	272,6 6096,5	1 22,36	—	—	—	14,28	17,35	0	1,500	3,080	4,580	0,732
392	347	428	16,5	88	13	48	272,60	272,6 6548	1 24	—	—	—	15,18	18,46	0	0,250	3,540	3,792	0,727

nicht vorgewärmtem Unterwind.

420	385	404	16,1	0	0	0	0	0 956,7	0	22	16	10	14,01	17,10	3,187	1,125	3,375	7,687	0,667
433	396	417	16,6	58	0	0	92,90	92,9 956,7	1 10,3	20	17,5	10	16,63	20,30	0	0	4,000	4,000	0,757
432	389	407	14,6	88	0	0	140,60	140,6 956,7	1 6,8	25	19	10	16,60	20,35	0,080	1,330	2,750	4,160	0,736
493	401	446	9,4	68	0	0	108,90	108,9 901,2	1 8,2	51	25	19	17,66	22,00	0	0	3,550	3,550	0,705
478	414	446	16,0	88	0	0	140,60	140,6 1225	1 8,7	25	19	9	16,29	19,97	1,000	1,000	2,250	2,250	0,659
517	435	477	10,7	88	0	0	140,60	140,6 1504	1 10,7	63	25	9	15,85	19,76	—	—	—	—	0,658
412	382	393	9,0	48	0	0	76,70	76,7 770	1 10	42	20,5	17	17,52	21,86	0	0	3,530	3,530	0,734
422	382	394	14,5	88	0	0	140,60	140,6 817	1 5,81	25	19	11	18,69	22,88	0	0	3,810	3,810	0,755
379	351	367	7,5	88	0	0	140,60	140,6 1096	1 7,8	22	19,5	7,5	14,28	18,00	—	—	—	—	0,728

vorgewärmtem Unterwind.

404	350	427	127	88	0	0	140,60	140,6 956,7	1 6,8	23,5	18	8,5	20,35	18,00	0	1,000	4,000	5,000	0,761
407	341	382	124	88	0	0	140,60	140,6 1096	1 7,8	22	17	6	18,90	16,85	—	—	—	—	0,756
370	323	352	116	88	0	0	140,60	140,6 1770	1 5,48	25,5	19,5	11	21,93	19,90	0	0	3,437	3,437	0,784

Kohlenstoff . . . . .	80,51 pCt.
Wasserstoff . . . . .	4,24 »
Sauerstoff . . . . .	8,16 »
Stickstoff . . . . .	1,11 »
Schwefel . . . . .	0,81 »
Asche . . . . .	3,74 »
Wasser . . . . .	1,43 »
	100,00 pCt.
Koks . . . . .	70,1 »
Flüchtige Bestandteile . . . . .	29,9 »
	100,0 pCt.

1 kg Kohle verdampfte nach kalorimetrischer Bestimmung kg Wasser von 100° C. . . . . 14,10  
 1 kg Kohle sollte nach der Analyse rechnermäßig kg Wasser von 100° C. verdampfen . . . . . 14,21

Die verschiedenen Thermometer, Anemometer und Pyrometer waren vorher auf ihre Richtigkeit geprüft. Bei allen Versuchen wurde derselbe erfahrene Heizer verwendet, welcher die Feuer möglichst wenig umrührte, beide stets gleichzeitig beschickte und schürte und beim jedesmaligen Beschicken zwischen 25 bis 37 kg Kohlen gleichmäßig über sie verstreute. Das verbrauchte Speisewasser wurde im Messbehälter *C* (Textfig. 38 und 39) festgestellt, aus welchem es in die Tonne *B* gelassen wurde, damit es die Dampfmaschine *A* ansaugen und in den Kessel drücken konnte. In *B* mündete auch das Abblaserrohr *D* des Kesselwasserstandsglases, so dass das durchgeblasene Wasser ungemessen wieder in den Kessel gespeist wurde.

Die leitenden Gedanken der in vier verschiedene Reihen zerfallenden Versuche waren folgende:

1. Die erste Versuchsreihe mit natürlichem Zuge (siehe die vorstehende Tabelle unter I) sollte bei möglichst gleichmäßigem Aufheizen erkennen lassen, inwieweit die an verschiedenen Stellen und in verschieden großer Menge unmittelbar über das Feuer beziehentlich in die entstandenen brennbaren Gase geleitete Luft die Verbrennung verbessert.

2. Durch die zweite Versuchsreihe mit schwachem Unterwinde sollte unter möglichster Beibehaltung der mit natürlichem Zuge erzielten Verdampfung festgestellt werden, inwieweit die mit verschiedener Spannung und in verschieden großer Menge zugeleitete, indessen nicht vorgewärmte Pressluft eine Verbesserung der Verbrennung herbeiführt.

3. Die dritte Versuchsreihe (siehe die Tabelle unter II) ist lediglich eine Wiederholung der zweiten, indessen mit einer anderen Rostanordnung. Der bei den Versuchen mit natürlichem Zuge benutzte Rost hatte sich für die Verwendung von Unterwind als ungeeignet erwiesen und war, wie weiter unten ausgeführt, umgeändert worden.

4. In der vierten Versuchsreihe (siehe die Tabelle unter III) sollte, ähnlich wie bei der zweiten und dritten Versuchsreihe, der Einfluss vorgewärmter Pressluft auf die Verbrennung ermittelt werden.

Die besondere Herrichtung des Kessels für die verschiedenen Versuche geschah auf nachstehende Weise:

1. Um die Luft bei der ersten Versuchsreihe über das Feuer zu leiten, wurde eine doppelwandige Feuerhürzarge an-

gewendet, wie sie Howden ebenfalls benutzt. Die innere Wand jeder Zarge enthielt 48 mit  $\frac{5}{8}$  zölligem Gewinde versehene Löcher *A* (Textfig. 35), so dass man den Querschnitt der zugeleiteten Luftstrahlen durch Zuschrauben einzelner oder mehrerer dieser Löcher beliebig regeln konnte. Ferner waren in die untere Abschlussplatte jeder Feuerbrücke 7 Löcher *C* (Textfig. 35 bis 37) von 19 mm Dmr. gebohrt, welche sich mittels einer langen Zange von außen durch Bolzen schließen ließen. Je nach der Anzahl der offenen Löcher konnte daher eine größere oder geringere Luftmenge vom Aschfall in die Verbrennungskammer hinter der Feuerbrücke geleitet werden. Endlich war das letzte Ende jedes Rostes durch einen am Boden offenen, in der Decke 24 Löcher von 16 mm Dmr. enthaltenden Kasten *B* (Textfig. 35) bedeckt, um einzelne Luftstrahlen vom Aschfall rechtwinklig zwischen die über die Feuerbrücke streichenden Heizgase zu leiten. Diese Kästen wurden nur in den Versuchen 25 bis 31 (siehe die Tabelle unter I) angewendet; bei allen übrigen Versuchen mit natürlichem Zuge war dieser Teil der Rostfläche mit feuerfesten Steinen vermauert. Jeder Aschfall war, wie Textfig. 35 und 36 erkennen lassen, durch einen Vorbau aus Eisenblech luftdicht abgeschlossen. Durch den Vorbau musste sämtliche zu den Feuern geführte Luft strömen, sowohl die durch die Rosten tretende, als auch die unmittelbar dazu gelangende. Innerhalb dieses Vorbaues waren 2 Anemometer angebracht, welche die Geschwindigkeit der durchziehenden Luft maßten. Aus dieser Geschwindigkeit und der gleichzeitig am Thermometer abgelesenen Temperatur der Luft wurde das Gewicht der letzteren für jedes kg verbrannter Kohle berechnet, wie es die senkrechte Reihe 37 der Tabelle I angiebt. Die Temperatur der abziehenden Heizgase wurde durch ein Siemens'sches Pyrometer festgestellt, welches bei *E* (Textfig. 35) angebracht war. Für die Bestimmungen der Temperatur in der vorderen Rauchkammer, welche in den senkrechten Reihen 23 bis 25 der Tabelle I eingetragen ist, war das Pyrometer bei *F* (Textfig. 35) befestigt. Die Tabelle I enthält die Mittelwerte aus den einzelnen Versuchen dieser Reihe.

2. Die Herstellung des Unterwindes bei der zweiten Versuchsreihe übernahm ein Flügelradgebläse *E* (Textfig. 39) mit besonderer kleiner Dampfmaschine. Die darin erzeugte Pressluft durchströmte zuerst den Luftvorwärmer *F*, welcher indes nicht geheizt wurde, ging dann durch das Hauptrohr *G* und die beiden Zweigrohre *H* zu den Vorbauten der Aschfälle. Bei diesen Versuchen wurde die Geschwindigkeit der Luft nach ihrem Austritt aus dem Vorwärmer durch das bei *J* eingesetzte Anemometer (Textfig. 39) gemessen. Während der einzelnen Versuche erkannte man, dass es mit dem gewöhnlichen in der ersten Versuchsreihe benutzten Rost unmöglich war, befriedigende Erfolge zu erzielen. Wegen des geringen Durchmessers der Feuerbüchsen ließen sich nämlich die Feuer nicht so dick halten, wie dies für den Unterwind erforderlich wurde, weswegen sich im Feuer beständig Löcher bildeten, durch welche die Pressluft nutzlos entwich. Stellte man dicke Feuer her, so war der Raum zwischen Feueroberfläche und Feuerbüchsendecke so niedrig, dass eine genügende Vermischung des Sauerstoffes der durch die Löcher der Feuerhürzarge zugeleiteten Luft mit den brennbaren Gasen nicht ermöglicht werden konnte. Die weniger befriedigenden Ergebnisse dieser zweiten Versuchsreihe sind in den vorstehenden Tabellen fortgelassen.

Fig. 38.

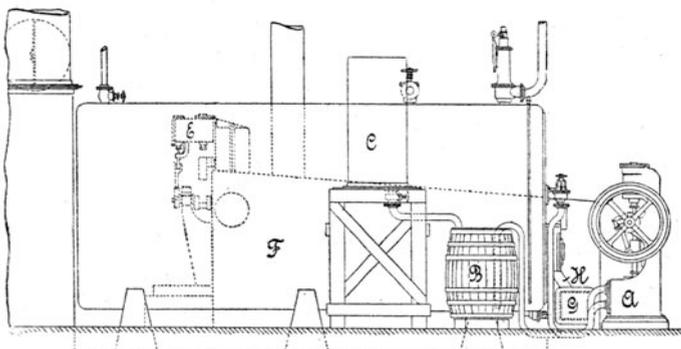
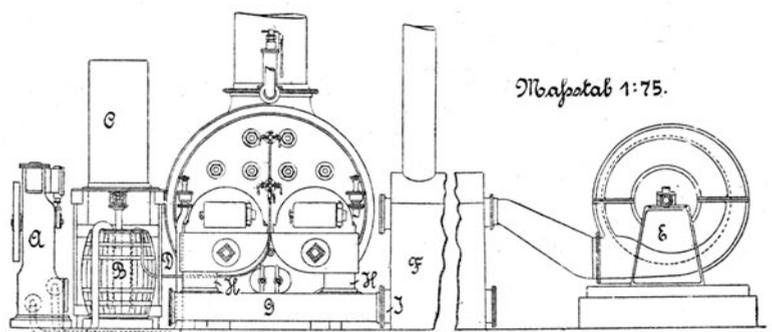


Fig. 39.



3. Während der dritten Versuchsreihe war die Rostanordnung entsprechend abgeändert. Zunächst lag die Rostfläche bedeutend tiefer; sie war 12,5 cm unter die Mittellinie der Feuerbüchse gerückt, wodurch man im Stande war, 28 cm dicke Feuer zu halten. Ferner wurde die freie Rostfläche, welche vorher  $\frac{1}{2,4}$  der gesamten betrug, auf  $\frac{1}{7}$  verkleinert, indem den Ferrando-Rosten ähnliche Querstäbe von 9 mm Dicke mit 2 mm Zwischenspalten zur Verwendung gelangten. Die übrige Anordnung blieb dieselbe wie bei der zweiten Versuchsreihe. Die Mittelwerte der Ergebnisse dieser dritten Reihe enthält die Tabelle II.

4. Bei den Versuchen der vierten Reihe wurde die für die dritte Reihe hergestellte Rosteinrichtung beibehalten und nur die Pressluft im Vorwärmer *F* erhitzt. Letzterer bestand aus 12 Stück 12,5 cm l. W. haltenden Rohren eines alten Root'schen Kessels, welche durch 2 Sammelkästen miteinander verbunden waren. Die Pressluft strömte durch ein gusseisernes Rohr von 23 cm Dmr. aus dem Flügelradgebläse in den Vorwärmer und trat durch ein eben solches Rohr von 25,4 cm Dmr. zu dem Vorbau der Aschfälle. Unterhalb der Vorwärmerrohre war ein Rost angebracht, auf welchem ein lebhaftes Koksfeuer unterhalten wurde. Die hieraus entstehenden Heizgase stiegen in dem die Vorwärmerrohre umgebenden Eisenblechmantel empor und wurden oben durch einen besonderen Schornstein abgeleitet. Im Vorwärmer wurde die Luft bis zu der in der senkrechten Reihe 26 der Tabelle III angegebenen Temperatur erhitzt. Die Mittelwerte der einzelnen Versuche der vierten Reihe giebt Tabelle III wieder.

Aus den Zahlen der vorstehenden Tabelle zieht Spence folgende Schlüsse:

1. Bei natürlichem Zuge ist es mit einer durch die Roste allein erfolgenden Luftzuführung unmöglich, eine befriedigende Verbrennung zu erzielen. Es muss vielmehr bei einer dem Versuchsroste ähnlichen Anordnung eine gewisse Luftmenge durch die Feuerthürzarge und Feuerthüren geradeswegs in das Feuer und durch die Aschfallabschlussplatte hinter die Feuerbrücke geleitet werden, um eine gute Verbrennung herzustellen. Diese Luft soll in Strahlen von 16 oder höchstens 19 mm Dmr. und in einem Gesamtquerschnitte gleich  $\frac{1}{24}$  bis  $\frac{1}{20}$  der freien Rostfläche zugeführt werden. Es wird hierbei mit genügend dicken Feuern noch immer äußerst schwierig bleiben, die Luftzufuhr über 20 kg für 1 kg Kohle zu steigern; in der Regel wird die Gefahr näher liegen, dass zu wenig, als dass überschüssig Luft zum Feuer gelangt. Bei genügend großer und, wie vorstehend ausgeführt, gut verteilter Luftzuführung lässt sich dieselbe Verdampfung wie bei gewöhnlichen Feuerungen, in denen alle Luft nur durch die Roste tritt, mit einer Ersparnis von etwa 10 pCt. Kohlen und einer Verminderung von vollen 50 pCt. sowohl in der Stärke als in der Dauer des Rauches inne halten.

2. Die besten, in der dritten Versuchsreihe festgestellten Ergebnisse mit Unterwind (Tabelle II) waren um 4,1 pCt. günstiger als die besten mit natürlichem Zuge. Die durch Verwendung von Unterwind erreichten Erfolge konnten aber nur dadurch erzielt werden, dass das Verhältnis  $\frac{\text{freie Rostfläche}}{\text{gesamte Rostfläche}}$  viel kleiner als für natürlichen Zug gewählt wurde. Mit Rücksicht auf die Spannung der Pressluft erschien es für den Versuchskessel wirtschaftlicher, sie auf etwa 9 mm Wassersäule im Aschfall zu halten und höchstens 170 kg Kohlen auf 1 qm Rostfläche in der Stunde zu verbrennen, als durch stärkere Pressung eine noch größere Verbrennung anzustreben.

3. Eine gleiche Ueberlegenheit von 4,1 pCt. zeigte die vorgewärmte Pressluft gegenüber der kalten bei den gelungensten Versuchen der vierten Reihe (Tabelle III).

Durch die vorstehend erörterten Versuche von Howden, Hoadley und Spence ist der Beweis erbracht, dass sich durch die Vorwärmung der zur Verbrennung benutzten Pressluft ein gewisser, wenn auch geringer, Vorteil erreichen lässt. Spence ist der einzige, welcher die durch Vorwärmung der Luft um etwa 100° C. erreichte Kohlenersparnis bestimmt und auf etwa 4 pCt. für einen Kessel von gleicher Bauart und Aufstellung, wie sie ein Schiffskessel besitzt, festgestellt hat. Hoadley beziffert sie

dagegen bei einer Temperaturerhöhung der Luft bis etwa 160° C. für einen eingemauerten Kessel auf 10 bis 15 pCt., wovon noch die auf Rechnung des künstlichen Zuges zu setzende Ersparnis abzuziehen ist. Aus den hiernach sich ergebenden geringfügigen Zahlen geht hervor: dass die Vorwärmung der Verbrennungspressluft nur dann von wirtschaftlicher Bedeutung werden kann, wenn hierzu die Wärme der abziehenden Heizgase ausgenutzt wird, ein besonderer Brennstoffverbrauch also nicht eintritt, wenn ferner der Vorwärmer bei geringen Anschaffungs- und Unterhaltungskosten so wirksam ist, dass er eine mindestens 100° C. betragende Temperaturerhöhung der Pressluft hervorbringt.

### k) Ausgiebige Vorwärmung des Speisewassers.

So alt die Vorwärmung des Speisewassers durch den Abdampf von Auspuffmaschinen ist, so verhältnismäßig neu ist die besondere Erwärmung des den Kondensator verlassenden Speisewassers der Schiffsmaschinen. Die ersten nach dieser Richtung ausgeführten Schritte von Weir und Mac-laine bezweckten lediglich die Herbeiführung einer längeren Dauer der Schiffskessel, während Howden und Kemp damit in jüngster Zeit auch eine Brennstoffersparnis zu erreichen trachteten.

#### a) Vorwärmer von Weir.

Das unmittelbar aus dem Kondensator kommende, sich durchschnittlich nicht viel über 35° C. in seiner Temperatur erhebende Speisewasser kühlt die in der Nähe der Mündung des im Kesselinnern liegenden Speiserohres befindlichen Teile der Wände, Anker und Rohre, namentlich bei hohen Dampftemperaturen, empfindlich ab. Die erkaltenden Kesselteile ziehen sich zusammen und rufen stärkere Beanspruchungen der Nietverbände hervor, welche schliesslich das Leckwerden des Kessels verursachen. Je näher die Temperatur des in den Kessel tretenden Speisewassers der Dampftemperatur kommt, um so mehr fällt diese Erscheinung fort. Bei kräftiger Erwärmung lässt das Speisewasser aber auch den größten Teil der Luft sowie der fettigen und unlöslichen Bestandteile, welche von der Cylinderschmierung bezw. dem Zusatzwasser herrühren, im Vorwärmer zurück, wodurch der weitere Vorteil einer fast luft-, fett- und salzfreien Speisung erzielt wird; denn die Abwesenheit von Luft und Fett schränkt, wie früher auseinandergesetzt wurde, die innere Abrostung im Kessel ebenso sehr ein, wie das Fehlen des Salzgehaltes die Niederschläge verringert.

Bei seinem ersten Vorwärmer, Tafel III Fig. 1, beabsichtigte Weir<sup>1)</sup> aufser der Temperaturerhöhung des Speisewassers besonders die Entfernung der von den Maschinenspeisepumpen der Oberflächen-Kondensationsmaschinen vielfach mitgesaugten Luft. Diese Pumpen drückten das Wasser durch das Rohr *a* in einen behufs Abscheidung der Luft oben offenen Behälter *b*. Das Wasser trat dann in das mittels Schwimmerventiles abgeschlossene Rohr *c*, welches im Dampfabgangsrohr über dem Kondensator mündete. Die Luftleere saugte, so lange das Schwimmerventil geöffnet war, Wasser aus *b* an und riss es in das siebartig durchlöchernte Rohr *d*, in welchem es herabfließend gegen die verschiedenen, eine möglichst große Zerteilung des Wassers bewirkenden Scheiben *e* stossen musste. In dem Rohre *d* erfolgte die Erwärmung des Wassers durch den Abdampf der Maschine. Das heiße Wasser floss darauf in den geschlossenen Behälter *f*, aus dem es eine besondere Dampfpumpe *i* in die Kessel beförderte. Ein in *f* angebrachter Schwimmer *g* stand durch ein Gestänge mit dem Dampf- absperrrhahn *h* der Pumpe in Verbindung und brachte sie zum Stillstande, wenn zu wenig Wasser in *f* vorhanden war.

Dieser Vorwärmer war indes wenig wirksam, weil der Temperaturunterschied zwischen dem Abdampf und dem Speisewasser bei den meisten Schiffsmaschinen höchstens 40° C. beträgt. Die geringe Erwärmung des Speisewassers reichte da-

<sup>1)</sup> Englische Patentschrift vom 27. Oktober 1880.

her nicht hin, um aus ihm vor dem Eintritt in den Kessel nennenswerte Mengen von kohlen-sauren Salzen sowie Kali- und Magnesiaverbindungen niederzuschlagen, so dass eigentlich nur eine Entlüftung des Speisewassers erzielt wurde.

Weir sah sich denn auch bald zu einer Umgestaltung seines Vorwärmers gezwungen. Er ließ das von den Maschinenspeisepumpen geförderte Wasser unter Fortfall des offenen Behälters *b* gleich in den verschlossenen, im oberen Teile des Maschinenraumes aufgestellten Behälter *f* gehen, welcher das vorbeschriebene Rohr *d* mit den Scheiben *e* und ein Luftabführrohr enthielt. In diesen Behälter leitete er den Dampf aus der Zwischenkammer vor dem Niederdruckcylinder der Schiffsmaschine. Die Dampfpumpe *i* befestigte er an der Wand des Behälters *f* und regelte ihren Dampf- absperrhahn wie früher durch den in *f* liegenden Schwimmer *g*. Die in England patentierte Pumpe *i*<sup>1)</sup> ist eine von den bekannten ohne drehende Bewegung. Der so verbesserte Vorwärmer lieferte ein ziemlich luft-, fett- und salzfreies Speisewasser von 80 bis 90° C. Temperatur. Mit einem Vorwärmer dieser Art war auch die Kirk'sche Dreifach-Expansionsmaschine des Dampfers »Aberdeen« versehen, und zwar, wie Kirk selbst sagt, hauptsächlich zur Schonung der Kessel.

#### b) Vorwärmer von Maclaine<sup>2)</sup>.

2 Cylinder I und II, Tafel III Fig. 2 und 3, sind gewöhnlich derartig nebeneinander am Kondensator zwischen Zisterne und Maschinenspeisepumpen befestigt, dass II etwas höher als I liegt. In I tritt bei *A* das Speisewasser und bei *K* das Zusatzwasser ein, umfließt den kegelförmigen Körper *B* und gelangt durch dessen Oeffnungen in feinen Strahlen zu dem siebartig durchlöcherten Rohre *C*, aus welchem der dem Kessel oder einer Zwischenkammer der Maschine entnommene, zum Vorwärmen bestimmte Dampf entweicht. Die Vermischung der gegeneinander strömenden Dampf- und Wasserstrahlen hat eine schnelle Kondensation des Dampfes und Erwärmung des Wassers zur folge. Hierbei wird zunächst die dem Wasser beigemengte Luft frei, steigt im Raume *D* in die Höhe und geht durch seine oberen Oeffnungen und das Verbindungsrohr *E* in den Cylinder II, aus welchem sie durch das Rohr *F* entweder in den oberen Teil der Zisterne oder nach irgend einer anderen Ablassstelle entfernt wird.

Da ferner der Querschnitt des Cylinders I etwa 8 mal so groß als der der Speiseröhre ist, so hat auch das Oel Zeit, sich abzuschneiden und ebenfalls durch *E* in den Cylinder II zu treten, wobei es sich auf der Wasser Oberfläche sammelt und je nach der im Wasserstandsglase angezeigten Höhe durch die Hähne *G G* abgelassen wird. Fängt man das Oel auf, so kann man es entweder unmittelbar oder, nachdem es

eine Reinigungsvorrichtung durchlaufen hat, wieder zur Schmierung benutzen. Das erwärmte Speisewasser wird aus dem unteren Raume des Cylinders I entweder durch das Rohr *M* mittels der Maschinenspeisepumpen oder durch das Rohr *N* mittels der Dampfpumpe in die Kessel geschafft.

Benutzt man zur Speisung nicht die Maschinen- sondern eine besondere Dampfpumpe, so kann die Dampf- absperrovorrichtung *K* dieser Pumpe wie beim Weir'schen Vorwärmer durch den Schwimmer *H* des Cylinders II geregelt werden, nachdem man dessen Stand demjenigen des normalen Wasserstandes im Kessel angepasst hat.

Eine Kohlenersparnis lässt sich weder durch einen Weir'schen, noch durch einen Maclaine'schen Vorwärmer erreichen; denn die Wärme, welche jedes zur Erwärmung des Speisewassers verbrauchte Kilogramm des Zwischenkammerdampfes abgeben kann, ist um die mindestens 40 W. E. betragende äulere latente Wärme geringer, als die zu seiner Erzeugung aufgewendete; mithin ist es zweckmäßiger, diese Dampf- wärme zur Arbeitsleistung im Niederdruckcylinder zu verwenden und die Vorwärmung unmittelbar durch die Heizgase zu bewirken, wie dies bei den nachstehend beschriebenen Einrichtungen geschieht.

#### c) Vorwärmer von Howden.

Schon wenn man sich die Erfahrungen vergegenwärtigt, welche mit dem schnellen Verschleiß der Ueberhitzerrohre gemacht wurden, kann man ein gewisses Bedenken gegen die Dauerhaftigkeit der von Howden zur Vorwärmung der Luft in die Rauchfänge eingebauten, auf Seite 34 beschriebenen Rohrbündel nicht unterdrücken. Praktischer ist es daher jedenfalls, wenn man statt des Luftvorwärmers einen Speisewasservorwärmer im Rauchfange anordnet, dessen auf einer Seite stets vom Wasser berührte Rohre eine größere Widerstandsfähigkeit besitzen, als die auf der einen Seite ebenfalls von den Heizgasen, auf der anderen aber nur von Luft bzw. Dampf umgebenen Rohre der Luftvorwärmer bzw. Ueberhitzer. Nach den bis jetzt vorliegenden Erfahrungen ist es außerdem noch vorteilhafter, statt der Verbrennungsluft das Speisewasser möglichst vorzuwärmen. Hält man sich indes nur an den nachstehend mitgeteilten von Howden<sup>1)</sup> angestellten Versuch, dann scheint es, als ob ein Luftvorwärmer die Wärme der abziehenden Heizgase viel besser ausnütze als ein Speisewasservorwärmer. Howden verglich nämlich die Wirksamkeit des Luftvorwärmers während des gewöhnlichen Betriebes auf See in dem Kessel des Dampfers »New York City« mit dem Speisewasservorwärmer eines von ihm zu diesem Zwecke hergerichteten Kessels, welcher seine Heizgase sämtlich durch diesen Vorwärmer entließ.

Die Ergebnisse des Vergleiches lassen sich aus folgender Zusammenstellung ersehen:

Versuch mit dem	Heizfläche qm	In 1 Sek. zogen durch den Vorwärmer	Geschwindigkeit der Luft- bzw. Wassermenge im Vorwärmer m i. d. Sek.	Temperaturzunahme der Luft bzw. des Wassers im Vorwärmer ° C.	Spez. Wärme der Luft bzw. des Wassers	1 kg Kohle, welches auf dem Rost verbrannte,	Den aus 1 kg verbrannter Kohle entstehenden abziehenden Heizgasen wurden demnach entzogen:
Luftvorwärmer . . .	21,36	125 kg Luft	7,6199	105	0,238	verbrauchte 17,5 kg Luft	$105 \cdot 0,238 \cdot 18,5 = 462,32$ W. E.
Speisewasservorwärmer	28,24	34 kg Wasser	0,0076	14	1,000	verdampfte 10 kg Wasser	$14 \cdot 1 \cdot 10 = 140$ W. E.

Hiernach wären den abziehenden Heizgasen im Luftvorwärmer trotz seiner kleinen Heizfläche auf 1 kg verbrannter Kohle mehr als dreimal so viel Wärmeeinheiten entzogen wie im Speisewasservorwärmer. Gegen diese Zahlen lässt sich zunächst einwenden, dass die von Howden ermittelte Erwärmung der Luft wahrscheinlich zu hoch angegeben ist und der Wirklichkeit insofern nicht entspricht, als seine Thermometer der strahlenden Wärme der umgebenden heißen Kesselwände zu sehr ausgesetzt waren und demnach nicht die sehr schwierig zu ermittelnde Temperatur der vorbeistreichenden

Luft, sondern nur die Temperatur ihres eigenen Körpers anzeigten. Andererseits ist die Erwärmung des Wassers von nur 14° C. in dem Speisewasservorwärmer eine so geringe, dass letzterer gegenüber den sonst im Betriebe befindlichen als ein höchst mächtig wirkender angesehen werden muss.

Dagegen soll der Vorwärmer von Kemp, von welchem nachstehend die Rede sein wird, bei der allerdings sehr großen Heizfläche von 315 qm das Speisewasser um 133° C. erwärmt haben. Bei einer solchen Vorwärmung muss mindestens eine 10fache Verdampfung eintreten, so dass hier den aus 1 kg verbrannter Kohle entstehenden, im Abzuge begriffenen Heiz-

<sup>1)</sup> Engineering 1881 II. S. 401.

<sup>2)</sup> The Engineer 1887 II. S. 265.

<sup>1)</sup> Transactions of the institution of naval architects 1886 S. 192.

gasen noch  $133 \cdot 1 \cdot 10 = 1330$  W. E., oder beinahe zehnmal mehr als im Howden'schen Speisewasservorwärmer und etwa 3 mal mehr als in seinem Luftvorwärmer entzogen wurden. Die Ergebnisse des Kemp'schen Versuches sind, wie später nachgewiesen wird, ebenso unbestimmt und darum auch ebenso anfechtbar, wie die Howden'schen; trotzdem ist aber die grössere Glaubwürdigkeit auf ihrer Seite, weil die Wärmeleitfähigkeit<sup>1)</sup> des Wassers sehr viel grösser als die der Luft ist, mithin das Wasser die Wärme viel schneller als die Luft in sich aufnehmen kann, wie schon die mit Wasser gekühlten Oberflächenkondensatoren gegenüber den mit Luft gekühlten und die allgemeine Praxis, eine glühende Platte durch Begiessen mit Wasser und nicht durch Ueberleiten eines Luftstromes schnell abzukühlen, beweisen.

Sowohl die Versuche von Howden als auch die von Kemp leiden an einer gewissen Oberflächlichkeit; beide sind lediglich zum Zwecke der Empfehlung ihrer Patente durchgeführt und haben natürlich das erwiesen, was man vor dem Versuch anstrebte. Es ist deshalb zu wünschen, dass durch weitere, mit grösserer wissenschaftlicher Schärfe angestellte Untersuchungen eingehendere Aufschlüsse über den gegenseitigen Wert der Speisewasser- und der Luftvorwärmung erbracht würden.

<sup>1)</sup> Nach Müller-Pouillet's Lehrbuch der Physik, bearbeitet von Pfaundler, VIII. Aufl. II. B. II. Abt. S. 539 ist nach Versuchen von Despretz die Wärmeleitfähigkeit des Wassers etwa 95 mal geringer als die des Kupfers, dagegen diejenige der Luft nach Versuchen von Stefan (siehe ebendasselbst S. 543) ungefähr 18000 mal geringer als die des Kupfers. B.

d) Vorwärmer von Kemp.

Kemp's<sup>1)</sup> Schiffskessel mit Speisewasservorwärmer, von ihm »Hoch- und Niedertemperaturkessel« genannt, wurde zuerst in einen französischen Frachtdampfer »Bléville« eingesetzt, welcher bei der Firma Stephen & Sons in Glasgow, deren Mitinhaber Kemp ist, erbaut und Ende des Jahres 1886 erprobt worden ist<sup>2)</sup>.

Der Dampfer hat 91,43 m Länge, 12,19 m Breite und 7,46 m mittleren Tiefgang und ist mit Wasserballasttanks versehen. Seine Dreifach-Expansionsmaschine mit gewöhnlicher Dreikurbelanordnung arbeitet mit 11,25 kg/qcm Ueberdruck; die Cylinder haben bezw. 53,3 cm, 83,8 cm und 132 cm Dmr. bei 106 cm Hub. Den Dampf erzeugen 2 cylindrische Kessel von 3,22 m Dmr. und 3,04 m Länge. Jeder Kessel hat zwei gewellte Feuerbüchsen von 1,06 m Dmr.; beide Kessel zusammen umschliessen eine Rostfläche von 6,688 qm und eine Heizfläche von 164,25 qm.

In dem Rauchfange jedes Kessels liegen 4 Bündel von schmiedeisernen, 51 mm i. L. weiten, wagerechten Rohren von 2,75 m Länge, welche das Speisewasser durchströmen muss, ehe es in den Kessel gelangt (Textfiguren 40—42).

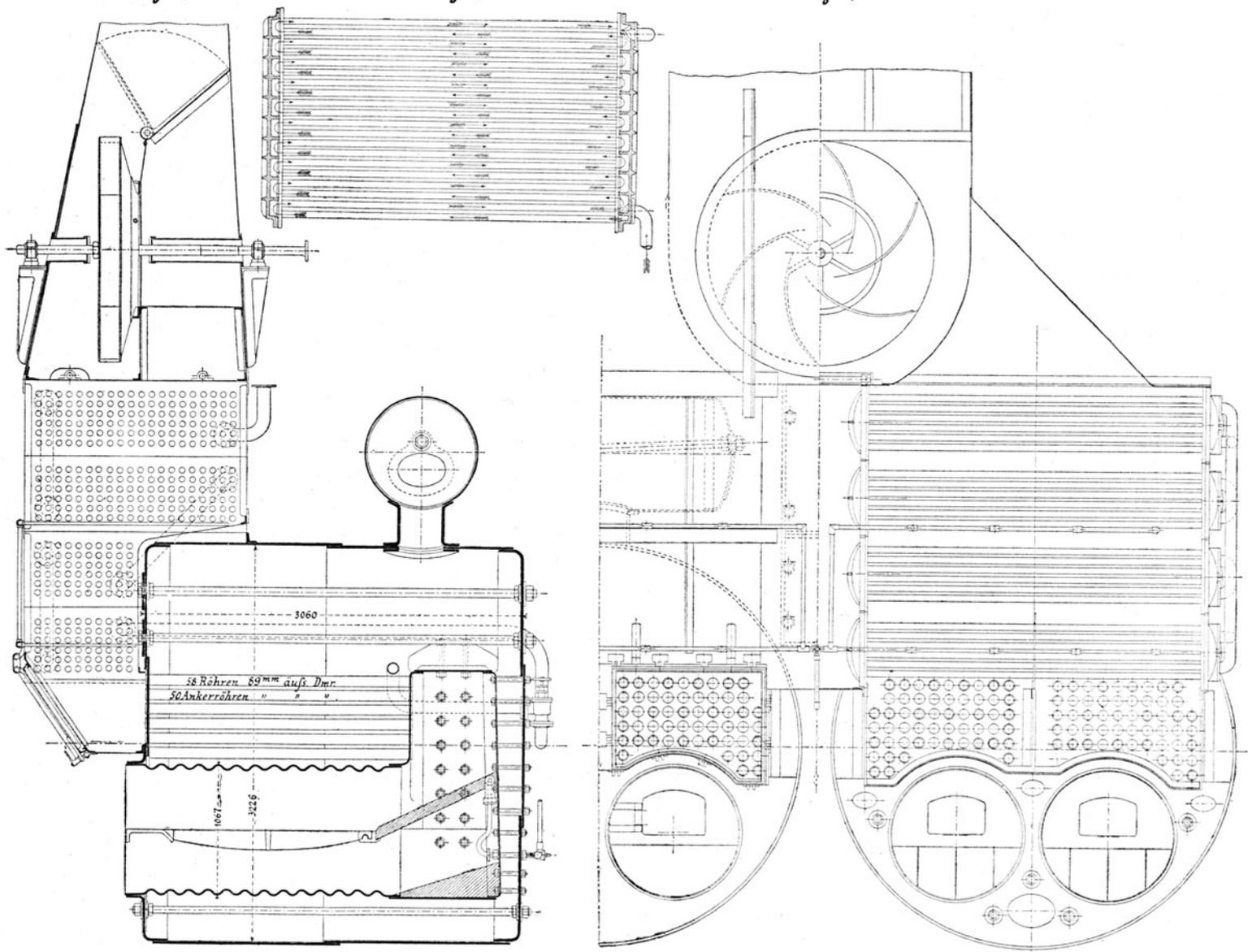
<sup>1)</sup> Engineering 1887 I. S. 54.

<sup>2)</sup> Die Anregung zur Herstellung einer solchen Anlage ging von dem bekannten Maschineninspektor der Sloman'schen Reederei in Hamburg, Hrn. von Essen aus, wie ich leider in der Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure Jahrgang 1887 S. 436 erst las, als dieser Teil meines Aufsatzes bereits druckfertig war. B.

Fig. 40.

Fig. 41.

Fig. 42.



Zwei dieser Rohrbündel befinden sich in der vorderen Rauchkammer unmittelbar über den Feuerrohren, die beiden anderen im Schornsteinhals. Die Vorwärmerrohre sind in ihre 25 mm starken, stählernen Rohrwände eingeschraubt und nach außen hin durch Stahlgussdeckel abgedichtet. Die inneren Flächen der Deckel besitzen vorspringende Rippen, die sich so an die Zwischenräume zwischen den Rohren anlegen, dass sie je zwei senkrecht benachbarte Rohrreihen miteinander verbinden, von den anderen aber trennen. Hierdurch entstehen vor den Rohröffnungen einzelne kleine Kästen, in welchen sich das an der Oberfläche der Rohre entlang fließende stärker erwärmte Wasser mit dem in ihrem Innern stehenden kälteren Wasser vermischen kann. Das von der Speisepumpe geförderte Wasser wird unten in die hintersten senkrechten Reihen des oberen Rohrbündels gepumpt und muss dann gleichzeitig die sechs übereinander liegenden Rohre dieser senkrechten Reihe durchlaufen, um, auf der gegenüberliegenden Seite angekommen, in die zweite senkrechte Reihe zu treten, und so jede folgende Reihe durchströmen, bis es die vorderste Reihe dieses Bündels erreicht hat, worauf es durch ein Ueberleitungsrohr zur vordersten Rohrreihe des zweiten Bündels gelangt. In diesem durchfließt es die senkrechten Reihen von vorn nach hinten, geht dann in das dritte Bündel, es von hinten nach vorn, und endlich in das vierte Bündel, dieses wieder von vorn nach hinten durchlaufend, bis es endlich nach Zurücklegung des durch die senkrechten Reihen der Vorwärmerrohre eines Kessels gebildeten Weges von 160 m in den Kessel tritt. Da das kältere, von der Speisepumpe kommende Wasser in das oberste, von den am meisten abgekühlten Heizgasen umspülte Rohrbündel gedrückt wird und erst mit zunehmender Erwärmung nach und nach mit den heißeren Heizgasen in den unteren Rohrbündeln in Berührung kommt, so ist die Gegenströmung vollkommen durchgeführt.

Die Wirksamkeit des Vorwärmers wurde dadurch untersucht, dass man bei den verschiedenen Probefahrten mit künstlichem und natürlichem Zuge Thermometer in die Speiserohrleitung kurz vor ihrem Eintritt in die Rohrbündel und dicht vor ihrem Anschluss an den Kessel einschaltete. Diese Thermometer sollen im Durchschnitt 49° C. bzw. 182° C. angezeigt haben, so dass sich das Wasser im Vorwärmer um 133° C. erwärmt hätte und fast mit der dem Kesseldruck von 11,25 kg/qcm Ueberdruck entsprechenden Temperatur von 188° C. in den Kessel getreten wäre. Leider fehlen alle Angaben darüber, ob diese Erwärmung bei natürlichem oder künstlichem Zuge stattfand. Wahrscheinlich geben die Zahlen die überhaupt beobachtete größte Erwärmung des Speisewassers an, wie der nachstehende Vergleich zwischen der vom Speisewasser aufgenommenen und der von den Heizgasen abgegebenen Wärmemenge lehrt.

Die Temperatur der Heizgase wurde durch zwei Pyrometer bestimmt, von denen eins in der vorderen Rauchkammer, gegenüber den Feuerrohren unterhalb der untersten Vorwärmerrohre, das andere im Schornsteinhals über den obersten Vorwärmerrohren angebracht war. An dem ersteren wurden bei gewöhnlichem Zuge etwa 340° C., bei künstlichem Zuge etwa 560° C., an dem letzteren etwa 150° C. bzw. 180° C. abgelesen, so dass die Heizgase beim Durchstreichen des Vorwärmers etwa 190° C. bzw. 380° C. verloren hätten.

Nimmt man an, dass bei so beträchtlicher Vorwärmung des Speisewassers mindestens auf eine zehnfache Verdampfung

zu rechnen ist, so mussten auf 1 kg verbrannter Kohle  $133 \cdot 10 = 1330$  W. E. an das Speisewasser abgegeben worden sein, während die aus 1 kg verbrannter Kohle entstehenden Heizgase bei natürlichem Zuge mit einer Luftzuführung von 19 kg nur  $20 \cdot 0,25 \cdot 190 = 950$  W. E. abgeben konnten, wenn man ihre spezifische Wärme mit 0,25 in Rechnung setzt. Sollte die Wärmemenge von 1330 W. E. wirklich an das mit 1 kg Kohle verdampfte Wasser abgegeben worden sein, so hätten bei natürlichem Zuge schon 27 kg Luft für 1 kg Kohle zum Feuer geführt werden müssen, und dann wäre noch nicht auf die Einschränkung der Wärmeleitfähigkeit der Rohre durch die eintretende Rufsbedeckung sowie auf die Strahlungsverluste usw. Rücksicht genommen.

Beim Fahren mit künstlichem Zuge kann das mitgeteilte Ergebnis indessen erreicht worden sein, weil hier den abziehenden Heizgasen für 1 kg verbrannter Kohle unter Beibehaltung der Werte:

$$20 \cdot 0,25 \cdot 380 = 1900 \text{ W. E.}$$

entzogen sein sollen. In diesem Falle blieb noch ein Unterschied von  $1900 - 1330 = 570$  W. E. übrig, welcher auf Rechnung der verschiedenen durch Strahlung, Rufsablagerung usw. herbeigeführten Wärmeverluste sowie der Ungenauigkeit der Messungen zu setzen wäre.

Kemp hat auch versucht, den Widerstand zu messen, den das Wasser beim Durchfließen des 160 m langen Weges und dem damit verknüpften sechzigmaligen Richtungswechsel im Vorwärmer erleidet. Er schaltete ein Manometer in die Speiserohrleitung vor dem Vorwärmer ein und fand, dass es bei jedem Hube der Pumpe etwa nur 0,28 bis 0,35 kg mehr Druck anzeigte als das Kesselmanometer, wonach also der Widerstand nicht sehr groß war. Die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser durch den Vorwärmer strömte, betrug nach von Essen<sup>1)</sup> 0,178 m i. d. Sek., und es blieb bei 60 Umdrehungen der Maschine und etwas über 1/2 Füllung des Hochdruckzylinders 30,5 Minuten im Vorwärmer.

Um die Maschinenleistung beliebig zu erhöhen oder in den Tropen bei Windstille den nötigen Zug zu erzeugen, oder um endlich geringere Kohlenarten verwenden zu können, ist in dem Schornsteinhals über dem Vorwärmer ein Allen'sches Flügelradgebläse von 1,82 m Flügelraddurchmesser angeordnet, welches, durch eine besondere kleine Dampfmaschine getrieben, die Luft von unten durch die Roste und das Feuer ansaugt und oben in den Schornstein presst. Dieses Flügelrad soll so gut gearbeitet haben, dass es bereits bei 500 Min.-Umdr. eine Luftpressung von 50 mm Wassersäule hervorbrachte, während nur eine Pressung von 13 bis 20 mm nötig war. Eine oberhalb des Flügelrades im Schornstein eingeschaltete Klappe zwingt die Heizgase, wenn geschlossen, beim Betriebe des Flügelrades, also bei künstlichem Zuge, durch dieses hindurchzugehen, und, wenn offen, beim Fahren mit natürlichem Zuge mit dessen Umgehung unmittelbar ins Freie zu entweichen.

Die Probefahrten des Dampfers »Bléville« lieferten nach Engineering und nach den jetzt hinzu gekommenen Mitteilungen von Essen's die in der folgenden Tabelle zusammengestellten Ergebnisse:

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1887 S. 438.

No. des Versuches	Art des Versuches	Im Betriebe befindliche Kessel	Dampf-überdruck im Kessel kg/qcm	Min.-Umdr. der Maschine	Maschinenleistung ind. Pfkr.	Schiffsgeschwindigkeit S.-M.	Kohlenverbrauch in 24 Stdn. t	Kohlenverbrauch für die ind. Pfkr. und Stunde kg	Kohlenverbrauch auf 1 qm Rostfläche in der Std. kg
1	Schwacher künstlicher Zug	2	11,00	70	1227,9	11,5	—	—	—
2	Natürlicher Zug	2	10,50	60	896,5	10,5	11,5	0,543	72,67
3	Künstlicher Zug (25 mm Wassersäule)	1	10,12	56	715,0	10,0	—	—	—
4	Natürlicher Zug	1	—	—	—	8,5	—	—	—

Auf seiner ersten Fahrt von Glasgow nach Havre soll der Dampfer täglich 10,5 t schottische Kohle verbraucht und eine durchschnittliche Geschwindigkeit von 10 Knoten innegehalten haben. Nach den vorstehenden Probefahrtsergebnissen musste die Maschine 715 Pfkr. indizieren, um das Schiff mit 10 Knoten Geschwindigkeit vorwärts zu bewegen, so dass sich unter Zugrundelegung dieser Zahlen der mittlere Kohlenverbrauch

auf See auf etwa 66 kg für 1 qm Rostfläche und Std. oder auf rund 0,63 kg für 1 ind. Pfkr. und Std. berechnet.

Vergleicht man diese auf See mit der Kemp'schen Speisewasservorwärmung erhaltenen, also der Wirklichkeit am meisten entsprechenden Leistungen mit den unter gleichen Verhältnissen von Howden bei der Luftvorwärmung erzielten, so ergibt sich:

1	2	Name des Schiffes	Abmessungen des Schiffes			Kessel		Heizfläche im Vorwärmer	Dampfdruck	Maschine			Stündl. Kohlenverbrauch		Schiffgeschwindigkeit s.-M.
			Länge	Breite	Tiefgang	Rostfläche	Heizfläche			System	Mittl. Min.-Umdr.	Ind. Pfkr.	für 1 ind. Pfkr.	auf 1 qm Rostfläche	
Howden	Luftvorwärmung	New-York-City	79,24	10,51	6,85	3,340	122,60	21,36	5,6	2-Cylinder-Kompound	60	623	0,63	120	9,5
Kemp	Speisewasservorwärmung	Bléville	91,43	12,19	7,46	6,688	146,25	315,00	10,5	Dreifach-Expansions	56	715	0,63	66	10,5

Wie aus diesem Vergleiche hervorgeht, brachte es die von Howden in seiner Feuerung erzielte vollkommene Verbrennung dahin, dass trotz seines weniger sparsamen Maschinensystemes und trotz seiner der Speisewasservorwärmung unterschieden nachstehenden Luftvorwärmung der Kohlenverbrauch auf See nicht hinter demjenigen von Kemp mit der besseren Maschine und den leistungsfähigeren Kesseln zurück blieb. Hierzu kommt, dass sich der Kemp'sche Vorwärmer, wie sich inzwischen herausgestellt hat, während des späteren Betriebes durchaus nicht bewährte. Da das Wasser darin bis zur Dampftemperatur erhitzt werden sollte, so kam es vor, dass in den unteren Rohren schon die Verdampfung wirklich vor sich ging, wodurch deren innere Wandungen ungekühlt blieben und die Heizgase diese Rohre durchbrannten. Während der Fahrt musste man die auf diese Weise undicht gewordenen Rohre zustopfen, um sie im Hafen wieder zu erneuern. Dieser Fall trat schliesslich so häufig ein, dass der ganze Vorwärmer auf der Reise abgestellt werden und das Schiff ohne ihn mit verringerter Maschinenleistung weiter fahren musste. Unter solchen Umständen entschloss man sich endlich, den Vorwärmer mit sammt den Kesseln gegen neue Kessel der gewöhnlichen Art auszuwechseln.

Dieser erste fehlgeschlagene Versuch scheint Kemp indes nicht entmutigt zu haben; denn in Verfolg seiner sehr richtigen Absicht, die Speisewasservorwärmung durch die abziehenden Heizgase in ausgiebiger Weise zu bewirken, hat er sich unterm 10. August 1887 in England<sup>1)</sup> die auf Tafel III Fig. 4 dargestellte Anordnung des Vorwärmers für einen Einzelkessel und die dort Fig. 5 gezeichnete für einen Doppelkessel patentiren lassen. Der wesentlichste Unterschied zwischen der jetzigen und der früheren Einrichtung des Vorwärmers besteht darin, dass die Rohre der einzelnen Bündel nicht mehr vom Wasser, sondern von den Heizgasen durchströmt werden, das Wasser also in einzelne von den Feuerrohren durchzogene Behälter eingeschlossen ist. In den neuen Vorwärmern kann sich das Wasser nicht mehr so lange aufhalten wie in den alten, und da auch die Anzahl der Rohre verringert zu sein scheint, die Heizfläche daher vermindert ist, so kann eine starke, zur Dampfbildung Veranlassung gebende Erwärmung innerhalb derselben kaum noch vorkommen. Außerdem ist die Zugänglichkeit der Rohre eine ungleich bessere als die frühere, und ihre Dichtung in den Rohrwänden, welche der gewöhnlichen Feuerrohrdichtung entsprechen dürfte, ist leichter zu bewirken.

Sollten sich Kemp's neue Vorwärmer besser bewähren als die alten, so wäre vielleicht ihre Verbindung mit Howden's Feuerung ganz empfehlenswert, weil eine solche Vereinigung wahrscheinlich bessere Ergebnisse liefern würde, als sich bis jetzt durch jede Einrichtung allein erreichen liefs. Diese Verbindung könnte dadurch hergestellt werden, dass man einen der neuen Kemp'schen Kessel mit Howden's Feuerung versähe und die für den schwachen künstlichen Zug erforder-

liche Luft durch das im Schornstein befindliche Flügelrad aus dem wärmeren Teile des Kessel- und Maschinenraumes durch Kanäle in der vorderen Rauchkammer, ähnlich wie sie Wyllie anordnet, und durch die Feuerung bzw. den Aschfall ansaugte. Die Vorwärmung der Luft würde dann allerdings nur sehr gering ausfallen; sie ist aber auch nach früherem ganz unwesentlich gegenüber der gut verteilten Luftzufuhr unter und oberhalb des Feuers. Da der von Howden angewendete Unterwind, ebenso wie der künstliche Zug von Kemp, nur ziemlich schwach war, so steht einer solchen Verbindung kaum ein anderes Hindernis entgegen, als — eine Einigung der beiden Patentinhaber.

Trotzdem die angeführten, in weiteren Kreisen bekannt gewordenen Versuche einer ausgiebigen Vorwärmung des Speisewassers teilweise wenig glaubwürdige und dabei recht lückenhafte Ergebnisse zu tage förderten, so lassen sie doch so viel erkennen, dass es bedeutend wirtschaftlicher ist, die abziehenden Heizgase der mit künstlichem Zuge oder Unterwind betriebenen Kessel zur Vorwärmung des Speisewassers als zur Vorwärmung der Verbrennungsluft zu benutzen.

#### 1) Speisewassergängung durch destillirtes Wasser.

Auf S. 10 sind die Gründe aufgezählt, welche es bei hohen Dampfspannungen notwendig machen, statt des dem Kühlwasser des Kondensators entnommenen Zusatzwassers von den Speisepumpen vollkommen reines, destillirtes Wasser mitsaugen zu lassen.

Dieser Zweck lässt sich erreichen:

- durch Verdampfer, wie sie in der englischen Marine gebräuchlich sind,
- durch den Verdampfer von Smillie,
- » » » von Jones,
- » » Hilfskessel, wenn ein Verdampfer erspart werden soll.

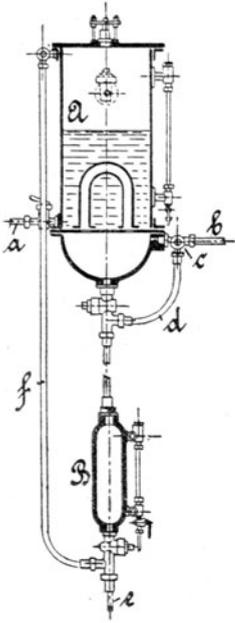
##### a) Die Verdampfer der englischen Marine.

Seit mehreren Jahren schon wird in der englischen Marine das Zusatzwasser für alle Kessel von Lokomotivart durch Destilliren von Meerwasser gewonnen, und letzthin ist dieses Verfahren für sämtliche neuen Kessel vorgeschrieben worden. Die Destillation geschieht auf 2 verschiedene Arten.

Bei der ersten und älteren Art leitet man Kesseldampf durch ein von Seewasser umspültes Rohrbündel. Die Dampfwärme bringt das Wasser zum Kochen; das hierbei aus dem Dampfe entstehende Kondensationswasser wird zum Kessel zurückgeführt, wogegen die aus dem Seewasser gebildeten Dämpfe in den Kondensator der Maschine geleitet werden, mit welchem der Verdampfer in Verbindung steht, so dass die Dampfbildung in letzterem unter Einfluss der Luftleere vor sich geht, wie dies auch bei den nachstehend beschriebenen Verdampfern von Smillie und Jones der Fall ist. Im Kon-

<sup>1)</sup> Engineering 1887 II S. 447.

Fig. 43.



densator niedergeschlagen, liefern diese Dämpfe das erforderliche Zusatzwasser.

Bei der zweiten Art, Textfig. 43, wird das zu verdampfende Seewasser dem Kühlwasser des Maschinenkondensators durch das Rohr *a* entnommen, während der heizende Dampf aus dem Entwässerungrohr *b* des Dampfmantels kommt. Rohr *b* besitzt einen Dreiweghahn *c*, mittels dessen man den Dampf entweder auf dem Umwege durch den Verdampfer *A* oder unmittelbar durch das Zweigrohr *d* in einen mit einem Wasserstandsgläse versehenen Wassersammler *B* leiten kann, welcher durch das Rohr *e* mit dem Luftpumpendruckraume in Verbindung steht. Die aus dem Meerwasser des Verdampfers gebildeten Dämpfe werden durch das Rohr *f* ebenfalls in den Luftpumpendruckraum geleitet, wo sie sich beim Vermischen mit dem dort vorhandenen Speisewasser niederschlagen und letzteres gleichzeitig erwärmen.

Während die Wärme dieser Dämpfe beim erstgenannten Verfahren durch den Uebergang in das Kühlwasser des

Kondensators verloren geht, wird sie bei dem zweiten nutzbar gemacht. Der hierdurch erzielte Wärmegewinn ist indessen nicht sehr bedeutend, weil die das Zusatzwasser ersetzenden Dämpfe bei guten Kessel- und Maschinenanlagen, wie schon S. 9 angeführt, nur etwa 2 pCt. des Gesamtdampfverbrauches ausmachen. Dagegen besitzt dieses letztere Verfahren den sehr großen Vorzug, dass man nicht nur beständig mit entwässerten Cylindermänteln fährt, sondern dass auch der Dampf fortwährend den zu heizenden Cylinder umströmt. Die mit beiden Arten der Destillation von Zusatzwasser gemachten Erfahrungen werden als sehr zufriedenstellende bezeichnet.

#### b) Der Verdampfer von Smillie.

Der Verdampfer von Smillie, Tafel III Fig. 9,<sup>1)</sup> ist einer von der erwähnten ersten Art, wie sie in der englischen Marine benutzt werden. Er besteht aus 2 nebeneinander angeordneten Cylindern. In dem größeren befindet sich das zu verdampfende Seewasser, welches vorher in dem kleineren Cylinder etwas vorgewärmt war. Durch das Rohr *A* tritt Dampf aus dem Kessel in den oberen Sammelkasten *B* des im großen Cylinder eingeschlossenen Rohrstrahls, durchströmt die ringförmigen Zwischenräume der Rohre *C* und *D* und gelangt in den unteren Sammelkasten *B*<sub>1</sub>. Hierbei giebt der Dampf eine beträchtliche Menge seiner Wärme an das umgebende Seewasser ab, welches die Außenwand der Rohre *C* und die Innenwand der Rohre *D* umspült. Der teilweise kondensirte Kesseldampf verlässt den Kasten *B*<sub>1</sub> durch das Rohr *E* und kommt in die Dampfschlange *G* des kleineren Cylinders. Dort kondensirt er vollständig und giebt den Rest seiner Wärme an das durch das Rohr *F* zufließende kalte Seewasser ab. Das Dampfwasser wird mittels des Rohres *H* in die Speisewasserzisterne abgeleitet. Das angewärmte Seewasser tritt durch das Rohr *J* aus dem kleineren in den größeren Cylinder, in welchem es verdampft. Die Dämpfe ziehen durch *K* in den Kondensator als Ersatz für das fortfallende Zusatzwasser. Die Gleichmäßigkeit der Seewasserzuführung nach Maßgabe der Verdampfung vermittelt der Schwimmer *L*, indem er auf das entlastete Kolbenventil *M* einwirkt. Durch das Rohr *N* entweichen etwa im kleineren Cylinder entstehende Dämpfe in den größeren. *O* ist ein Luftauslasshahn, *P* und *P*<sub>1</sub> sind Entwässerungshähne und *Q* ist ein Oberflächensalzausblasehahn. Der Verdampfer von Smillie ist deswegen besonders empfehlenswert, weil sich schon ein großer Teil der Niederschläge des Seewassers in

<sup>1)</sup> Engineering 1887 II. S. 613.

dem als Vorwärmer dienenden und verhältnismäßig leicht zu reinigenden kleineren Cylinder absetzt, wodurch ein Auseinandernehmen des Rohrbündels im größeren Cylinder seltener notwendig wird.

#### c) Der Verdampfer von Jones.

Neben der Erzeugung des destillirten Zusatzwassers aus dem Seewasser will Jones<sup>1)</sup> in Liverpool mit seinem Verdampfer, welchen Tafel III Fig. 6 und 7 zeigen, noch das an Bord erforderliche Trink-, Koch- und Waschwasser herstellen. Der Verdampfer besteht aus 2 etwas nach oben ansteigenden Rohrbündeln, welche an der Seite von schmiedeisernen Sammelkästen begrenzt sind. Sein Platz ist im Schornsteinhalse des Kessels. Die Rohre werden von den mit etwa 300 bis 500° C., je nachdem man natürlichen oder künstlichen Zug anwendet, aus den Feuerrohren entweichenden Heizgasen umstrichen und sind ebenso wie die unteren Räume der Sammelkästen, in die sie münden, mit Seewasser gefüllt. Der obere Teil der Sammelkästen steht durch eine Rohrleitung mit dem Vakuumraume des Kondensators der Maschine in Verbindung, wenn man den Apparat nur zur Erzeugung des Zusatzwassers benutzen will; soll er auch das für andere Zwecke an Bord benötigte frische Wasser herstellen, so muss für dieses noch ein besonderer Kondensator aufgestellt werden. In dem oberen Teil der Sammelkästen des Verdampfers, oberhalb des Wasserspiegels, herrscht also die jeweilige Luftleere des Kondensators, und je nachdem diese, wie gewöhnlich, etwa zwischen 0,85 bis 0,95 Atm. schwankt, kocht das Wasser in den Rohren infolge der Wärmeabgabe der abziehenden Heizgase bei einer Temperatur von ungefähr 50 bis 30° C. Die entstehenden Dämpfe strömen in den Kondensator und werden dort niedergeschlagen. Will man das destillirte Wasser zu anderen Zwecken als zum Speisen der Kessel benutzen, so lässt man es aus dem dann besonders angeordneten Kondensator in die Wasserkästen des Schiffes laufen, wobei man ihm noch Luft zuführen kann, um es trinkbar zu machen. Benutzt man den Verdampfer nur zur Herstellung des erforderlichen Zusatzwassers, so vermischen sich die in ihm entstehenden Dämpfe im Maschinenkondensator mit dem verbrauchten Dampfe der Maschine. Man kann aber auch beide Zwecke vereinigen, wenn man die Speisepumpen immer aus den Wasserkästen mitsaugen lässt, in welchen sich das gewonnene destillirte Wasser befindet.

Im März 1886 ist Jones<sup>2)</sup> noch eine zweite Form seines Verdampfers patentirt (Tafel III Fig. 8), bei welcher die Dampfkammer vor dem Rauchfange angebracht ist, so dass in diesen nur eine Reihe am Ende geschlossener, wagerechter Rohre hineinragt. Wahrscheinlich ist ein solcher einfacher Apparat ausreichend, wenn es sich nur um die Erzeugung des Zusatzwassers handelt. Gleichzeitig hat Jones ein Patent auf eine selbstthätig wirkende Entwässerungsvorrichtung genommen, durch welche das infolge der inneren Abkühlung im Hochdruckcylinder entstehende Kondensationswasser von dem Ueberströmungsrohr zum anderen Cylinder nach einem Wassersammler abgeleitet wird; aus diesem tritt es durch ein Filter, um von den aus der Cylinderschmierung etwa herrührenden Unreinheiten befreit zu werden, und gelangt dann in den Luftpumpendruckraum. Es vermischt sich hier mit dem übrigen angesammelten Speisewasser, wobei es letzteres noch um einige Grade erwärmt. Bei den weiter unten angeführten Versuchen mit dem Dampfer »Bentinck« soll diese Erwärmung im mittel 9,6° C. betragen haben.

Da die Verdampfung des Seewassers in dem Jones'schen Apparat bei sehr niedrigen Temperaturen vor sich geht, so können die entstehenden Niederschläge in den Rohren nicht sehr festbrennen und lassen sich leicht durch die gegen die äußeren Seitenwände der Sammelkästen geschraubten Deckel entfernen. Diese Deckel werden so angeordnet, dass sie aus dem Schornsteinmantel herausragen und daher leicht zugänglich sind.

Jones hat einen Verdampfer seiner zweiten Form zuerst bei dem Kessel des Dampfers »Bentinck« von 70,88 m Länge, 8,88 m Breite und 4,9 m Tiefgang angewandt, von welchem »The Engineer«<sup>3)</sup> folgende Betriebsergebnisse veröffentlicht:

<sup>1)</sup> The Iron Age 24. Februar 1887.

<sup>2)</sup> Engineering 1887 I. S. 585.

<sup>3)</sup> The Engineer 1887 I. S. 287.

No. des Versuches	Wirkungsweise der Maschine	Zeit des Versuches	Wetter auf See	Tiefgang des Schiffes		Schiffsgeschwindigkeit	Durchmesser der Cylinder			Hub	Min.-Umdr.	Dampfüberdruck im Kessel	Dampfüberdruck beim Eintritt i. d. Hochdruckcylind.	Füllungsgrad des Hochdruckcylinders	Gesamt-Expansion	Indizierte Pflr.	Kohlenverbrauch in 24 Stunden	Kohlenverbrauch f. 1 ind. Pflr. u. Std.	Art der Kohlen
				vorn	hinten		Hochdruck	Mitteldruck	Niederdruck										
				m	m		cm	cm	cm										
1	Dreifach-Expansion	14. Juni 1886	Starker Wind u. starker Seegang v. vorn	3,35	3,96	8,1	38,1	50,8	117,8	60,9	61	11,25	11,04	0,62	15,5fach	325,85	6,7	0,79	Welsh
2	Kompound	6. Juli 1886	Stilles Wetter und ruhige See	4,52	4,77	9,0	50,8	—	117,8	60,9	65	9,14	9,00	0,48	11,25fach	378,00	8,0	0,91	»
3	Kompound	2. Aug. 1886	Leichter Wind u. wenig Seegang v. vorn	3,05	4,57	9,2	50,8	—	117,8	60,9	67	9,84	9,70	0,42	12,9fach	422,60	8,0	0,77	»

Leider ist an keiner Stelle des Berichtes gesagt, wie sich der Jones'sche Verdampfer an Bord bewährte, und wie sich der Kesselbetrieb mit ihm gestaltete; vielmehr werden die vorstehenden Zahlen, welche ja für die Kompoundmaschine sehr günstig sind, lediglich dazu benützt, um die Dreifach-Expansionsmaschine herabzusetzen. Der grössere Kohlenverbrauch für die ind. Pflr. u. Std. der Dreifach-Expansionsmaschine gegenüber der Kompoundmaschine, welcher nur in den ungünstigen Verhältnissen der ersteren seinen Grund hat, wird gegen das System der dreistufigen Expansion ausgespielt und behauptet, bei zweifacher Expansion lasse sich höher gespannter Dampf noch mit ebenso grossem Vortheil in der Kompoundmaschine wie in der Dreifach-Expansionsmaschine verwenden.

Die »Bentink«-Maschine ist eine zweikurbelige Dreifach-Expansionsmaschine, deren vordere Kurbel vom Mitteldruck- und dem darüberstehenden Hochdruckcylinder bewegt wird, während der Niederdruckcylinder die hintere Kurbel allein treibt. Bei Kompoundwirkung wird der Hochdruckcylinder abgestellt. Nun hat diese Maschine zunächst, als Dreifach-Expansionsmaschine angesehen, ein Cylinderverhältnis wie 1 : 1,77 : 9,56 und erleidet, soweit die Indikatordiagramme erkennen lassen, in den aufeinander folgenden Cylindern Temperaturgefälle von ungefähr 27°, 55° und 37° C. Ferner ist die Arbeitsübertragung auf die Kurbelwelle, da der Hochdruckcylinder 90, der Mitteldruckcylinder 120,7 und der Niederdruckcylinder 114 Pflr. indiziert, eine sehr ungleiche, denn auf die vordere Kurbel entfallen 210,7 und auf die hintere nur 114 ind. Pflr., also etwa nur die Hälfte von der an die erstere abgegebenen Arbeit, und während man sonst die Leistung der einzelnen Cylinder von vorn nach hinten steigert, nimmt sie hier in sehr beträchtlicher Weise ab. Es ist daher nicht zu verwundern, wenn die Maschine bei dreistufiger Expansion nur einen mässigen wirtschaftlichen Erfolg aufwies. Dagegen liegen die Verhältnisse für die Kompoundwirkung viel besser. Die Cylinderinhalte verhalten sich wie 1 : 5,4, was für eine Eintrittsspannung von 9 bis 10 kg/qcm Ueberdruck sehr günstig ist. Das Temperaturgefälle beträgt ungefähr 60° C. im Hochdruck- und 50° C. im Niederdruckcylinder, und auf beide Kurbeln entfällt, bis auf eine verschwindende Mehrleistung der hinteren, beinahe die gleiche Arbeit. Immerhin bleibt aber der trotz der hohen Dampfspannung und der etwa 13fachen Expansion mit Kompoundwirkung auf See erreichte mittlere Kohlenverbrauch von 0,77 kg für 1 ind. Pflr. u. Std. ein aussergewöhnlich geringer. Er lässt sich wahrscheinlich nur durch die vollkommene, mittels des Jones'schen Verdampfers ermöglichte Süßwasserspeisung erklären, infolge welcher die inneren Kesselwandungen sehr rein blieben, die Wärme der Heizgase also ohne die sonst durch Kesselsteinüberzüge bedingten Verluste an das Kesselwasser abgegeben werden konnte.

Verdampfer, welche wie der von Jones die Wärme der abziehenden Heizgase für die Erzeugung destillierten Wassers ausnutzen, sind sehr viel wirksamer als die vorbeschriebenen drei Arten, in denen die Heizung durch Dampf erfolgt. Leider muss beim Einbau eines Jones'schen Verdampfers auf die Vorwärmung des Speisewassers durch die Heizgase verzichtet werden; als Ersatz dafür kann er aber unter Umständen alles destillierte Wasser liefern, dessen man

an Bord benötigt, erspart also die Aufstellung eines besonderen Destillirapparates.

Den Kesseln der Hammermaschinen, deren Cylinder nicht geschmiert werden, lässt sich mit Hilfe eines Verdampfers vollkommen reines Speisewasser zuführen. Infolge der hierdurch ermöglichten Fernhaltung der Niederschläge und Fettstoffe von den Kesseln werden nicht nur die sonst von beiden verursachten Uebelstände und Gefahren beim Betriebe vermieden, sondern es wird auch, was die meiste Beachtung verdient, eine längere Dauer der Kessel erreicht.

#### d) Der Hilfskessel als Verdampfer.

Die Vorzüge der Destillation des Zusatzwassers machen sich nach neueren Erfahrungen hauptsächlich bei den Kesseln solcher Dampfer bemerklich, welche mit hohen Dampfspannungen arbeiten und sehr lange Reisen ohne wesentliche Unterbrechungen zurücklegen müssen. Derartige mit Dreifach-Expansionsmaschinen von 10 bis 12 Atm. Anfangsüberdruck versehene neue Dampfer kamen von ihrer ersten grossen Reise mit vollkommen lecken Kesseln in den Heimatshafen zurück. Anfänglich war man allseits geneigt, den Grund dieser Erscheinung in der dem hohen Dampfdrucke nicht entsprechenden mangelhaften Verankerung sowie in der sorglosen Ausführung der Kesselschmiedearbeit, welche schlecht zusammengepasste und genietete Blechverbindungen, schiefe Niete usw. im Gefolge gehabt haben sollte, zu suchen. Als sich diese Fälle aber auch dann noch wiederholten, wie man von der tadellosen Ausführung der Kessel überzeugt sein musste, forschte man nach anderen Ursachen. Sorgfältige Untersuchungen der Kessel ergaben denn auch bald, dass ausgedehnte Salzablagerungen auf den feuerberührten Wandungen eine Ueberhitzung und zu starke Ausdehnung der Bleche verursachten hatten. Bei dem für Oberflächen-Kondensationsmaschinen üblichen Salzgehalte des Kesselwassers von 9 bis 11 pCt. hatten sich auf einzelnen Blechen Salzsichten von 50 bis 60 mm Stärke abgelagert; die Rohrwände wiesen 8 bis 10 mm dicke Salzkrusten auf, und die Muttern der Ankerrohre waren in vollständige Salzklumpen eingehüllt. Diese Niederschläge konnten nur durch eine Verringerung des Salzhaltes in den Kesseln vermieden werden, weswegen man für die Ergänzung des Speisewassers durch Süßwasser entweder Frischwasserbehälter anordnen oder besondere Verdampfer aufstellen musste. (Vergleiche Seite 10.) Um die Ausgaben für einen Verdampfer zeitweilig zu sparen und dabei doch die Zerstörung der Kessel zu verhüten, kann man den Hilfskessel zum Destilliren benutzen, wenn man seinen Dampfraum durch eine Rohrleitung mit dem Maschinenkondensator in Verbindung bringt. Selbstredend ist dies aber nur ein Nothbehelf, weil die zum Heizen des Hilfskessels erforderlichen Kohlen bald die Anschaffungskosten eines Verdampfers übersteigen werden. Muss trotz solcher Vorkehrungen zuweilen noch Seewasser zum Zusetzen benutzt werden, so ist durch Ausblasen dafür zu sorgen, dass der Salzgehalt im Kessel nicht über 2 1/2 pCt. steigt. Nach zuverlässigen Angaben sind bei einem in dieser Weise abgeänderten Betriebe die Kessel bei späteren Reisen nicht allein dicht geblieben, sondern es sind auch durch Vermeidung der Salzablagerungen rund etwa 30 pCt. an Brennstoff gegen früher erspart worden. Aus den bis heute gemachten Erfahrungen lässt sich daher der Schluss ziehen,

dass für die Erhaltung und den dauernd wirtschaftlichen Betrieb von Kesseln, welche mit hohen Dampfspannungen arbeiten, die Speisung mit destillirtem Wasser zur Notwendigkeit geworden ist.

### m) Wasserrohrkessel.

Die Möglichkeit, den Dampfdruck bei ungeschmälerter Wärmeübertragung und ohne Erhöhung des Kesselgewichtes beträchtlich steigern zu können, hat wiederholte Versuche mit Wasserrohrkesseln auf Dampf hervorgehoben.

Während die cylindrischen Kessel mit zunehmender Dampfspannung die Verwendung stärkerer Bleche und kräftiger Verankerungen erforderlich machen, gestatten die Wasserrohrkessel eine solche Zunahme in weiteren Grenzen trotz der geringen Wandstärke ihrer Rohre und der gänzlich fehlenden Verankerung. Diesem Vorteile stehen aber alle Nachteile gegenüber, welche aus dem kleinen Wasserraum und dem weniger guten Wasserumlauf fast aller dieser Kessel entspringen, so dass von den seither teils in England, teils in Amerika an Bord benutzten Wasserrohrkesseln von Rowan, Howard, Root, Jordan, Turner, Perkins, Herreshoff und Thornycroft nur die drei letzteren neben den in Frankreich von Belleville hergestellten eine gewisse Beachtung verdienen.

### a) Der Perkins-Kessel.

Der auf Tafel III in Fig. 10 bis 14 gezeichnete, schon im Jahre 1860 patentirte Perkins-Kessel wurde im Jahre 1879 erbaut und im Jahre 1880 in der Dampfyacht »Anthracite« erprobt. Er enthält eine Anzahl untereinander verbundener schmiedeiserner Rohre, welche eine aus dünnen Blechen bestehende doppelte Eisenhülle umgibt, deren 100 mm betragender Zwischenraum mit Holzasche, einem sehr schlechten Wärmeleiter, angefüllt ist.

Der Kessel hat nur eine Feuerung mit einer Rostfläche von 1,424 qm. Die Rohre besitzen 76 mm äußeren und 57 mm inneren Dmr.; ihre Gesamtoberfläche beträgt 58 qm. Die Feuerung wird von 7 wagerechten Rohren umschlossen, welche in der Höhe 45 mm auseinander stehen. Jedes dieser Rohre läuft rings um die Rostfläche herum und ist an den Enden geschlossen. Die Feuerthüröffnung ist dadurch hergestellt, dass 2 Rohre an dieser Stelle unterbrochen sind. Der Raum zwischen den zusammenlaufenden Enden eines jeden Rohres ist 13 mm breit. Sämmtliche 7 Rohre sind untereinander durch kleine senkrechte Rohrstützen von 33 mm äußerem und 27 mm innerem Dmr. verbunden, welche 203 mm auseinanderstehen. Die Stützen sind im ganzen 75 mm lang, wovon in jedes der zu verbindenden wagerechten Rohre 15 mm eingeschraubt sind. Ueber den die Feuerung begrenzenden 7 Rohren sind 140 Rohre in zehn 45 mm auseinanderliegenden senkrechten und vierzehn 20 mm voneinander entfernten wagerechten Reihen angeordnet. Jedes Rohr ist 1397 mm lang und ebenfalls an beiden Enden geschlossen. Je 10 übereinander liegende Rohre sind kurz vor jedem ihrer Enden durch einen Rohrstützen miteinander verbunden, welcher Rechts- und Linksgewinde besitzt. Da die wagerechten Rohrreihen untereinander keine Verbindung haben, so bilden die 10 senkrechten Rohre immer je ein Kesselelement für sich. Das unterste Rohr eines solchen Elementes ist mit dem obersten Feuerungsrohre durch je 2 in der Mitte stumpf zusammenstoßende, mittels zwischengelegter Kupferscheibe gedichtete und durch eine Muffe zusammengehaltene Stützen aneinander geschraubt. Diese Rohrverbindungen lassen Fig. 13 und 14 erkennen.

Quer über alle Rohre läuft in einer Entfernung von 280 mm ein als Dampfsammler dienendes Rohr von 1314 mm Länge, 152 mm äußerem und 101 mm innerem Dmr., welches mit jedem Element durch einen ebensolchen Stützen verbunden ist, wie jenes mit den Feuerungsrohren, so dass also jedes Element für sich allein, ohne die anderen zu behelligen, aus dem Kessel herausgenommen werden kann. Von dem Dampfsammler führt das 28,5 mm weite Dampfrohr zur Maschine. Oberhalb des Dampfsammlers sitzt der Schornstein. In die

Umhüllung des Kessels sind unten 1 Aschfallthür und oben 2 Reinigungsthüren zum Entfernen der Flugasche von den Rohren eingeschnitten. Der Kessel hat keinen festgesetzten Wasserstand; bei den amerikanischen Versuchen hielt man ihn so, dass die obersten 6 Rohrreihen den Dampfraum bildeten.

Die zu diesem Kessel gehörende Maschine war eine Dreifach-Expansions-Hammermaschine, deren einfachwirkende Hoch- und Mitteldruckcylinder in Tandemstellung über der hinteren Kurbel standen, während der doppeltwirkende Niederdruckcylinder die vordere Kurbel bewegte. Alle drei Cylinder besaßen einen eigentümlichen Dampfmantel, in Form eines schmiedeisernen Schlangenrohres, welches Rohr beim Guss in die Form gesetzt und in die Cylinderwand eingegossen war. Isherwood schreibt diesem Dampfmantel nur die halbe Wirksamkeit eines gewöhnlichen Mantels zu. Die Umsteuerung der Maschine wurde durch Stephenson'sche Kulissen bewirkt.

Der erste Versuch mit dem Perkins-Kessel und der Maschine fand am 22. Mai 1880 im Auftrage der Perkins Engine Company durch Bramwell<sup>1)</sup> statt und ist insofern ohne Wert, als er sich nur mit Feststellung der Maschinenleistung und des Kohlenverbrauches befasste. Der Kesselüberdruck wurde hierbei nur auf etwa 5 kg/qcm gehalten und während einer 11 stündigen Fahrt bei einer zwischen 70 bis 90 ind. Pfkr. liegenden Maschinenleistung etwa 0,9 kg Kohlen stündlich für 1 ind. Pfkr. verbraucht, also ein Ergebnis erzielt, wie es jede bessere Compoundmaschine ebenfalls geliefert haben würde.

Der zweite, von Isherwood<sup>2)</sup> sehr eingehend beschriebene Versuch wurde am 13. und 14. August von Loring auf der New-Yorker Marinewerft angestellt, wohin »Anthracite« von England gedampft war. Während des fast 24 Stunden dauernden Versuches betrug der Kesselüberdruck, welcher bis auf 35 kg/qcm gesteigert werden durfte, im mittel 22,25 kg/qcm; mit einer nahezu 26 fachen Gesamtexpansion leistete die Maschine im Durchschnitt 67,7 ind. Pfkr., wobei stündlich 1,23 kg Kohle für 1 ind. Pfkr. verbraucht wurden. Dieses höchst mäßige Ergebnis erklärt sich zunächst durch die Drosselung, welche der Dampf in dem nur  $\frac{1}{47}$  der Hochdruckkolbenfläche als Querschnitt besitzenden Zuleitungsrohre vom Kessel zur Maschine erfuhr. Die Drosselung war so groß, dass der Spannungsunterschied zwischen Kessel und Hochdruckcylinder bei 23,29 kg/qcm Kesselüberdruck 9,14 kg/qcm betrug, der Dampf also nur mit 14,15 kg/qcm Ueberdruck in den Hochdruckcylinder trat. Ferner entstand in den beiden ersten Cylindern infolge des bedeutenden Temperaturgefälles eine ungewöhnlich starke innere Kondensation, welche einen ununterbrochenen Wasserstrahl aus den Indikatorhähnen trieb, sobald man diese öffnete, und die Abnahme von Diagrammen äußerst erschwerte.

Leider wurde die Yacht nach diesem einen Versuch wieder nach England zurückgerufen, so dass die von Loring geplanten Versuche unterbleiben mussten, bei welchen der Kesselüberdruck, mit 5 kg/qcm anfangend, zunächst um je 1,75 kg/qcm bei gleichbleibender Füllung gesteigert und dann für verschiedene Füllungen gleich hoch gehalten werden sollte, um die Grenzen zu finden, bei welchen für niedrigere Spannungen mit zunehmender und für höhere Spannungen mit abnehmender Füllung die Wirtschaftlichkeit des Betriebes aufhört. Wenn nun auch der eine Versuch nicht über alle Konstruktionseinzelheiten der Perkinsmaschine vollkommen befriedigende Aufschlüsse gab, so hat er über den Kessel doch folgendes endgiltig festgestellt.

Während des 24 stündigen Versuches wurden im Durchschnitt 58 bis 60 kg Kohle auf 1 qm Rostfläche stündlich verbrannt, und hierbei entfielen auf 1 qm Rostfläche rund 48 ind. Pfkr. Bei dieser Leistung, bei welcher nur 9,27 kg Wasser von 100° C. mit 1 kg Kohle in Dampf verwandelt wurden, hatte der Kessel schon seine Gütegrenze überschritten, d. h., die Verbrennung war schon eine so lebhaft, dass die Verdampfung ihr nicht mehr folgen konnte. Hätte man die Verbrennung derartig gesteigert, dass 75 oder 100 oder

<sup>1)</sup> The marine engineer 1881 S. S.

<sup>2)</sup> Journal of the Franklin Institute 1880.

gar 120 kg Kohle stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrannt worden wären, wie dies bei Probefahrten mit natürlichem Zuge in gewöhnlichen Schiffskesseln erreicht wird, so würde die entwickelte Wärme ein derartiges Ueberkochen des Kessels hervorgerufen haben, dass alles Wasser aus den unteren Rohrreihen herausgetrieben worden wäre und sie zum Erglühen gebracht hätte.

Bei der Ueberfahrt der »Anthracite« von England nach New-York war die Leistung des Kessels eine so geringe, dass er nur 21,5 ind. Pfr. auf 1 qm Rostfläche lieferte, also nur  $\frac{1}{10}$  derjenigen, welche man zur Zeit mit Unterwind in den neuesten Schiffskesseln erreichen will. Bei einer so ausgesprochenen Schonung musste der Kessel anstandslos arbeiten.

Dem Perkins-Kessel fehlt eine genügend große Wasseroberfläche für das Entweichen des Dampfes und ein entsprechend hoher Dampfraum, welcher das nach oben mitgerissene Wasser zwingt, durch seine eigene Schwere wieder zurückzusinken. Wird die Verdampfung infolge stärkeren Heizens eine lebhaftere, so kann sich der Dampf nicht mehr schnell genug vom Wasser befreien; der Kessel kocht dann jedesmal über, und zwar um so mehr, je mehr man ihn anstrengt. Ein Perkins-Kessel ist demnach nur für eine verhältnismäßig langsame Verdampfung zu gebrauchen und muss dann noch eine große Heizfläche besitzen, wenn ein wirtschaftlicher Betrieb eintreten soll.

Dagegen ist das Gewicht des Perkins-Kessels, welches nach Isherwood's Berechnung 7266,5 kg einschliesslich des Wassers betrug, für die zulässige Dampfspannung von 35 Atm. (bei der Kaltwasserprobe hielt der Kessel 140, jedes einzelne vorher geprüfte Rohr 280 Atm. aus) ein außerordentlich geringes; denn auf 1 qm Rostfläche entfallen nur 5,1 t, welches Gewicht schon von den meisten für 5 Atm. Dampfüberdruck bestimmten Cylinderkesseln überschritten wird.

#### b) Der Herreshoff-Kessel.

Der Herreshoff-Kessel, Tafel III Fig. 15, wurde im Jahre 1878 von den Ver. Staaten nach England gebracht. Er entsteht durch Aufwickeln eines einzigen schmiedeisernen Rohres, welches durch Zusammenschweißen einzelner Rohrlängen hergestellt wird. Je nach den räumlichen Verhältnissen an Bord wird er mit doppelter und einfacher Umwicklung ausgeführt. Die erstere — hier gezeichnete — gebräuchlichere Art wählt man, wenn es an der nötigen Höhe gebricht, in dessen eine genügende Grundfläche vorhanden ist; die zweite seltenere gelangt dort zur Aufstellung, wo man in der Höhe weniger, in der Grundfläche aber mehr beschränkt ist. Bei den doppelt gewundenen Kesseln besitzt die äussere Rohraufwicklung die Gestalt eines Cylinders, die innere die einer Glocke; bei den einfach gewundenen fällt der äussere Cylinder fort.

Der erste in England versuchte, für ein Torpedoboot bestimmte Herreshoff<sup>1)</sup>-Kessel hatte eine innere Aufwicklung, welche sich bei 76 mm lichter Rohrweite von 1700 mm unterem Dmr. auf 1470 mm oberem Dmr. verengte. An der Decke dieser Aufwicklung nahm das Rohr eine l. W. von 51 mm und endlich von 38 mm an. Die äussere Umwicklung hatte eine lichte Rohrweite von 76 mm an den Seiten und 51 mm an der Decke. Bei neueren Kesseln giebt Herreshoff der äusseren Umwicklung gleichmäßig denselben Durchmesser wie der Decke der inneren Umwicklung und macht nur das Seitenrohr der letzteren weiter. Die Gesamtlänge des aufgewickelten Rohres betrug rund ungefähr 200 m und die gesammte Rohroberfläche 42 qm. Die oberen Enden des äusseren und des inneren Rohres stehen miteinander in Verbindung; das freie Ende des äusseren Rohres führt zu einer für diesen Kessel besonders vorgesehenen Pumpe, das freie Ende des inneren Rohres zu einem Dampfsammler, von welchem der Dampf zur Maschine geleitet wird. Die innere Glocke bildet die ungewöhnlich geräumige, eine gute Verbrennung begünstigende Feuerbüchse, deren untere Seitenwände mit feuerfesten Steinen bekleidet sind; sie enthält den Rost, dessen Fläche bei dem Torpedoboot 2,35 qm betrug. Die ganze den Kessel darstellende Rohraufwicklung ist mit

2 oder 3 dünnen Stahl- oder Eisenblechhüllen umkleidet, welche zwischen sich Luftisolirschichten behufs Einschränkung der Wärmestrahlung enthalten. Die Kesseldecke ist mit Schlackenwolle bedeckt. Die einzelnen Umwicklungen liegen an den Seiten des äusseren Rohres und an der Decke des inneren Rohres dicht aneinander, während sie an den Seiten des inneren und der Decke des äusseren Rohres kleine Zwischenräume besitzen, damit die Heizgase zu der äusseren Umhüllung und aus dem Raume zwischen beiden in den Schornstein gelangen können.

Das in die äussere, gleichsam als Speisewasservorwärmer dienende Umwicklung mittels der erwähnten Pumpe gedrückte Wasser gelangt allmählich emporsteigend an der Decke des Kessels in das innere Rohr und von hier fast schon dampfförmig in das innere weitere Seitenrohr, in welchem die Verdampfung in stärkerem Masse fortgesetzt wird. Tritt nun so wenig Speisewasser in den Kessel, dass es von den Heizgasen schon in dem oberen Teile des inneren Rohres in Dampf verwandelt wird, so muss der Dampf in dem unteren Teile desselben stark überhitzt werden und in die Cylinder tretend die damit verbundenen Schäden verursachen. Herreshoff verhindert eine solche Ueberhitzung dadurch, dass er durch den Kessel mehr Wasser pumpt, als darin verdampfen kann. In den Dampfsammler entweicht daher stets ein Gemisch von Dampf und Wasser, in welchem von letzterem etwa noch 15 bis 20 pCt. seiner ursprünglichen Menge enthalten ist. Der Dampfsammler, welcher einerseits die Abscheidung des mitgerissenen Wassers bewirkt, andererseits aber auch, als Dampfraum des Kessels dienend, für eine möglichst gleichmäßige Dampfspannung sorgt, begründet den wesentlichsten Vorzug des Herreshoff- gegenüber dem Perkins-Kessel. Das aus Rohr A in den Dampfsammler strömende Gemisch trennt sich in Dampf und Wasser; ersterer zieht durch das schmiedeiserne, die Absperrvorrichtung tragende Rohr B zur Maschine, letzteres fällt zu Boden. Das ebenfalls schmiedeiserne Rohr C führt zu den Sicherheitsventilen.

Das Wasserstandsglas zeigt die Menge des nicht verdampften, überschüssig durch den Kessel gepumpten Wassers an, welches infolge der Geschwindigkeit, mit der es durchgedrückt wurde, sämtliche durch das Zusatzwasser sowie durch Schmiermittel im Speisewasser enthaltenen, sich sonst im Kessel absondernden Unreinigkeiten daraus fortspült. Aus dem Dampfsammler werden die erstgenannten Abscheidungen durch das Boden- (D), letztere durch das Oberflächenausblaserohr (E) entfernt. Das nach dem Abblasen im Dampfsammler verbleibende Wasser geht in den Saugkasten der zum Kessel gehörigen Pumpe durch das Rohr F. Diese Kesselpumpe steht durch ein absperrbares Zweigrohr mit dem Kondensator in Verbindung, damit man sich schnell von zu grossen, plötzlich durch den Kessel gepressten Wassermengen befreien kann. Das Wasserstandsglas zeigt eine solche Ueberflutung des Dampfsammlers an, wie es auch erkennen lässt, wenn zu wenig überschüssiges Wasser durch den Kessel fließt. Ist letzteres der Fall, so muss durch vermehrtes Zusatzwasser dafür gesorgt werden, dass die Maschinenspeisepumpe, welche das Wasser aus der Zisterne in den Saugkasten der für das fortwährende Durchpumpen des Kessels besonders vorhandenen Pumpe — der Kesselpumpe — drückt, eine größere Wassermenge fördern kann. Da in dieses Saugrohr auch das vom Dampfsammler kommende Rohr F mündet, so ist der Kolben der Kesselpumpe immer nahezu im Gleichgewicht, indem auf der Saugseite die im Dampfsammler herrschende Spannung, auf der Druckseite dagegen der um den Reibungswiderstand des den Kessel durchströmenden Wassers vermehrte Dampfdruck vorhanden ist. Aus einem Frischwasserbehälter saugt die Luftpumpe das erforderliche Zusatzwasser mit und fördert es in die Zisterne, aus der es, falls durch ihre gänzliche Füllung ein Ueberdruck erzeugt werden sollte, mittels eines Ueberlaufrohres in den Saugkasten der Kesselpumpe entweichen kann.

Die erste im Dezember 1878 mit dem Herreshoff-Boot auf der Themse vorgenommene Abnahmeprobefahrt fiel zufriedenstellend aus, insofern, als die vorgeschriebene Geschwindigkeit von 16 Knoten erreicht wurde. Hingegen waren

<sup>1)</sup> Engineering 1879 I. S. 32, 93 und 122.

die im Oktober 1879 im Solent vorgenommenen Probefahrten<sup>1)</sup>, welche die praktische Brauchbarkeit des Kessels erweisen sollten, nichts weniger als günstig, woran allerdings nicht der Kessel, sondern nur der unzweckmäßige Kondensator die Schuld trug. Dieser bestand nach einer zuerst von Crichton ausgeführten Konstruktion aus 2 außerhalb des Bootes zu beiden Seiten des Kielles entlang laufenden kupfernen Rohren, deren Durchmesser von dem Ende, wo der Dampf eintrat, bis zu dem entgegengesetzten Ende, an welchem das Luft-pumpensaugrohr anschloss, allmählich abnahm. Die Luft-pumpe drückte die Kondensationsprodukte in die Zisterne, aus welcher die Speisepumpe sie in den Saugkasten der dem Herreshoff-Kessel eigentümlichen Kesselpumpe schaffte.

Da die Themse bei der Abnahmeprobefahrt mit einer Eiskruste bedeckt war, so genügte das kalte am Boot entlang laufende Flusswasser, um den in die Kielrohre tretenden Dampf zu kondensieren, wogegen das wärmere Seewasser bei den späteren Fahrten hierzu nicht im stande war. Die Luft-leere stieg daher nicht über 0,5 kg/qcm, so dass die Maschine trotz des zuletzt von 8,5 auf 10,5 kg/qcm gesteigerten Dampf-überdruckes nicht zur vollen Kraftentwicklung kommen konnte und die Bootsgeschwindigkeit sich nicht über 13,825 Knoten bringen liefs. Auch die Speisevorrichtungen bewährten sich nicht, so dass eine regelmässige Wasserzufuhr zum Kessel nicht zu bewirken war. Die Abnahmefahrt im Dezember 1878 ging nach Morcom<sup>2)</sup>, welcher dieser sowie den späteren Fahrten beiwohnte, unter Leitung von Herreshoff ohne Störungen vor sich, während die Misserfolge der späteren

Fahrten hauptsächlich dem Mangel an Erfahrung zuzuschreiben sind, welchen die Maschinisten in der Behandlung der eigenartigen Maschinenanlage an den Tag legten. Namentlich hatte hierunter der den Heizern ganz fremdartige Kessel zu leiden, dessen Explosion durch den ihnen damals noch ungewohnten hohen Druck sie besonders befürchteten, so dass sie ein gewisses ängstliches und unruhiges Gefühl nicht los wurden, trotzdem an dem Kessel an sich nichts auszusetzen war.

Unter dem Missgeschick der Maschine hatte aber auch der Kessel zu leiden, und erst im Jahre 1881, als man schnell fahrende handliche Dampfboote für die großen Kriegsschiffe zu gewinnen suchte, kam die englische Admiralität auf Herreshoff zurück, indem sie zwei 14,6 m lange Pinnassen bei ihm bestellte. Diese Boote besaßen gewöhnliche zweicylindrige Compoundmaschinen mit einem als Oberflächenkondensator dienenden Außenbordrohr der vorbeschriebenen Art, Herreshoff-Kessel mit doppelter Windung, Einzelschraube und einen geschlossenen Raum, in welchem Maschine und Kessel untergebracht waren. Ein Flügelradgebläse erzeugte in diesem Raume die Pressluft für das Fahren mit Unterwind. Eines dieser Boote wurde gegen eine von White gelieferte Doppelschraubenpinasse von gleicher Länge mit 2 getrennten zweicylindrigen Compoundmaschinen und einem liegenden Kessel mit durchschlagender Flamme, der ebenfalls mit Unterwind betrieben werden konnte, im August 1881<sup>1)</sup> erprobt. Nachstehend sind die Abmessungen der Maschinen und die Probefahrtsergebnisse dieser beiden Boote zusammengestellt.

Abmessungen der Boote.

Erbauer des Bootes	Länge des Bootes m	Dampfzylinder			Schraube			Kessel		
		Durchmesser		Hub mm	Flügelzahl	Dmr. mm	Steigung mm	Rostfläche qm	Heizfläche qm	Dampf- überdruck kg/qcm
		Hochdruck mm	Niederdruck mm							
Herreshoff	14,63	203	355	229	4	914	1244	1,142	13,90	10,54
White	14,63	184 (2 Stück)	286 (2 Stück)	203	4 (2 Stück)	985	1407	0,525	18,58	8,43

Probefahrts-Ergebnisse.

Boot	Art und Dauer der Fahrt	Dampfüberdruck in kg/qcm			Min.- Umdr.	Ind. Pfk.	Kohlen- verbrauch auf 1 ind. Pfk. und Std. kg	Boots- geschwindig- keit S.-M.
		im Kessel	im Hoch- druck- cylinder	im Nieder- druck- cylinder				
Herreshoff	Ablaufen der Meile	10,20	—	—	453,0	—	—	15,12
»	Dauerfahrt von 5 Std. 30 Min.	6,60	3,73	0,84	333,0	68,4	1,87	10,18
»	» » » 8 » 24 »	3,67	2,40	0,56	273,2	36,7	1,76	8,63
White	Ablaufen der Meile	8,78	—	—	301,1	—	—	12,60
»	Dauerfahrt von 5 Std. 30 Min.	7,36	3,10	1,14	246,3	68,8	1,44	10,80
»	» » » 10 » 8 »	3,90	1,13	0,49	163,5	18,3	2,22	7,40

Hiernach war das Herreshoffboot das schnellere, während bei der ersten Dauerfahrt mit gleicher Geschwindigkeit sich das White'sche Boot, welches etwa 30 pCt. weniger Kohle gebrauchte, als das wirtschaftlichere herausstellte.

Die zweite Dauerfahrt sollte erweisen, wie lange jedes Boot mit seinem Kohlenvorrat dampfen könnte, und welche Strecke es damit zurückzulegen vermöchte. Das Herreshoff-Boot hatte seine Kohlen in 8 Stunden 24 Min. verbrannt, in welcher Zeit es 72,5 S.-M. oder 14,25 S.-M. mit 100 kg Kohle zurücklegte. Das White'sche Boot musste nach einer Fahrt von 10 Std. 8 Min. die Maschine anhalten, weil die inzwischen eingetretene Dunkelheit das Weiterfahren verhinderte; es hatte noch 117 kg Kohle an Bord. In der angegebenen

Zeit durchdampfte dieses Boot 75 S.-M. oder 19 S.-M. mit 100 kg Kohle. Das White'sche Boot ist also weiter gelaufen, indessen mit geringerer Geschwindigkeit und einem größeren Kohlenverbrauch für die ind. Pfk. und Std.

Etwas später ist noch ein Versuch mit einem 10 m langen Herreshoff-Dampfkutter gegen einen in der englischen Marine eingeführten (White'schen) Dampfkutter von 9 m Länge gemacht worden. Der Herreshoffkutter hatte eine zweicylindrige Compoundmaschine eigener Konstruktion, der White'sche eine zweicylindrige Hochdruckmaschine von Belliss; letztere besaß einen gewöhnlichen liegenden Bootskessel mit durchschlagender Flamme, erstere einen Herreshoffkessel mit einfacher Windung. Indikatorgramme sind bei diesen Fahrten, deren Ergebnisse folgende waren, nicht genommen.

<sup>1)</sup> Engineering 1879 I. S. 365.

<sup>2)</sup> Transactions of the institution of naval architects 1887 S. 331.

<sup>1)</sup> Transactions of the institution of naval architects 1887 S. 328.

Kutter	Länge des Bootes m	Dampf- überdruck im Kessel kg/qcm	Min.-Umdr.	Boots- geschwindig- keit S.-M.	Cylinderdurchmesser		Kolbenhub mm	Gesamtgewicht der Maschinen- anlage kg
					Hochdruck mm	Niederdruck mm		
Herreshoff . . . . .	10,058	8,57	305,3	8,073	108	178	178	965,2
White . . . . .	9,144	5,20	457,1	7,695	2 zu 121	—	127	1676,4

Während einer mit dem Herreshoffkutter allein, um seine größte Leistungsfähigkeit festzustellen, vorgenommenen Probefahrt arbeitete der Kessel mit 12,65 kg/qcm Ueberdruck, und das Boot lief mit 400 Min.-Umdr. der Maschine und nur 4 Personen an Bord an der gemessenen Meile 9,25 Knoten.

Die größere Geschwindigkeit der Herreshoffboote hat zum nicht geringen Teile ihren Grund in ihrem kleineren Kesselgewichte; denn die Kessel einschl. Wasser wogen bei den beiden Kuttern 546 bzw. 1112 kg. Der Bellisskessel war also mehr als doppelt so schwer wie der Herreshoffkessel, welcher indessen als einfach gewundener wahrscheinlich verhältnismäßig leichter ausgefallen ist, wie sonst die gebräuchlicheren mit doppelter Windung sind.

Die ungewöhnlich kleine Wassermenge, die Hauptursache des geringen Kesselgewichtes, gestattet ein sehr schnelles Anheizen. Ein mit der 14,6 m langen Herreshoffpinasse nach dieser Richtung hin angestellter Versuch ergab, dass in deren doppeltgewundenem Kessel in 5 Min. 50 Sek. Dampf von 4 Atm. Ueberdruck erzeugt werden konnte, wenn das Wasser vor dem Feueranzünden kalt war. Die geringe Wassermenge machte aber ein äußerst sorgfältiges Heizen des Kessels zur unumgänglichen Notwendigkeit, wenn ein gleichmäßiger Dampfdruck gehalten werden sollte, und war ferner die Ursache, dass während des Anhaltens der Maschine sich der ganze Inhalt des Kessels schnell in Dampf verwandelte und nur mit Mühe eine Ueberhitzung der inneren Rohrwindung vermieden werden konnte.

Endlich will man beobachtet haben, dass die Herreshoffkessel sich schneller abnutzen als gewöhnliche Cylinderkessel.

Erwähnt sei noch, dass die im Sommer 1887 von der Herreshoffgesellschaft abgelieferte Dampfyacht »Nowthen«<sup>1)</sup> von 24,7 m Länge, 3,05 m Breite und 0,924 m Tiefgang mit einem doppeltgewundenen Kessel von nur 1,524 m Dmr. und 1,83 m Höhe mit 17,6 kg/qcm Dampfüberdruck beim sechsmaligen Ablaufen der Meile die für ein so kleines und flachgehendes Fahrzeug sehr achtbare Geschwindigkeit von 23,2 Knoten erreicht haben soll.

Wenn dem Herreshoffkessel auch noch manche Mängel anhaften, so ist er doch ein Fortschritt gegenüber dem Perkins-Kessel; denn während dieser nur bei starker Schonung eine regelmäßige Verdampfung besaß, liefs sich bei jenem die Verdampfung durch Anwendung von Unterwind anstandslos steigern. Die den Heizern durch die Bedienung des Herreshoffkessels anfänglich zugemutete größere Aufmerksamkeit und Umsicht verringert sich, wenn sie mit den Eigentümlichkeiten des Kessels besser vertraut sind. Jedenfalls wird der unleugbar mühevoller Betrieb die fernere Verbreitung der Herreshoff- oder ihm ähnlicher verbesserter Kessel in Zukunft nicht aufzuhalten im stande sein; denn das unerreicht dastehende geringe Kesselgewicht einschliesslich Wasser von etwa 1 Tonne für 1 qm Rostfläche, welches nur den fünften Teil gewöhnlicher cylindrischer Schiffskessel beträgt, ist für die Konstrukteure von schnelllaufenden kleinen Fahrzeugen zu verlockend, als dass sie sich nur aus dem vorstehenden Grunde seiner Vorteile entschlagen sollten. Auch die mit dem kaum erreichbaren gänzlichen Entwässern und der damit zusammenhängenden schwierigeren Erhaltung während der Aufdienststellung solcher Kessel verknüpfte kürzere Lebensdauer wird nicht sehr berücksichtigt werden, weil eine Erneuerung der Rohrschlangen keine sehr erheblichen Kosten verursacht.

<sup>1)</sup> The Engineer 1887 II. S. 227.

### c) Der Thornycroftkessel.

Nachdem Thornycroft bereits im Jahre 1882 einen dem Herreshoffkessel sehr ähnlichen für ein kleineres flachgehendes Dampfboot zum Missionsdienst in Innerafrika erbaut hatte, dessen Zeichnung später im Engineering<sup>1)</sup> veröffentlicht wurde, konstruierte er im Jahre 1886 einen neuen Wasserrohrkessel für ein englisches Torpedoboot II. Kl., aus welchem endlich die beiden im Juli 1887 in dem spanischen Torpedoboot »Ariete«<sup>2)</sup> erprobten Kessel entstanden. Taf. III Fig. 16 bis 19, zeigen einen solchen Kessel,<sup>3)</sup> welcher in der Konstruktion mit den »Ariete«-Kesseln übereinstimmt und nur in bezug auf Grösse, Einzelteile und Aufstellung im Boot davon abweicht. Höchstwahrscheinlich ist es der Kessel des erwähnten englischen Torpedobootes II. Kl. Der Thornycroftkessel besteht hauptsächlich aus einem oberen wagerechten cylindrischen Dampfsammler, zwei unten zu beiden Seiten der Feuerung liegenden ebenfalls wagerechten Wassercylindern, 2 größeren Verbindungsrohren zwischen dem oberen und den unteren Cylindern und einer grossen Anzahl enger Wasserrohre. Das Speisewasser tritt, wie bei den meisten neueren Wasserrohrkesseln, in den unteren Teil des Dampfsammlers, s. Längsschnitt Fig. 17, fließt durch die Verbindungsrohre in die unteren Seitencylinder und gelangt durch diese in die Wasserrohre, in welchen es verdampft, um in den oberen Teil des Dampfsammlers zu entweichen. Der einzige Unterschied zwischen dem gezeichneten und den »Ariete«-Kesseln liegt in der Anordnung der beiden Verbindungsrohre, welche hier an der Kesselhinterwand, bei »Ariete« dagegen, um Raum zu sparen, an der Kesselvorderwand angebracht sind. Der normale Wasserstand soll sich etwa in der Mitte des Dampfsammlers befinden; indessen braucht er, wie die Probefahrten mit »Ariete« zeigten, nicht ängstlich inne gehalten zu werden.

Damit der Dampfsammler seine Aufgabe, die Befreiung des Dampfes von mitgerissenem Wasser, möglichst vollkommen erfüllen kann, muss er der unmittelbaren Einwirkung der Heizgase entzogen werden, weil sonst die darin auftretende Verdampfung ein lebhaftes Aufwallen der Wasseroberfläche verursachen würde. Zu diesem Zwecke wurden die Wasserrohre in ihren oberen Teilen, wie Fig. 16 zeigt, sämtlich um den Dampfsammler herumgebogen. Da die inneren Reihen der beiderseitigen Wasserrohre in der Mitte des Kessels dicht aneinanderstoßen, so bilden sie gewissermaßen eine Decke über der Feuerung und halten die Flamme vom Dampfsammler zurück. Gegen die strahlende Wärme ist dessen untere Fläche noch besonders durch eine Asbestschicht geschützt.

Die Wasserrohre bestehen aus Stahl und sind, von der Seite gesehen, in senkrechte Reihen geordnet. Jede Reihe enthält auf jeder Kesselseite 8 einzelne Rohre, welche in Zickzackstellung in die Cylinder münden, in deren Wände sie in der für Feuerrohre üblichen Weise durch Aufweiten ihrer Enden eingedichtet sind. Die beiden äußeren Rohre jeder Reihe sind gleich hinter ihrer Befestigungsstelle derart gebogen, dass sie sich gegenseitig berühren, um einen dichten, das Entweichen der Heizgase nach außen hin verhindernden Abschluss herzustellen. Die inneren Rohre behalten ihre durch die Zickzackstellung ihrer Mündungen bedingte Lage bis zum Dampfsammler und gestatten den Heizgasen den Durchgang durch ihre Zwischenräume. Die Anzahl der inneren Rohrreihen kann beliebig geändert werden; sie ist nur von der zu ihrer Aufnahme verfügbaren Fläche der Cylinderwand abhängig. Die zwischen den Wasserrohren aufsteigenden Heizgase gehen mit ihnen um den Dampfsammler herum und

<sup>1)</sup> Engineering 1883 I. S. 463.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1887 S. 911.

<sup>3)</sup> Engineering 1887 II. S. 104.

entweichen oben aus dem Schornstein. Um das ganze Rohrbündel ist ein dünner Blechmantel gelegt, welcher gegen die äußeren Rohre durch Schamotterde und Asbest abgedichtet ist und außen noch eine Bekleidung von Asbestplatten trägt.

Zur Herstellung einer möglichst geräumigen, eine gute Verbrennung sichernden Feuerkammer sind nur die 8 vordersten und hintersten Rohrreihen so gebogen, wie Schnitt *a* bis *b* (Fig. 16) erkennen lässt, wogegen alle übrigen inneren Rohre die durch Schnitt *c* bis *d* veranschaulichte Form besitzen. Die nach *a* bis *b* gebogenen Rohre sollen der Feuerung einen gewissen Abschluss nach vorn und hinten verleihen. Der offene Raum zwischen den Rohren wird vorn von der Feuerthür ausgefüllt, während er hinten mit feuerfesten Steinen vermauert ist, womit auch die in die Feuerung hineinragende Wand der Seitencylinder bedeckt ist, um sie der unmittelbaren Flammenwirkung zu entziehen.

Während der Perkins- und auch bis zu einem gewissen Grade noch der Herreshoffkessel unter dem Ueberkochen litten, soll dies im Thornycroftkessel besonders günstig wirken. Je schneller die Dampfentwicklung in den Wasserrohren vor sich geht, um so geschwinder wird das Wasser in den Dampfsammler gerissen, um von dort ebenso beschleunigt wieder durch die Verbindungsrohre in die Seitencylinder zurückzufließen; um so günstiger wird also der Wasserumlauf. Wenn hierbei der entstehende Dampf sowohl nach unten auf das Wasser in den Seitencylindern als auch nach oben auf jenes im Dampfsammler einen sich gegenseitig aufhebenden Druck ausübt, so bleibt doch der Unterschied im spez. Gewicht des Wasser- und Dampfes in den Wasserrohren und dem reinen Wasser enthaltenden Raume der beiden Verbindungsrohre bestehen, welcher einen ununterbrochenen, höchst lebhaften Umlauf aufrecht erhält. Da Kessel mit besonders gelungenem Umlauf die Neigung besitzen, nassen Dampf zu erzeugen, so hat Thornycroft folgende, die Trennung des mitgerissenen Wassers vom Dampfe bewirkende Einrichtung getroffen. Ein halbkreisförmig gebogenes, an beiden Enden sägenartig gezacktes Blech liegt im Dampfsammler dicht vor den Mündungen der Wasserrohre (Fig. 16), deren Inhalt beim Ausströmen gegen das Blech prallt. Ein Teil des Wassers trennt sich schon bei diesem Anprall vom Dampf, der andere wird abgesondert, wenn der Dampf auf seinem weiteren Wege gegen die aufgebogenen Kanten des Bleches stößt. Die eigentümliche Gestalt dieser Kanten ist das Ergebnis einer großen Reihe von Versuchen und hat sich für die Trennung des Wassers vom Dampf als sehr zweckmäßig erwiesen. Man stellt die Kanten dadurch her, dass man zunächst, wie Fig. 18 zeigt, ein dreieckiges Stück aus dem Blech heraus schneidet, diesen Schnitt, wie durch die ausgezogene Linie angedeutet, weiter in das volle Blech führt und hierauf die Enden an den durch punktirte Linien bezeichneten Stellen rechtwinklig aufbiegt, wie Fig. 19 zeigt. Der vom Wasser befreite Dampf gelangt dann in das oben im Dampfsammler befestigte, in der üblichen Weise mit Schlitz versehenen Dampfrohr.

Am 8. Juli 1887 wurde in Gegenwart einer zahlreichen Kommission, worunter Vertreter der spanischen Regierung und der englischen Admiralität, die Abnahmeprobefahrt des Torpedobootes »Ariete« an der Mündung der Themse bei Lower Hope gemacht. Nach dem Programm sollte zuerst die gemessene Meile 6 mal durchlaufen und während dem alle erforderlichen Beobachtungen gemacht werden. Dann sollte nach den dabei gemachten Umdrehungen und den übrigen Beobachtungen die mittlere Geschwindigkeit für eine zweistündige ununterbrochene Fahrt bestimmt werden. Hierbei war eine Beladung von 17,63<sup>t</sup> an Bord, und der Tiefgang des Bootes betrug vorn 0,533<sup>m</sup>, hinten 1,5<sup>m</sup>. Bei einer mittleren Geschwindigkeit von 26 Knoten ergaben sich als Mittelwerte aus je 6 Beobachtungen die in der Tabelle zusammengestellten Zahlen. Bei der zweistündigen Fahrt betrug die Geschwindigkeit, nach den Umdrehungen berechnet, 24,9 Knoten, die Maschinenleistung bei Volldampf 1570 ind. Pfrk. Bei 10,3 Knoten Geschwindigkeit betrug der Kohlenverbrauch in der Stunde 34,6<sup>kg</sup>; für 1000 Knoten würde er demnach 8,2<sup>t</sup> betragen, so dass das Boot 2500 Knoten bei 10 Knoten Geschwindigkeit mit einem Kohlenvorrat von 20,5<sup>t</sup> zurücklegen kann.

	Dampfdruck im Kessel kg/qcm	Vakuum in den Kondensatoren cm	Dampfdruck im Receiver kg/qcm	Luftdruck im Heizraume mm Wassersäule	Umdrehungen in der Minute	Zeit zum Durchlaufen der Meile
B.-B.-Maschine	10,67	66,0	3,04	95	392,0	2M.19Sek.
St.-B. »	10,67	64,6	3,24	95	395,5	—
Mittel der zweistündigen Fahrt:						
B.-B.-Maschine	9,77	66,0	2,96	95	372,0	—
St.-B. »	9,77	64,0	2,85	95	377,0	—

Bei den vorstehenden Volldampfprobefahrten hat sich der Thornycroftkessel gut bewährt; der Dampfdruck war ein gleichmäßiger und fiel auch nicht besonders, als das Boot aus langsamer Fahrt plötzlich in die größte Geschwindigkeit überging. Leider sind keine Versuche gemacht, um das Boot aus voller Fahrt plötzlich zum Stillstand zu bringen, und um es nach längerer Ruhe schnell mit größter Geschwindigkeit zu bewegen. Inwieweit der Kessel solchen im späteren Dienste häufig vorkommenden Aenderungen seiner Leistung gewachsen ist, lässt sich daher nicht angeben. Ebenso ist es zu bedauern, wengleich zu begreifen, dass Thornycroft keinerlei Angaben über das Gewicht seines Kessels veröffentlicht hat; dass er leichter als ein Lokomotivkessel ist, unterliegt wohl keinem Zweifel. Letzterer nimmt dagegen möglicherweise weniger Raum ein, als ein oder zwei gleich leistungsfähige Thornycroftkessel; jedoch lässt sich dies, so lange weitere zuverlässige Mitteilungen über diesen Punkt fehlen, auch nicht genau übersehen. Als besonderer Vorzug des Thornycroftkessels wird die Abwesenheit von Rauch und herumfliegenden glühenden Kohlenstückchen angeführt, welche sonst die an Deck befindlichen Personen bei den Probefahrten der Torpedoboote, sobald diese mit äußerster Maschinenleistung laufen, mehr oder minder belästigen.

Eine bis jetzt ebenfalls noch unbeantwortet gebliebene Frage ist die nach der Wirtschaftlichkeit des Kessels. Wäre sie eine bedeutend bessere als bei Lokomotivkesseln, so hätte Thornycroft gewiss nicht gezögert, die Ergebnisse der, wie sich von einem so gewiegten Konstrukteur wohl annehmen lässt, sicherlich angestellten Verdampfungsversuche zu veröffentlichen.

Ein sehr schlimmer Fehler des Thornycroftkessels ist endlich seine geringe Zugänglichkeit für Ausbesserungen. Wird eines der inneren Wasserrohre unbrauchbar, so müssen sämtliche äußere mit ihm in einer Reihe stehenden herausgeschnitten werden, um ein neues Rohr einsetzen zu können, wozu dann immer ein entleertes und kalter Kessel gehört. Thornycroft meint dagegen, dass sein Kessel wenig Erneuerungen erforderlich machen werde, weil er einen sehr vollkommenen Wasserumlauf und eine sehr große Elastizität besitze, infolgedessen lecke Rohre selten sein würden. Die weitere Erfahrung muss lehren, ob er in diesem Punkte Recht behält; denn sobald ein häufiges Leckwerden einzelner Rohre eintreten sollte, wäre die praktische Brauchbarkeit seines Kessels vollständig in Frage gestellt. Einstweilen steht fest, dass der Thornycroftkessel für die Erreichung glänzender Probefahrtsergebnisse ganz besonders geeignet ist; sollte er sich im späteren Betriebe ebenso bewähren, wie er es nach den wahrscheinlich etwas schöngefärbten Schilderungen bei den Probefahrten gethan haben soll, so wäre er als ein merklicher Fortschritt in der Konstruktion von Wasserrohrkesseln für Schiffe zu bezeichnen, und es ist nicht unwahrscheinlich, dass er mit zunehmender Vollkommenheit die Lokomotivkessel aus den Torpedoboote verdrängt. Hierfür spricht wenigstens der Umstand, dass die spanische Admiralität, wie die amtliche Rivista general de Marina <sup>1)</sup> schreibt, den

<sup>1)</sup> Mitteilungen aus dem Gebiete des Seewesens 1887 S. 775.

Bau von weiteren 4 Torpedobooten von der Art der »Ariete« bereits genehmigt hat.

#### d) Der Bellevillekessel.

Während die bisher besprochenen Wasserrohrkessel das mehr und mehr zu tage getretene Bedürfnis nach einem möglichst leichten und dabei doch leistungsfähigen Kessel für kleine schnelle Fahrzeuge befriedigen sollen, scheinen die in neuerer Zeit in Frankreich von Belleville hergestellten Wasserrohrkessel (Taf. III Fig. 20 und 21) Aussichten für eine allgemeinere Benutzung auf großen Seedampfern zu haben, wengleich ihnen trotz aller guten Eigenschaften, und trotzdem sie sich teilweise ausgezeichnet bewährt haben, immer noch recht bedenkliche Schwächen anhaften. In Deutschland ist bis jetzt nur im Jahre 1875 ein einziger Versuch seitens der Marine mit Bellevillekesseln älteren Systemes gemacht worden, welcher indes ebenso wie die früheren Versuche in Frankreich an der Unvollkommenheit dieser Kessel scheiterte.

Es ist zu beklagen, dass die augenblickliche geschäftliche Lage es den meisten vaterländischen Werften nicht gestattet, kostspielige Versuche auf diesem Gebiete anzustellen; Deutschland besitzt in dem Steinmüllerkessel einen Wasserrohrkessel, welcher dem Bellevillekessel mindestens ebenbürtig, in bezug auf guten Wasserumlauf aber entschieden überlegen ist.

Die Schwierigkeiten, welche der Einführung der Wasserrohrkessel auf Seedampfern bisher entgegenstanden, und welche hauptsächlich zurückzuführen sind auf:

1. den schlechten Wasserumlauf,
2. den kleinen Wasserraum,
3. die Fernhaltung der Niederschläge von den Rohren,

überwindet Belleville bei seinen neuesten Kesseln auf folgende Weise:

Zu 1. Der schlechte Umlauf der Wasserrohrkessel mit wagerecht einreihigen Elementen wird durch doppelreihige, aus fortwährend ansteigenden Rohren gebildete Elemente verbessert. Außerdem sind die Kopfstücke der Rohre mit Scheidewänden versehen, gegen welche das Wasser beim Uebertritt von dem einen Rohr in das andere stößt, wodurch eine Vermischung des am Umfange des Rohres entlang fließenden stärker erhitzten Wassers mit dem inneren weniger warmen vermittelt und die Bildung von Dampfsäcken in den einzelnen Rohren eingeschränkt wird. — Beim Steinmüllerkessel ist der Umlauf ein viel besserer, weil die einzelnen Rohre in Kästen

münden, welche unmittelbar mit dem Oberkessel in Verbindung stehen, so dass die aus einem Rohr etwa entweichenden Dampfblasen sofort in ihnen aufsteigen können.

Zu 2. Der kleine Wasserraum, welcher gegenüber demjenigen eines gewöhnlichen Kessels nur einen unbedeutenden Wärmespeicher bildet, gestattet einen plötzlichen Wechsel in der Dampfantnahme, wie er bei einer manövrierenden Schiffsmaschine stets auftritt, nicht. Bei plötzlichem stärkerem Dampfverbrauch kochen solche Kessel infolge der Druckentlastung leicht über. Belleville hat nun, um dem Ueberkochen zu wehren, an seinen Kesseln eine allerdings etwas umständliche und empfindliche selbstthätige Vorrichtung angebracht, welche die Speisewasserzuführung nach dem Dampfverbrauche regelt und sich auch in schlechtem Wetter auf See bewährt hat.

Zu 3. Die Fernhaltung von Niederschlägen in den Rohren, welche bei den vorgenannten Wasserrohrkesseln erreicht wird, indem man nur mit Frischwasser speist, erfolgt im Bellevillekessel dadurch, dass das mit Zusatzwasser aus See vermischte Speisewasser den oberhalb der Rohre liegenden Dampfsammler von einem Ende bis zum anderen durchfließen muss, in welchem, da die Dampfspannung in den Bellevillekesseln nie unter 6 kg/qcm Ueberdruck beträgt, eine Temperatur von mindestens 160° C. herrscht. Das Wasser wird also plötzlich sehr stark erwärmt und verliert hierdurch den größten Teil seiner aufgelösten Bestandteile. Sie werden in einem Behälter abgelagert, den das Wasser zu durchströmen hat, ehe es in den Kessel gelangt, und lassen sich daraus von Zeit zu Zeit ausblasen. Die bisherigen Erfahrungen haben gezeigt, dass bei dieser Einrichtung nur etwa alle 6 Monate eine Kesselreinigung erforderlich ist, wobei die dem Feuer am meisten ausgesetzten Rohre im Innern nur mit einer etwa 1 bis 1,5 mm starken Kesselsteinschicht überzogen sind. Bei den Steinmüllerkesseln soll die Bildung von festen Niederschlägen in den Rohren hauptsächlich durch den starken Umlauf verhindert werden.

Nach diesen zuerst an den Kesseln des französischen Avisos »Vultigeur« im Jahre 1879 ausgeführten Verbesserungen hatte Belleville bis zum Schlusse des Jahres 1886 bereits mehr als 250 einzelne Schiffskessel erbaut, von welchen die meisten auf die französische Kriegs- und Handelsmarine entfielen, wobei aber auch die italienische, spanische und russische Marine beteiligt waren. Die wichtigsten und bedeutendsten Ausführungen Belleville's seit 1879 sind in der nachstehenden Tabelle zusammengestellt.

Lfde. Nummer	Name des Schiffes	Art der Maschine	Jahr der Ausführung	Zahl der Kessel	Gesamte		Gewicht einschl. des Wassers		Indizierte Pfkr.		Kohlenverbrauch für 1 ind. Pfkr. u. Std. bei regelm. Betriebe	Dampf-überdruck in kg/qcm	
					Heizfläche qm	Rostfläche qm	Insgesamt kg	für 1 qm Rostfläche kg	nach der Konstruktion	nach der Probefahrt			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Kreuzer Voltigeur	Horizontale Woolf'sche Maschine mit 3 Cylindern, rückwirkender Pleuelstange, Oberflächenkondensation	1879	6	289,24	9,00	50400	5600	700	1000	1,028	6,50	4,25
2	Aviso Milan	4 Paar horizontale Compoundmaschinen mit geradeaus wirkender Pleuelstange, Oberflächenkondensation	1882	12	1034,14	33,84	159000	4700	3800	4132,8	1,080	14,0	9,0
3	Aviso Hirondelle	2 Paar Woolf'sche Hammermaschinen mit übereinander stehenden Cylindern, Oberflächenkondensation	1883	10	689,42	22,28	115000	5150	2100	—	—	12	6
4	Kanonenboot Crocodile	2 cylindrige Woolf'sche Hammermasch. mit nebeneinander stehenden Cylindern, Oberflächenkondensation	1883	4	189,00	5,76	31000	5380	440	—	—	12	6
5	Postdampfer Ortégal	desgl. desgl. desgl.	1884	8	689,42	22,56	115000	5100	1400	2100	0,930	12	6
6	Dampfbeiboot von 8,85 m Länge	Eincylindrige Maschine, ohne Kondensation	1884	1	5,88	0,24	1300	5420	12	13	—	12	5
7	Dampfbeiboot von 10 m Länge	desgl. desgl. desgl.	1884	1	8,91	0,41	2020	5000	28	33	—	12	5
8	Kreuzerkorvette Rigault de Genouilly	3 Paar horizontale Woolf'sche Tandem-Maschinen, Oberflächenkondensation	1885	8	689,42	22,56	115000	5100	2100	—	—	12	6
9	Postdampfer Sindh	2 cylindrige Woolf'sche Hammermasch. mit nebeneinander stehenden Cylindern, Oberflächenkondensation	1886	12	1027,00	27,39	137400	5200	—	—	—	13	6
10	Torpedokreuzer Alger	Noch in der Konstruktion begriffen	1887	—	—	—	—	—	8000	—	—	—	—

Wie die Tabelle zeigt, besteht der Hauptvorteil der Bellevillekessel wie bei allen Wasserrohrkesseln in ihrem verhältnismäßig geringen Gewicht, welches sich einschl. Wasser bei 12 bis 14 Atm. Ueberdruck im Kessel auf rund 5 t für 1 qm Rostfläche stellt, wogegen Cylinderkessel einschl. Wasser bei 4 bis 5 Atm. im Durchschnitt mindestens 6 t, bei 8 bis 9 Atm. schon 8 bis 9 t und bei obigem Dampfdruck etwa das Doppelte der Bellevillekessel auf 1 qm Rostfläche wiegen werden.

Ueber die wirtschaftliche Leistung der Bellevillekessel lässt sich an hand der nachstehend aufgeführten drei genaueren, in der französischen Marine angestellten Versuche ein abschließendes Urteil nicht fällen, da ein Kohlenverbrauch von 1 kg für 1 ind. Pfkr. und Std. bei Compoundmaschinen mit cylindrischen Kesseln im Durchschnitt ebenfalls immer erreicht wird.

Nach den bisher in der französischen Marine gemachten Erfahrungen scheint es, als wenn die Nutzleistung der Bellevillekessel diejenige der gewöhnlichen Cylinderkessel nicht ganz erreicht, während sie jene doch eigentlich übersteigen müsste. Ob dies an der eigentümlichen Einrichtung des Dampfsammlers liegt, welcher gleichzeitig als Speisewasservorwärmer bezw. Reiniger dient und infolge dessen eine sehr beträchtliche Abnahme der Dampfspannung in der Rohrleitung gegenüber derjenigen des Kessels verursacht, lässt

sich bei dem Mangel an Material über umfassendere Versuchsergebnisse und Beobachtungen nicht entscheiden.

Man bemängelt ferner an den Bellevillekesseln, dass sie sich für die Erzielung einer gesteigerten Leistung mit verstärktem Heizen bei natürlichem Zuge, trotzdem diese Versuche mit dem Aviso »Milan« ein zufriedenstellendes Resultat ergaben, weniger gut eignen. Bei sehr lebhafter Verbrennung soll stets die Gefahr nahe liegen, dass die Kessel anfangen überzukochen, und dass die zwischen den Rohren ziemlich ungehindert abströmenden Heizgase noch mit langer, heller Flamme aus dem Schornstein hinausgeschlagen. Es ist dies im allgemeinen derselbe Vorwurf, welchen Isherwood gegen den Perkinskessel erhob, und den er auf die kleine Wasseroberfläche zurückführt, aus welcher der Dampf entweichen muss. Bei gesteigertem Betriebe kommt die Wasserfläche nicht in Ruhe, und wenn der Kessel nicht gleich überkocht, so entsteht doch nasser Dampf. Daher arbeiten denn auch die Bellevillekessel bei langsamer Verdampfung am günstigsten, bei sehr schneller Verdampfung hingegen am ungünstigsten, wie die nachstehenden mittleren Probefahrtsergebnisse des französischen Avisos »Milan« erkennen lassen. Es wurden bei diesen Fahrten für 1 ind. Pfkr. u. Std. nur 0,915 kg Kohle verbraucht, als man rund 60 kg Kohle auf 1 qm Rostfläche in der Std. verbrannte, während 1,080 kg für dieselbe Leistung erforderlich waren, als rund 130 kg in der Stunde auf 1 qm Rostfläche verfeuert wurden.

Des Versuches			Min.-Umdr.	Ind. Pfkr.	Schiffsgeschwindigkeit s.-M.	Mittlerer Dampfüberdruck in kg/qcm			Kohlenverbrauch in der Stunde	
Zeit	Dauer	Art				in den Kesseln	in der Rohrleitung	im Hochdruckcylinder	für 1 ind. Pfkr. kg	auf 1 qm Rostfläche kg
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
14. April 1885	6 Std. 25 Min.	Dauerfahrt zur Erzielung der Konstruktionsleistung	146	3375,0	17,27	12,5	12,00	10,0	0,935	95,000
29. » »	3 » 45 »	Fahrt mit gewöhnlichem Heizen zur Feststellung der mittleren Leistung	126—127	2209,0	15,33	12,0	11,75	9,5	0,915	59,786
7. Mai »	4 » — »	Fahrt zur Feststellung der größten Leistung	154	4132,8	18,6	11,5	11,10	9,5	1,080	129,325

Endlich hängt der ungestörte Betrieb der Belleville-Kessel wesentlich von der recht verwickelten selbstthätigen Speisevorrichtung ab, um welche man daher in steter Sorge sein muss, wenngleich sie bei gewissenhafter Pflege nach den bis jetzt vorliegenden Erfahrungen immer zufriedenstellend arbeitete. Aber auch diese Mängel lassen sich gewiss noch beseitigen; ist doch der Fortschritt in der Konstruktion der Belleville-Kessel seit dem Jahre 1866, in welchem der erste in Betrieb gesetzt wurde, ein unverkennbar sehr bedeutender.

Gelingt es, wie es nach den mitgeteilten Erfolgen den Anschein hat, in nicht zu fernem Zeit einen Wasserrohrkessel herzustellen, welcher allen Anforderungen des Schiffsmaschinendienstes entspricht, so steht einer wesentlichen Erhöhung der Dampfspannung das bisherige größte Hindernis — die unverhältnismäßige Vermehrung des Gewichtes und der Kosten der Kessel — nicht mehr im Wege.

## Schlussbemerkungen.

Sollen die in den letzten Jahrzehnten im Schiffsmaschinenbau erreichten Erfolge zu einem Gesamtbild vereinigt werden, so sind den vorstehend erörterten Fortschritten in der Erzeugung und Verwendung des Dampfes noch die Fortschritte in der Konstruktion der Maschinen hinzuzufügen, durch welche man erzielte:

- eine Verminderung des Maschinengewichtes,
- eine Verminderung der Widerstandsarbeit der Maschine,
- eine Erhöhung der Schiffsgeschwindigkeit.

Zu a). Die Verminderung des Maschinengewichtes ging mit der im Laufe der Zeit ermöglichten Erzeugung besserer Baumaterialien Hand in Hand. Die schmiedeisernen Kesselbleche, deren mittlere abs. Festigkeit bei besseren Sorten etwa 35 kg/qmm betrug, wurden durch Bleche von mildem Stahl mit einer abs. Festigkeit von durchschnittlich 45 kg/qmm ersetzt. An die Stelle der Kondensatoren und Pumpen aus

Gusseisen, dessen abs. Festigkeit etwa 12 kg/qmm betrug, traten solche aus Bronze, mit einer abs. Festigkeit bis zu 25 kg/qmm. Die meisten der früher aus Schmiedeisen gefertigten Maschinenteile, wie Wellen, Peuelstangen, Kulissen, Kreuzköpfe usw. werden jetzt aus Gussstahl bzw. Stahlguss hergestellt, dessen Festigkeit im Mittel zu 50 kg/qmm zu rechnen ist, während sie sich beim Schmiedeisen auf höchstens 40 kg/qmm stellt. Bei besonders leicht zu haltenden Maschinen wird das ganze Fundament und der Aufbau, statt aus Gusseisen, wie sonst üblich, nur aus Schmiedeisen oder Stahl ausgeführt; endlich bestehen die neueren Schrauben aus Stahlguss oder Manganbronze statt aus Gusseisen. Mit der Verwendung ungleich haltbarer Materialien ist eine jedes unnütze Mehrgewicht bei genügender Festigkeit ersparende, durchdachtere Konstruktion aller einzelnen Maschinenteile verbunden worden, woraus sich neben der Erhöhung der Kolbengeschwindigkeit die fast ungläublich klingende Gewichtsverminderung von etwa 250 kg, welche die Schraubenschiffsmaschinen um die Mitte der

fünfziger Jahre einschl. Kessel mit Wasser, Propeller usw. auf 1 ind. Pfkr. wogen, auf ein Gewicht von etwa 25 kg erklärt, welches die neueren Torpedobootmaschinen für dieselbe Leistung aufweisen. Diese Gewichtsabnahme kann bei gleichbleibendem Deplacement des Schiffes je nach Umständen zur Erhöhung des mitzuführenden Kohlenvorrates, zur Vergrößerung der Ladefähigkeit usw. verwendet werden.

Zu b). Die Verminderung der Widerstandsarbeit wurde durch Abtrennung der Pumpen von der Hauptmaschine und Anordnung besonderer Dampfmaschinen für ihren Betrieb, Einführung weniger Reibung hervorrufender Liederungen und Packungen, durch gute und einfache Entlastungen der Schieber sowie endlich durch eine sorgfältige Montage der Maschine in der Werkstatt und genauen Einbau an Bord angestrebt. Wie sehr diese Bestrebungen von Erfolg gekrönt wurden, lässt sich daran erkennen, dass die älteren Schraubenschiffmaschinen nach neueren Untersuchungen bei Probefahrten nur ungefähr 35 pCt. ihrer indizierten Leistung für die Fortbewegung des Schiffes nutzbar machten, wogegen die Maschinen der neueren großen Schnelldampfer bis zu 55 pCt. und diejenigen der neuesten Torpedoboote mehr als 60 pCt. Nutzleistung aufweisen. Was besonders die sorgfältige Montage der Maschinen in der Werkstatt betrifft, so sei hier noch erwähnt, dass die Central marine engineering Company in West-Hartlepool, deren Leiter der mehrfach genannte Mudd ist, ihre sämtlichen in den letzten Jahren erbauten Schiffmaschinen vor dem Einbau an Bord auf der für diesen Zweck in ihrer Werkstatt besonders hergerichteten festen Grundplatte nicht bloß zusammensetzte, sondern auch unter Dampf erprobte. Die für den Leergang der Maschine einschl. der Widerstandsarbeit der hierbei allerdings nur wenig belasteten Pumpen erforderliche ind. Pfkr. hat sich nach den veröffentlichten Indikatorgrammen der Dreifach-Expansionsmaschinen

der Frachtdampfer »Enfield«<sup>1)</sup> »Cleveland«<sup>2)</sup> »Stepney« und »Wapping«<sup>3)</sup> nur zu 6 bis 7 pCt. der später bei den Voll-dampfprobefahrten ermittelten ind. Leistung der Maschine ergeben, welche für die ersten beiden rund 900, für die anderen beiden rund 650 ind. Pfkr. betrug, während man doch im allgemeinen diese Leergangsarbeit auf 13 pCt. der indizierten schätzt.

Zu c). Die Erhöhung der Schiffsgeschwindigkeit entspringt neben der Anwendung schärferer und schlanker Schiffsrumpfe hauptsächlich den Verbesserungen in der Konstruktion, Ausführung und Anbringung der Schrauben, welche eine Frucht zahlreicher mit Schiffen oder Booten angestellter Versuche sowie langjähriger Erfahrungen mit in Fahrt befindlichen Dampfern sind. Selbstredend haben aber auch die verbesserte Maschinenkonstruktion und das verminderte Maschinengewicht mitwirken müssen, um die Geschwindigkeit der Schraubendampfer bei Probefahrten an der gemessenen Meile von 14 Knoten, was in den fünfziger Jahren noch als aufsergewöhnliche Leistung galt, bis auf 20 Knoten zu bringen, welche Geschwindigkeit einzelne der neuesten schnellsten Post- und Kriegsdampfer bei gleicher Erprobung noch überschritten. So lief z. B. der spanische Kreuzer »Reina-Regente«<sup>4)</sup> 20,13 Knoten, und die Postdampfer »Umbria« und »Etruria« der Cunard-Linie erreichten 20,18 Knoten.

Die glänzende Ueberlegenheit der heutigen Schiffsmaschine gegenüber einer vor etwa drei Jahrzehnten erbauten lässt die Gegenüberstellung der vorstehenden, den durchschnittlichen Mittelwerten entsprechenden runden Zahlen unzweifelhaft erkennen.

<sup>1)</sup> Engineering 1886 I. S. 8.

<sup>2)</sup> Engineering 1886 I. S. 206.

<sup>3)</sup> Engineering 1886 II. S. 290.

<sup>4)</sup> The marine engineer 1887 S. 263.

Maschine	Dampf- überdruck im Kessel  kg/qcm	Auf 1 qm Rostfläche erzeugte ind. Pfkr.	Mit 1 kg Dampf sekundl. erzielte ind. Pfkr.	Durch- schnittlicher Kohlen- verbrauch für die ind. Pfkr. u. Std.  kg	Täglicher Kohlen- verbrauch für 1000 ind. Pfkr.  t	Gewicht der vollständigen Schiffsmaschi- nenanlage einschließl. Wasser auf 1 ind. Pfkr.  kg	Procentsatz der für die Fortbewegung des Schiffes nutzbar gemachten Maschinen- leistung	Größte mit Ozean- dampfern erreichte Ge- schwindig- keit  S.-M. in 1 Std.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Watt'sche Niederdruckmaschine vor 30 Jahren	1,33	50	180	2,5	60	250	35	14
Heutige Dreifach-Expansions- maschine mit den neuesten Ver- besserungen	12,00	200	600	0,6	15	90 <sup>1)</sup>	55 <sup>2)</sup>	20 <sup>3)</sup>

<sup>1)</sup> Bei den neuesten Torpedokreuzern beträgt das Maschinengewicht nur zwischen 40 bis 50 kg und bei Torpedoboote nur zwischen 25 bis 30 kg für 1 ind. Pfkr. der größten Leistung.

<sup>2)</sup> Sorgfältig gebaute Torpedobootmaschinen machen gegenwärtig etwa 60 pCt. ihrer indizierten Leistung für die Fortbewegung des Bootes nutzbar.

<sup>3)</sup> Die schnellsten im Frühjahr 1887 fertig gestellten Torpedoboote liefen an der gemessenen Meile leicht geladen zwischen 25 bis 26 Knoten, während von den augenblicklich bei Schichau in Elbing\*) befindlichen Torpedoboote für die italienische Marine fünf eine Geschwindigkeit von 27 Knoten entwickeln sollen. Die schnellsten obengenannten Ozean-Schraubendampfer erreichten 20,13 bzw. 20,18 Knoten und die schnellsten S. 32 erwähnten Raddampfer 22,6 bzw. 24,25 Knoten.

\*) Mitteilungen aus dem Gebiete des Seewesens. Pola 1888 S. 259.

Wie viel Versuche angestellt, wie viel Erfahrungen gesammelt und wie viel geistige Kräfte in Bewegung gesetzt werden mussten, um in wenigen Jahrzehnten einen so gewaltigen Fortschritt hervor-

zurufen, werden diejenigen am besten beurteilen können, welche zur Erreichung dieses Fortschrittes ruhmvoll mitgearbeitet haben!

~~~~~  
A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin.  
~~~~~

Additional material from *Die Entwicklung der Schiffsmaschine in den letzten Jahrzehnten*,  
ISBN 978-3-662-32422-6, is available at <http://extras.springer.com>

