





Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000299564







Journal of D. I. A. 212



# REGELN UND FORMELN

ZUR

CONSTRUCTION UND BERECHNUNG DER GRÖSSEN-  
VERHÄLTNISSE

## DAMPF-GENERATOREN

ABGELEITET

AUS DEN EXPERIMENTEN UND BEOBACHTUNGEN IN  
MÜHLHAUSEN UND WESSERLING

VON

**DR. TH. WEISS,**

ORDENTL. LEHRER AN DER POLYTECHNISCHEN SCHULE IN DRESDEN.

MIT 7 LITHOGRAPHIRTEN TAFELN.



*Invent. sub D.I. N. 212.*

LEIPZIG,

T. O. W E I G E L.

1862.

XXX

453





117760

Das Recht der Uebertragung in fremde Sprachen ist durch den  
Verfasser vorbehalten.



*Verfasser: Dr. T. A. Weiss.*

Akc. Nr. 5066/51



## Inhaltsverzeichniss.

### Bericht der Herren *E. Burnat* und *E. Dubied* über die Versuche mit den Concurrenz-Dampfkesseln.

|                                                                                             | Seite |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Statistische Angaben über Dampfkessel . . . . .                                             | 4     |
| Beschreibung des Kessels von Molinos et Pronnier . . . . .                                  | 6     |
| "      "      "      "      Zambaux . . . . .                                               | 10    |
| "      "      "      "      Prouvost . . . . .                                              | 14    |
| "      "      "      "      Dollfuss Mieg . . . . .                                         | 16    |
| Erhaltene Resultate (Tabelle I bis VIII) . . . . .                                          | 17    |
| Dimensionen der Kessel . . . . .                                                            | 21    |
| Beschaffenheit der verwendeten Kohle . . . . .                                              | 26    |
| Verbrennungsluft . . . . .                                                                  | 27    |
| Bericht des Herrn Marozeau . . . . .                                                        | 37    |
| Beschreibung des Apparates von Marozeau . . . . .                                           | 39    |
| Beschreibung des Kessels von Schlumberger . . . . .                                         | 58    |
| "      "      "      "      Flühr . . . . .                                                 | 62    |
| Vorteile der Vorwärmer . . . . .                                                            | 65    |
| Experimente von J. Graham und E. Green . . . . .                                            | 73    |
| Experimente über den Einfluss der Verbrennungsluft auf die Leistung<br>der Kessel . . . . . | 77    |

### Empirische Coëfficienten, Regeln und Formeln, welche aus vorstehenden Experimenten abgeleitet sind.

|                                           |                    |
|-------------------------------------------|--------------------|
| Aeussere Abkühlung der Apparate . . . . . | 93                 |
| Feuerraum . . . . .                       | 103. 179. 193. 275 |
| Grösse der Rostfläche . . . . .           | 275                |
| Strahlende Wärme . . . . .                | 111. 181           |
| Heizfläche . . . . .                      | 112. 193. 277      |
| Wärmeüberführungs-Coëfficient . . . . .   | 120. 182. 194. 278 |



|                                                                                                                  | Seite      |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| Zugerzeugung, Schornsteine . . . . .                                                                             | 201. 281   |
| Bemerkungen zu dem Berichte der Experimentatoren . . . . .                                                       | 225        |
| Vortheilhaftester Wirkungsgrad der Heizfläche . . . . .                                                          | 239. 277   |
| Vortheilhafteste Verbrennungs-Luftmenge . . . . .                                                                | 248. 276   |
| Querschnitt der Feuercanäle . . . . .                                                                            | 248. 280   |
| Ventilatoren als Zugerzeuger . . . . .                                                                           | 249        |
| Verhältniss des Vorwärmers zum Hauptkessel . . . . .                                                             | 256        |
| Rauchverhütung . . . . .                                                                                         | 266        |
| Neues Preisausschreiben . . . . .                                                                                | 273        |
| Führung der Feuercanäle . . . . .                                                                                | 280        |
| Bequemste Gestalt und Behandlung der zur Berechnung neuzuerbauen-<br>der Dampfkessel dienenden Formeln . . . . . | 284        |
| Specialisirte Formeln für den Marozeau'schen Kessel . . . . .                                                    | 291        |
| Beispiele hierzu . . . . .                                                                                       | 300        |
| <b>Bedeutung der in dieser Schrift verwendeten Grössen-Be-<br/>zeichnungen</b> . . . . .                         | <b>316</b> |





## Vorbemerkung.

---

In Nr. 144 ihrer *Bulletins* veröffentlicht die *société industrielle de Mulhouse* ein Preisausschreiben, welches eine goldene Medaille und eine Summe von 7500 Fr. Demjenigen zuerkennt, welcher im Departement Haut-Rhin (Elsass) zuerst einen Dampfkessel in Wirksamkeit setzt, der pro Kilogramm Steinkohle von der Grube Ronchamp  $7\frac{1}{2}$  Kilogramme Wasser verdampft und folgende sonstigen Bedingungen erfüllt.

„Er muss mit einer Pressung von mindestens 5 Atmosphären functioniren und im Minimum 10000 Liter Wasser pro 12 Stunden verdampfen. Die Ziffer  $7\frac{1}{2}$  bezieht sich auf Wasser von Null Grad. Die nach nächtlichem Stillstande des Kessels beim morgigen Anfeuern verbrauchte Kohle wird zur Bestimmung der Liefermenge dem täglichen Verbrauche addirt. Die zur Ermittlung dieser letzten Zahl anzustellenden Versuche werden mindestens 12 aufeinanderfolgende Tage und jeden Tag 12 Stunden durchgeführt.

Der Dampfgenerator darf nicht mehr Wasser überreissen lassen, als die gewöhnlich im Elsass angewendeten Kessel mit Siedern, d. h. nicht mehr als 5 bis 6 p. c. vom Gewichte des erzeugten Dampfes.

Das angewendete System kann irgend welches sein; jedoch wird verlangt, dass es einfach und praktisch sich erweise und keine häufigen und schwierigen Reinigungen und Reparaturen erfordere.

Der Preis kann auch dem Erfinder eines Apparates zuerkannt werden, welcher, an einem Dampfkessel von bereits üblichem Systeme angebracht, die verlangte Leistung liefert.

Eine silberne Medaille und eine Summe von 2000 Fr. wird Demjenigen zugebilligt, welcher statt  $7\frac{1}{2}$  die Ziffer 7 erreicht,



und das Viertel dieser Summe mit der Medaille Demjenigen, welcher bis zu  $6\frac{3}{4}$  Kilogr. gelangen sollte.“

Als Preisbewerber meldeten sich die Herrn Molinos und Pronnier aus Paris, Herr Zambaux aus Saint-Denis bei Paris, Herr Prouvost aus Lille und Herr Duméry aus Paris. Da letzterer den angekündigten Apparat nicht einschickte, so traten nur drei Kessel in Concurrenz, ausserdem aber wurde noch ein vierter, nämlich der im Versuchs-Local bei den Herrn Dollfus-Mieg et Co. bereits aufgestellte gleichzeitig in Untersuchung gezogen.

Die Versuche zur Ermittlung der Leistung wurden mit solcher Umsicht, solcher Sorgfalt und nach so vielen Richtungen hin angestellt, dass sie ein höchst brauchbares und reichhaltiges Material zur Ausbeute von empirischen Unterlagen und praktischen Coefficienten liefern, wie andererseits Mittel an die Hand geben, um Hypothesen und theoretische Forschungen an der Wirklichkeit prüfen zu lassen.

Ich habe deshalb keinen Augenblick gezögert, einen Vergleich meiner „allgemeinen Theorie der Feuerungsanlagen“ mit ihnen vorzunehmen und dabei Ergebnisse gewonnen, welche von allgemeinem Interesse und von grossem Nutzen sein werden, und welche ich deshalb hierdurch mittheile.

Bei dieser Mittheilung habe ich mich aber nicht auf eine blosser Angabe der nackten Resultate beschränkt, sondern, um eine leichter auszuführende Controle zu ermöglichen, wie Anderen ein zu ähnlichen Untersuchungen geeignetes Schema an die Hand zu geben, auch die zu denselben führenden Rechnungen fast detaillirt aufgezeichnet, und habe ausserdem des erforderlichen Verständnisses halber ein Referat über den Bericht der Herrn Experimentatoren vorangeschickt. Hierbei glaubte ich mich nicht damit begnügen zu dürfen, bloss die zur Anstellung des beabsichtigten Vergleiches und zur Ermittlung empirischer Coefficienten sich eignenden Daten herauszugreifen, sondern hielt mich genöthigt, durch Aufzeichnung wenigstens des Inhaltes eines jeden und durch fast wortgetreue Uebersetzung der für vorliegende Zwecke wichtigern Paragraphen ein mehr als skizzenhaftes Bild vom ganzen Berichte, wie eine durch Weglassung oder Zusätze unverstümmelte Darstellung der hier in Betracht kommenden Ansichten der Experimentatoren wiederzugeben.



Die Gründe, die mich zu dieser etwas umständlichen Wiedergabe bestimmten, sind einestheils leicht zu errathen und liegen andernteils in dem Bedürfniss, in dem später angestellten Vergleiche auf jeden einzelnen Paragraphen mich beziehen zu können.

Uebrigens aber bietet der Commissionsbericht schon für sich selbst so viel Lehrreiches und Interessantes, dass eine umfänglichere Wiedergabe desselben schon deshalb und um so mehr in dieser Schrift willkommen geheissen werden wird, als er in den Heften der mühlhausener Jahresberichte zerstreut dem grösseren Theile der Leser nur schwer zugänglich sein dürfte.

Die ausführliche Darstellung von den Versuchs- und einigen andern Apparaten, welche jenem Berichte beigegeben ist, habe ich nur in kleinerem Maassstabe und, mit Weglassung der für die hier vorgesezten Zwecke unwichtigern Constructionseinzelheiten, derartig wiedergegeben, dass der Blick des Beschauers schärfer auf diejenigen Punkte gelenkt wird, welche hier von vorwiegender Bedeutung sind. Uebrigens mache ich darauf aufmerksam, dass sehr ausführliche Zeichnungen von diesen Versuchsapparaten auch im 6. Bande des Bornemann'schen Civil-Ingenieur und im 13. und 14. Bande von *Armengaud's publications industrielles* ange troffen werden können.



# Bericht der Herren E. Burnat und E. Dubied

über die Versuche mit den Concurrrenz-Dampfkesseln.

## ERSTER THEIL.

### I.

§§. 1, 2, 3 und 4. Nach einigen einleitenden Worten und nach wiederholter Darstellung des abzuhandelnden Gegenstandes berichten die Herrn Experimentatoren, dass die verschiedenen Versuchskessel nacheinander für eine in der Weberei der Herrn Dollfus-Mieg et Co. aufgestellte 40 pferdige Dampfmaschine arbeiteten, welche in der Regel von zwei Sieder-Kesseln, die abwechselnd functionirten und deren bereits bekannte Leistung während der Experimente auf's Neue der Gegenstand sorgfältiger Untersuchungen war, mit Dampf versorgt wurde.

§§. 5, 6, 7 und 8. Hierauf geben sie eine Zusammenstellung von statistischen Verhältnissen über das im Departement Haut-Rhin seit 1838 stattgehabte Brennmaterialconsum, wie über die wachsende Progression in der Anzahl von angewendeten Dampfapparaten, und ziehen daraus folgende mittheilungswerthe Schlüsse:

Die Anzahl der Dampfkessel ist von 1838 bis Anfang 1859 von 199 bis 499 gewachsen, also im Verhältniss von 100:251.

Im Jahre 1838 hatten wir 83 Dampfmaschinen im Departement; am 1. Januar 1859 301. Diese Zahlen verhalten sich 100:362.

Das jährliche Consum an Brennmaterial, welches 1838 103770 Tonnen (à Tonne 1000 Kilogr.) betrug, war 1858 160000 Tonnen. Das Verhältniss dieser beiden Zahlen ist 100:154.



Das Steinkohlenconsum pro Kessel und pro Jahr betrug 1838 521 000 Kilogr.: es fiel 1858 bis auf 320 000, also im Verhältniss von 100:61,4.

Endlich hat sich die Ausgabe für dieses Brennmaterial, da es pro Tonne sonst 34 und jetzt 28 Fr. kostet, in den beiden Jahren von 3528 000 bis auf 4500 000 Fr. gehoben, also im Verhältniss 100:127.

§. 9. Hieraus folgt, dass, während die Anzahl der Kessel um 151 % steigt, das Consum an Steinkohlen nur bis auf 54 % wächst und das Gewicht des im Mittel unter jedem Kessel verbrauchten Brennmaterials bis auf 38,6 % herabfällt, dass also in Folge der Verbesserung von Dampfapparaten ein namhafter Gewinn für die Nationalöconomie hervortritt.

§§. 10 bis 18 sprechen sich die Berichterstatter darüber aus, dass die Ingenieure sehr divergirender Ansicht über den relativen Werth der Kessel mit Siedern, mit innerer Feuerung und mit Röhren seien, referiren von mehren in Mühlhausen, von Cavé, von Beaufumé, von Nozo, von der kaiserlichen Jury der Ausstellung von 1855, von Graham und einigen Anderen angestellten Versuchen und nehmen dabei Anlass, die Mangelhaftigkeit dieser obgleich von Vielen und vorzüglich von praktischer Seite als besonders werthvoll angerühmten Versuche darzuthun, wie die Betrachtung daran zu knüpfen, dass es zu wünschen wäre, alle Experimentatoren, welche diese schwierigen Fragen behandelten, möchten vor allen Dingen daran festhalten, einen treuen Bericht von ihren Beobachtungen zu geben, anstatt sich dem Hange zu überlassen, aus ihren beschränkten Experimenten allgemeine Gesetze und nur zu schnell von der Erfahrung als verkehrt darge-thane Theorien schaffen zu wollen.

Wenn nur jeder Experimentator, fügen sie hinzu, einfach das Resultat seiner Forschungen der Oeffentlichkeit überlieferte und sich damit begnügte, diejenigen Seiten des Problems zu beschreiben, welche er gründlich studiren konnte, so würden wir bald aus der Mitte einer Anzahl gewissenhaft beobachteter That-sachen wahrhaft erhellendes Licht sich verbreiten sehen.



## II.

§. 20. bezeichnet der Berichterstatter die Elemente, welche zu genauer Beurtheilung der Leistung eines Kessels experimentell erhoben werden müssen und stellt dabei mit wiederholter Betonung die Bestimmung der zur Verbrennung eingeleiteten Luftmenge in erste Linie. \*)

§§. 21, 22. Dauer und Eintheilung der Versuche.

§§. 23, 24, 25, 26. Fundort, Beschaffenheit und Analyse der verwendeten Steinkohle (siehe §. 95), wie Verhalten derselben auf dem Roste.

§§. 27, 28. Vom Messen der Zugkraft und der eingeleiteten Luftmenge.

§. 29. Von der Anzahl der Chargen.

§§. 30, 31, 32, 33, 34, 35. Vom Messen des Speisewassers.

§. 36. Bestimmungsweise der Temperatur des Rauches.

§. 37. Methode zur Vergleichung der Heerde in Bezug auf Rauchverhütung.

§§. 38 bis 57. Methode zur Bestimmung des vom Dampfe übergerissenen Wassers.

## III.

Beschreibung der bei der Concurrenz zugelassenen Generatoren und des mit ihnen verglichenen Sieder-Kessels.

§. 58. Kessel von Molinos et Pronnier. — Dieser Dampfkessel besteht aus einem Feuerkasten *F* (Tafel I), ähnlich dem einer Locomotive, jedoch mit dem Unterschiede, dass der Rost durch eine die Feuerbrücke bildende Ziegelmauer *A* und durch eine später näher beschriebene Kammer *B* von der Röhrenplatte getrennt ist. Der cylindrische Körper *N* ist vollständig mit 2,6 Meter langen und im Lichten 0,04 Meter weiten eisernen Röhren *DD* erfüllt. Die Dampfkammer ist über dem Feuerkasten

\*) Ausser den vielen anderen Elementen, welche ich detaillirter am Schlusse dieser Schrift aufgezählt habe, muss auch noch die strahlende Wärme des glühenden Brennmaterials oder statt dessen die im Feuer-raume herrschende Temperatur als sehr wichtig bezeichnet werden.



angebracht, so dass der cylindrische Körper fortwährend voll Wasser ist. Sie besteht aus einem Blechcylinder *M*, mit welchem der Umfang des Feuerkastens normal verbunden ist. Der verticale Abstand des Rostes vom untern Theile der Feuerthüre beträgt ungefähr 0,3 Meter. Während des Betriebes wird die Aschenthüre *C* hermetisch verschlossen. Die gegenüberstehenden Seiten des Heerdes sind jede von einer doppelten Reihe von Röhren *TT* durchbrochen, die durch einen äusserlich befindlichen Schieber nach Belieben mehr oder weniger geöffnet werden können. Die äusseren Enden dieser gleichzeitig Stehbolzen bildenden Röhren sind in Büchsen eingeschlossen, welche am äusseren Umfange des Kessels angebracht sind und in welche man mit Hülfe eines Ventilators durch die Röhren *C'* Luft einbläst. Ein anderes Rohr *E* leitet die vom Ventilator geblasene Luft unter den Rost. Die Gase vereinigen sich in dem Rauchkasten *G* und begeben sich durch das Rohr *H* in einen Schornstein, welcher bloss zu ihrer Abführung bestimmt ist und deshalb einer nur geringen Höhe bedarf.

§. 59. Bei ihren ersten Apparaten trugen die Herrn Molinos et Pronnier eine Kohlenschicht von 0,45 Meter ein. Sie haben dieselbe dann auf 0,25 bis 0,3 Meter reducirt und sind von einer Luftzuführung über der Feuerbrücke dem Gasstrome entgegen abgekommen, da sie erkannten, dass dieselbe zu Herbeiführung einer vollständigen Verbrennung nicht nöthig sei.

§. 60. Dieser Apparat ist sehr durchdacht; die Herrn Molinos et Pronnier sind fähige Ingenieure, welche mit Sorgfalt die Principien der Pyrotechnik studirt haben und sich von den praktischen Vorzügen der gewählten Dispositionen Rechenschaft zu geben verstehen.

Sie suchen gleichzeitig den grössten Gewinn aus dem Brennmaterial zu ziehen und den jetzt so sehr verpönten Rauch zu vermeiden. Sie haben dieses Ziel folgendermaassen erreicht: Die unter eine dicke Brennmaterialsicht geworfene Luft durchdringt dieselbe, indem sie vollständig verbrennt und in Kohlensäure und Kohlenoxyd sich umwandelt. Das Kohlenoxydgas und die durch Destillation der Kohle entstandenen Kohlenwasserstoffe begegnen, wenn sie noch im *statu nascenti* sich befinden, den Luftfäden, welche aus den Stehbolzen-Röhren ein wenig über der



Brennmaterialschrift hervordringen und welche sie in ihrer ganzen Masse durchströmen. Unter so günstigen Umständen verbrennen diese Gase in einem relativ geringen Umkreise und zergehen in der Kammer *B*, wo die Mischung mit der Luft vollständig geworden ist, gänzlich, so dass in die Röhren nur heisse Luft tritt, welche weder Kohlenoxyd noch Kohlenwasserstoffgas, noch daraus hervorgegangenen Kohlenstoff enthält, wie es bekanntermaassen oft bei langen, ungenügend mit Luft versorgten Flammen der Fall ist, welche, wenn sie kalten, abkühlenden Oberflächen begegnen, rauchend werden und demnach in den Schornstein unausgenutzte brennbare Elemente mitreissen.

§. 61. Wenn der Heizer neues Brennmaterial einträgt, muss er, damit die Flamme nicht aus der Feuerthür schlägt, das in der vom Ventilator herkommenden Röhrenleitung angebrachte Ventil *K* mit dem Händel *J* schliessen. Mit einem andern Händel *J'* und der Klappe *L* kann man gleichzeitig die Passage der kalten Gase vom Räuchkasten in den durch einen unterirdischen Canal communicirenden Schornstein hemmen. Dadurch vermeidet man eine Abkühlung des Kessels durch die kalte Luft, welche sonst, ohne der Verbrennung zu nützen, durch die Thür eindringen würde.

Bei den gewöhnlichen Kesseln sucht man dieselbe Absicht dadurch zu erreichen, dass man dem Heizer das Register bei jedesmaligem Oeffnen der Feuerthür zu schliessen anempfiehlt. Indessen weiss Jeder, dass die Heizer niemals diesen Rath befolgen, wie sie denn überhaupt alle Nebenarbeiten zu vermeiden pflegen, von denen sie keinen directen Nutzen einsehen.

§. 62. Dieser Apparat ist beinahe vollständig rauchverhütend; man kann zufolge unserer Beobachtungen annehmen, dass er

10 % von der ganzen Zeit (von einer Charge bis zur andern) schwarzen, aber am Schornstein-Gipfel nur wenig intensiv schwarzen Rauch giebt. (Diese Schwärze entsteht während des Aufgebens von frischem Brennmaterial und verschwindet, sobald die Wirkung des Ventilators auf den Heerd wieder hergestellt ist).

21 % durchsichtigen und leichten, und

69 % keine Spur von Rauch giebt.

100.



Die Berichterstatter sind überzeugt, dass der so entstandene Rauch die Umgegend keineswegs ungesund macht.

§§. 63, 64. Verschieden von den durch einen Schornstein ihre Zugwirkung erhaltenden Feuerungsanlagen ist der innere Druck in diesem Kessel etwas höher als der der äusseren Atmosphäre.\*)

§. 65. Die Herrn Molinos et Pronnier geben an, dass im Beharrungszustande des Functionirens pro Quadratmeter Rostfläche und pro Stunde 100 Kilogr. Kohle verbrannt werden können und dass diese Ziffer ohne Nachtheil bis auf 150 gesteigert werden darf. Das Mittel der Versuche hat 77 Kilogr. nicht überschritten. Bei den letzten officiellen Versuchen, bei denen die Länge der Roststäbe von 1,45 bis auf 1,12 Meter reducirt wurde, sind 100 Kilogr. pro Quadratmeter Rostfläche und Stunde verbrannt worden.

Wir haben nicht mehr als im Mittel 15 Kilogr. Dampf pro Quadratmeter totaler Heizfläche und pro Stunde mit diesem Kessel erhalten können; während man nach Herrn Molinos et Pronnier's Aussagen 25 Kilogr. im normalen Betriebe und ausserdem leicht 35 Kilogr. erreichen müsste. Wir würden daher die 10000 Liter, welche die Maschine verbrauchte, mit einem Generator von geringerer Nummer, also mit weniger als 50 Quadratmeter haben erhalten können.\*\*)

§. 66. Die Rauchverhütung ist nur durch Zuleitung einer sehr bedeutenden Luftmenge erreicht worden. Man hat im Mittel 16,36 Cubikmeter pro Kilogr. Kohle einblasen müssen. Wie

---

\*) Um dem Entweichen von Luft durch die Fugen der Heizthür vorzubeugen haben die Herrn Molinos et Pronnier eine Construction dieser Thür angewendet, welche von den Berichterstattern genau beschrieben und durch Zeichnung dargestellt ist, welcher ich aber nur hierdurch Erwähnung thue.

Der Verfasser.

\*\*) Dieser Schluss ist wohl richtig, aber alsdann wäre der totale Wirkungsgrad der Heizfläche noch ungünstiger ausgefallen, als er es so schon ist. (Siehe hinten: Bemerkungen zu dem Bericht der Experimentatoren). — Die Meinung, dass ein Dampfkessel vorzüglich sei, wenn er pro □ Meter Heizfläche sehr viel Dampf erzeuge, oder die Meinung, dass man die Güte eines Dampfkessels nach der pro □ Meter Heizfläche erzeugten Dampfmenge beurtheilen könne, ist, wie ich schon mehrfach in der allg. Th. d. F. nachgewiesen habe, aus Trugschlüssen hervorgegangen und vollständig irrig.

Der Verfasser.



später, wo wir die vier Apparate in Bezug auf ihre Rauchlosigkeit vergleichen, zu ersehen sein wird, hat die Dauer des schwarzen Rauchens nicht mit weniger als 19 bis 20 Cubikmeter bis unter 6 % von der ganzen Zeit gebracht werden können.

§. 67. Seit der 1855er Ausstellung, wo die Herrn Molinos et Pronnier ihren ersten Apparat aufstellten, haben sie 14 andere von einer Gesamtheizfläche von 856 Quadratmetern ausgeführt.

§. 68. Während der 28 Tage, während welcher wir diesen Generator anfangs allerdings mit einiger Schwierigkeit aber später doch sehr leicht in Thätigkeit setzten, sind wir zu der Ueberzeugung gelangt, dass man ihn ohne Bedenken den Händen eines gewöhnlichen Heizers anvertrauen kann.

Die Anwendung des Ventilators bietet durchaus keine praktische Schwierigkeit. Die bewegende Kraft, welche er absorbiert und welche wir mit dem Dynamometer gemessen haben, variirt zwischen 21 und 80 Kilogramm pro Sec., je nachdem die Ausströmungs-Ventile gänzlich offen oder geschlossen sind.

§. 69. Der Preis für einen completen Kessel von 50 Quadratmeter Heizfläche oder 50 Pferdekraft, mit Ventilator und blechernem Schornstein, beträgt 12600 Fr., sein Gewicht ohne Armatur 7421 Kilogr. Dazu muss man noch einen Ventilator und dessen Transmission rechnen, wofür wir 400 Fr. in Anschlag bringen, so dass die Totalsumme 13000 Fr. betragen würde.

§. 70. Dampfkessel von Herrn Zambaux. — Dieser Kessel, viel einfacher als der seiner Concurrenten, besteht (siehe Tafel II): erstens aus einem cylindrischen Feuerraume oder Feuerkasten *F* und einem darüber befindlichen Röhrenkessel von 216 verticalen, 2,5 Meter langen und im Lichten 48 Millimeter weiten Messingröhren *E*; zweitens aus einem cylindrischen Körper *G*, welcher den Heerd und die Röhren einschliesst und welcher an der oberen Röhrenplatte endigt. Dieser cylindrische Körper ist von schlecht leitenden Stoffen zur Verhütung der Abkühlung umgeben; drittens aus einer Rauchbüchse *H*, welche am oberen Theile angebracht ist und den Schornstein trägt.

Der Dampf wird oben am cylindrischen Körper entnommen, ungefähr 0,7 Meter über dem Wasserspiegel, welcher 1 Meter unter der oberen Röhrenplatte liegt.

§. 71. Soweit bietet der Kessel nichts Neues dar. Er ist



von den Herren Rennie bei Dampfschiffen häufig angewendet worden, und einer von uns hat während einer auf einem Dampfer von 25 Pferdekraft unternommenen mehrmonatlichen Reise seine Wirksamkeit zu beobachten Gelegenheit gehabt und sich dabei überzeugen können, dass er sehr trocknen Dampf lieferte. Im Allgemeinen entsteht allemal, wenn die Dampfblasen, welche sich an der Heizfläche der Kessel bilden, eine sehr dicke Flüssigkeitsschicht zu durchströmen haben, bis sie in den Dampfraum gelangen, wenn die Oberfläche des Wasserspiegels wenig Ausdehnung hat und wenn das Verhältniss zwischen Wasservolumen und erzeugtem Dampfe klein ist, nothwendigerweise eine starke Bewegung in der erhitzten Masse, und der Dampf reisst sehr viel Wasser in das Leitungsrohr über.

Das hat Herr Zambaux sehr wohl erkannt. Um diesem grossen Uebelstande abzuhelfen, hat er in seinem Kessel eine Hülle von verzinnem Blech *d* angebracht, welche er das *Hemd* des Röhrenbündels nennt. Dieses unten cylindrische und oben sechseckige Hemd umgiebt den Heerd und die Röhren und erhebt sich ohne Unterbrechung der Continuität bis 0,1 Meter unter die obere Röhrenplatte.

Der Apparat vervollständigt sich durch eine cylindrische Capuze *K*, welche ein wenig grösser als das Hemd an die obere Röhrenplatte angienethet ist und bis zu genügender Tiefe in das Wasser taucht. Sie ist auf ihrer ganzen Höhe auf der entgegengesetzten Seite der Dampfabströmung von 40 Millimeter grossen Löchern durchbohrt.

Der Rost *L* ist rund, wie der Heerd, und seine Oberfläche von sphärischer Gestalt. Wenn man mit Herrn Zambaux annimmt, dass das Brennmaterial in gleichmässiger Dicke ausgebreitet wird, so ist die strahlende Oberfläche viel grösser, als bei ebenen Rosten und die normal von der sphärischen Oberfläche ausströmenden Wärmestrahlen erreichen weit besser die cylindrischen Wände des Feuerkastens.

§. 72. Folgendermaassen ist nach Herrn Zambaux die Theorie dieses Apparates.

Der vom Heerde und den Röhren erzeugte Dampf bildet mit dem im Innern des Heerdes enthaltenen Wasser eine Masse von geringerem specifischen Gewichte, als das äussere nicht in directer



Berührung mit den Heizflächen befindliche und deshalb relativ kältere Wasser. In Folge dieser Dichtigkeitsdifferenz erhebt sich das mit Dampf gemischte, innere Wasser bis an den Gipfel der Röhren, und stellt diese unter den Schutz einer Temperatur, welche sie vor Zerstörung bewahrt. Wenn das Gemisch an dem Gipfel des Kessels ankommt, trifft es die Capuze an, welche es zu plötzlicher Richtungsänderung nöthigt. Darauf trennt sich das Wasser vom Dampfe und fällt in den Zwischenraum zwischen Hemd und Capuze zurück, während letzterer die in der Capuze angebrachten Löcher durchdringt, sich in das Reservoir *M* und von hier in das Leitungsrohr *N* begiebt.

Das kalte Wasser wird am untern Theile des Kessels durch das Rohr *O* eingeführt, bleibt dort wegen seiner grösseren Dichte und erhebt sich gradatim in dem Maasse als es von den Wandungen des Heerdes erwärmt wird bis an den Anfang des Röhrenbündels.

Herr Zambaux knüpft mit Recht grosse Wichtigkeit an diese Methode zu speisen. „Es ist eine durch die Wissenschaft erlangte Thatsache, sagt er, dass die Speisewässer, welche bei Vorhandensein von Kohlensäure kalkhaltige Niederschläge enthalten, bei einer Temperatur von 100 Graden, welche die Kohlensäure austreibt, die grösste Menge ihres kohlensauren Kalkes ablagern. Diese Erscheinung, fügt er hinzu, geht im untern Theile meines Apparates vor, so dass an die oberen Theile nur Wässer treten, die bereits gereinigt sind und die die Röhren nicht mehr incrustiren können.“

Weit entfernt, die Richtigkeit dieser Theorie zu bestreiten, betrachten wir sie vielmehr als den Ausspruch von Thatsachen; aber wir können nicht absolut behaupten, dass im vorliegenden Falle die Röhren vor Niederschlägen geschützt seien, vorzüglich nicht, wenn man Wässer anwendet, welche schwefelsauren Kalk enthalten und welche denselben nicht im Momente des Siedens, ja nicht einmal an stark erhitzten Wandungen absetzen.

Nach unserer Meinung wird die Schwierigkeit, die in unreinen Wässern gebildeten Niederschläge zu entfernen, immer ein grosser Uebelstand für Röhrenkessel bleiben. Sie werden ihn nur durch eine Leistung vergessen machen, die diejenige der gewöhnlichen Kessel bedeutend übertrifft.



§. 73. Wir lassen Herrn Zambaux gern die Gerechtigkeit widerfahren, dass sein Generator einfach und gut durchdacht ist. Während der 24 Tage, während welcher er untersucht wurde, hat er keinen andern Uebelstand als häufige Undichtheiten am Rahmen der Feuerthüre gezeigt. Dieselben werden leicht zu vermeiden sein, wenn man in der Construction dieses Theiles des Generators die Dispositionen des vorigen Kessels annimmt.

Herr Zambaux hat uns angezeigt, dass er unserm Vereine den Plan eines andern Generators desselben Systems, aber derartig angeordnet vorlegen würde, dass derselbe auseinandergenommen und leicht untersucht, wie gereinigt werden kann, was bei dem unseren Händen anvertrauten Apparate durchaus nöthig war.

Wir haben bemerkt, dass seine Röhren, um guten Effect zu geben, alle Tage gereinigt werden müssen. Diese Operation lässt sich leicht mit Hülfe eines an eine Stange befestigten Kautschukrohres bewerkstelligen, indem man mit demselben nacheinander in jede der verticalen Röhren einen Dampfstrahl einleitet.

§. 74. Die Heizfläche hat während der Versuche nur 8,1 Kilogr. pro Quadratmeter und Stunde erzeugt, was pro 12 Stunden im Mittel 8600 Litre giebt. Der Apparat mit seiner Heizfläche von 89 Quadratmetern würde gewiss für eine weit bedeutendere Verdampfung genügt haben. \*)

Man verbrannte auf dem Roste 71 Kilogramm pro □ Meter und Stunde und führte 7,79 Cubikmeter Luft pro Kilogr. Kohle in den Aschenfall.

§. 75. Der Preis für diesen Generator ist 9600 Fr. in den Werkstätten des Erfinders in Paris, inclusive Zubehörs aller Art und blechernen Schornsteins, und sein Gewicht beträgt 8000 Kilogr.

---

\*) Dieser Schluss ist wohl nicht ganz richtig, da der Wirkungsgrad der Heizfläche schon gross genug ausfiel und trotzdem die Verbrennungsluftmenge, mit deren Wachsthum die Leistung der Heizfläche abnimmt, einem Minimalwerthe entsprach. Die geringe Verdampfungsfähigkeit pro □ Meter hat ihren Grund in dem Umstande, dass die Röhren von Messing waren und einen Querschnitt hatten, welcher im Verhältniss zu der durchströmenden Gasmenge sehr gross ist, und dass demnach (siehe hinten) der Wärmeüberführungs-Coefficient äusserst klein, am kleinsten von allen andern Apparaten ausfiel.



§. 76. Nach einer von Herrn Zambaux uns überschickten Notiz functioniren bei Herrn Mareuse in Anisy-le-Château (Aisne) 10 Apparate dieses Systems, jeder von 33 Pferdekraft. Sie werden, wie in Mühlhausen, mit sehr reinen, wenig Niederschläge gebenden Wässern gespeist. — Diese Niederschläge fallen auf den Boden, ohne sich an den Röhren festzusetzen. Herr Mareuse ist mit ihrer Function und Leistung zufrieden. Herr Zambaux hat bereits 20 Kessel seines Systems aufgestellt, welche zusammen eine Kraft von 468 Pferden liefern. \*) Nach den Dimensionen des Generators, welcher in Dornach functionirte, glauben wir dieser letzten ein wenig unbestimmten Angabe beifügen zu müssen, dass die totale Heizfläche ungefähr 700 Quadratmeter betrug; mehrere der von Herrn Zambaux construirten Apparate haben nur eine Stärke von 2, 4 und 6 Pferden.

§. 77. Dampfkessel von Herrn A. Prouvost. — Dieser Dampfkessel ist ein gemischter Apparat, bei welchem die Flamme, nachdem sie unter einem cylindrischen Kessel ohne Sieder hingestrichen ist, nacheinander zwei blecherne Vorwärmer umströmt und vor ihrem Eintritt in einen gewöhnlichen Schornstein aus Ziegeln durch Röhren sich bewegt, welche in einem Blechcylinder liegen, dessen äussere Oberfläche sie vorher erhitzt hat (Tafel III).

Dieser Generator ist in einen Ofen aus Ziegeln *A* gesetzt, dessen Heerd einen gewöhnlichen Rost *F* enthält. Nachdem die Flamme über die Feuerbrücke *B* geströmt ist, dringt sie in einen Canal *C*, wo sie vollständig die untere Hälfte des cylindrischen Körpers *D* umgiebt. Der Boden dieses Canals wird durch den

\*) Es mag hier nebenbei bemerkt werden, dass es sehr verkehrt ist, die Grösse der Dampfkessel nach der Stärke der von ihnen bedienten Dampfmaschine anzugeben, da man in der That mit ein und demselben Dampfkessel, selbst abgesehen davon, dass die verschiedenen Dampfmaschinensysteme bei gleicher Leistung sehr verschieden grosse Dampfmen gen verbrauchen, je nach dem Wirkungsgrade der Heizfläche und je nach den angewendeten Verbrennungsluftmengen eine Dampfmaschine von *n* als von  $2n$  und  $4n$  Pferdekraften betreiben kann, oder da man für ein und dieselbe Dampfmaschine, wie auch aus den hier angestellten Versuchen hervorgeht, einen Dampfkessel von *m* oder auch 2 und 4 m Quadratmeter Heizfläche anwenden kann.



oberen Theil der blechnen, 0,3 Meter weiten und zum Theil in dem Mauerwerke liegenden Vorwärmer *G* und *H*, wie durch einen Bruchtheil der Oberfläche des blechnen und ebenflächigen Cylinders *J* gebildet, welcher bei 1 Meter Durchmesser eine Länge von 3,6 Meter hat und von 145 horizontalen Messingröhren *K* erfüllt ist, die einen innern Durchmesser von 50 Millimeter und eine Länge von 3,6 Meter haben. Der Röhren-Cylinder *J* ist unter dem hinteren Theile des cylindrischen Körpers, mit welchem er durch die beiden Röhren *LL* communicirt, angebracht.

Zwei Ziegelmauern *EE* füllen den Zwischenraum aus, welcher am Boden des Canals *C* zwischen dem Röhrencylinder und den beiden Vorwärmern *G* und *H* besteht. Sie hören in einer Entfernung von ungefähr 0,5 Meter von der verticalen Mauer, welche genannten Canal abschliesst, auf, um neben den 0,28 Meter hervorragenden Vorwärmern zwei Oeffnungen *M* und *N* zu lassen, durch welche die heissen Gase herabfliessen und dann in einem zweiten Canale *O*, in welchem sie die Richtung ihrer Bewegung ändern, den Röhrencylinder und den untern Theil der Vorwärmer umspülen. Am Ende des untern Canals treten die heissen Gase in die 145 Röhren und von da durch eine Kammer *P* durch einen unterirdischen Canal *Q* in den Schornstein.

Zwei Thüren *R* und *S* gewähren zu dem Canale *O* und zu der Kammer *P* Zutritt und gestatten dadurch leicht eine Reinigung des äusseren Röhrencylinders und der Röhren.

Das Speisewasser dringt durch ein Rohr *T* am hintern Ende des Vorwärmers *G* in den Apparat. Es durchfliesst diesen letzten in seiner ganzen Länge, tritt dann durch das Rohr *U* in den Röhrencylinder und hier durch die Röhren *LL* in den cylindrischen Hauptkessel. Der Vorwärmer *H* hat mit den andern Theilen des Generators keine weitere Communication als durch das Rohr *V*, welches, wie es scheint, dazu dienen soll, das kalte Wasser darin einzuführen und dem darin gebildeten Dampfe Ausweg zu gestatten.

§. 78. Mit Hülfe der immensen Heizfläche dieses Apparates (103 Quadratmeter) ist es Herrn Prouvost gelungen, den Rauch bis auf 185 Grad abzukühlen, während die Herrn Molinos et Pronnier und Zambaux ihn mit 254 und 280 Grad in den Schorn-



stein strömen liessen. Auch hat sich wenig Unterschied in der Liefermenge des Herrn Prouvost und derjenigen seiner beiden Concurrenten gezeigt, deren Kessel nur 49,46 und 89 Quadratmeter Heizfläche haben. Sie wäre der letzteren augenscheinlich überlegen gewesen, wenn Herr Prouvost dem Speisewasser einen richtigeren Lauf angewiesen hätte. Warum führte er es, nachdem es die Vorwärmer durchströmt hatte, die von gewiss 600 Grad temperirten Gasen umgeben sind, um die Röhren des unteren Kessels, in denen die heisse Luft eine Temperatur von nur 185 Grad hatte? Es ist das den anerkannt richtigen Principien gerade entgegen. Es genügt nicht die Heizfläche eines Generators zu vermehren, sondern man muss sie den der Absorption der Wärme gemässen Bedingungen anordnen.

Die Hinzufügung eines Vorwärmers für das Speisewasser zu einem Dampfkessel ist gewiss sehr vortheilhaft; aber nur unter der Bedingung, dass das Wasser im Vorwärmer nach entgegengesetzter Richtung der Gase strömt und dass das kalte Wasser da an die Heizfläche tritt, wo die heissen Gase dieselbe zu berühren aufhören. Das hat Herr Prouvost nicht gethan.

§. 79. Während der Dauer der Versuche überstieg die pro Quadratmeter Heizfläche erzeugte Dampfmenge nicht 7,15 Kilogr. Das ist die schwächste Production pro Flächeneinheit, welche während der Concurrenz beobachtet wurde. Der Siederkessel hat pro Quadratmeter 28,9 Kilogr., der Kessel von Molinos 14,9 und der von Zambaux 8,1 Kilogr. geliefert. Wir werden auf diese Differenzen bei Erörterung des relativen Werthes der verschiedenen Apparate zurückkommen.

Man verbrannte pro Quadratmeter Rostfläche und pro Stunde 50 Kilogr. Steinkohle mit einer Luftmenge von 16,36 Cubikmeter pro Kilogr.

§. 80. Der Dampfkessel von Herrn Prouvost functionirt bis jetzt nur in dessen Etablissement zu Lille. Sein Preis ist 10800 Fr., inclusive sämtlichen Zubehörs, Ofens und viereckigen Ziegelschornsteins von 20 Meter Höhe und 0,6 Quadratmeter oberer Weite.

§. 81. Dampfkessel mit drei Siedern von Herrn Dollfus, Mieg et Co. — Dieser durch Tafel IV dargestellte Kessel ist nicht von neuer Construction. Er wurde im Jahre 1842



nach dem im Elsass meistens eingeführten Typus aufgestellt und bietet in seiner Anordnung nichts Besonderes. Er besteht aus einem cylindrischen Hauptkessel von 1,2 Meter Durchmesser und 5,5 Meter Länge und aus drei 0,4 Meter weiten und 5,5 Meter langen Siedern, von denen jeder durch ein einziges Rohr mit dem Hauptkessel verbunden ist.

Die Flamme umspült, nachdem sie den untern Theil der Sieder bestrichen hat, den Hauptkessel, um sich in den hinter dem Ofen stehenden Schornstein zu begeben.

§. 82. Die totale Heizfläche beträgt nur 27,35 Quadratmeter, also weniger, als die der drei andern Kessel. Sie hat 28,9 Kilogr. Dampf pro Quadratmeter und pro Stunde erzeugen müssen und dabei in derselben Zeit 80 Kilogr. Kohlen pro Quadratmeter Rostfläche mit einer Luftmenge von 8,58 Cubikmeter pro Kilogr. Kohle verbrannt. Sie entliess den Rauch mit 441 Grad, was die untergeordnete Leistung erklärt.

§. 83. Man stellt im Elsass einen Dampfkessel dieser Dimension mit einem dem Prouvost'schen ähnlichen Schornstein für 9750 Fr. her, inclusive allen Zubehörs, aber exclusive der Röhrenleitungen, welche übrigens nicht mehr, als die der vorhergehenden Apparate kosten.

#### IV.

Erhaltene Resultate. Vergleich der verschiedenen Generatoren in Hinsicht auf ihre Dimensionen und auf einige Umstände ihrer Wirkungsweise. Discussion der zur Bestimmung des übergerissenen Wassers erhobenen Zahlen.

§. 84. Die nachfolgenden Tabellen I bis IV stellen den Verlauf und die Einzelheiten der Versuche so treu dar, dass wir es für unnütz halten, eine weitere Discussion darüber hier noch vorzunehmen. \*)

---

\*) Von den sehr umfangreichen Tabellen der Herrn Experimentatoren habe ich hier nur einen Auszug gegeben; die erste horizontale Reihe



## Tabelle I

(Excerpt aus den  
(Siehe Note

| Nr. der Tabelle | Bezeichnung des Apparates | Dauer des Versuches pro Tag in Stunden | Mittlere Temperatur        |                   |                         | Mittlere Spannung                |                            | Im Mittel verbrannte Steinkohle in Kilogrammen |                         |                                           |
|-----------------|---------------------------|----------------------------------------|----------------------------|-------------------|-------------------------|----------------------------------|----------------------------|------------------------------------------------|-------------------------|-------------------------------------------|
|                 |                           |                                        | der Atmosphäre im Schatten | des Speisewassers | des Rauches am Register | der Atmosphäre in Barometerhöhen | des Kessel dampfes in Atm. | pro 12 Stunden                                 | pro Stunde und Pferdek. | pro Stunde und $\square$ Meter Rostfläche |
| I               | Molinos et Promier        | 13,06                                  | 27,9                       | 57,1              | 229                     | 736                              | 4,04                       | 1144                                           | 2,27                    | 71                                        |
|                 |                           | 12,54                                  | 19,9                       | 52,6              | 257                     | 733                              | 4,70                       | 1194                                           | 2,32                    | 82                                        |
|                 |                           | 12,59                                  | 23,2                       | 54,1              | 254                     | 734                              | 4,44                       | 1173                                           | 2,29                    | 77                                        |
|                 |                           | 8,08                                   | 17,2                       | 52,7              | 283                     | 732                              | 4,64                       | 1350                                           | —                       | 80                                        |
|                 |                           | 13                                     | 22                         | 53,4              | 250                     | 736                              | 4,67                       | 1152                                           | —                       | 73                                        |
| II              | Zambaux                   | 12,38                                  | 19,4                       | 53,3              | 317                     | 732                              | 4,47                       | 1116                                           | 2,22                    | 73                                        |
|                 |                           | 12,26                                  | 22,2                       | 39,4              | 262                     | 733                              | 4,27                       | 965                                            | 1,86                    | 71,5                                      |
|                 |                           | 12,32                                  | 20,9                       | 46,0              | 280                     | 732                              | 4,36                       | 1066                                           | 2,10                    | 72                                        |
|                 |                           | 12,45                                  | 17,6                       | 21,2              | 272                     | 730                              | 4,2                        | 1142                                           | —                       | 78                                        |
|                 |                           | 12,45                                  | 23,3                       | 17,1              | 229                     | 730                              | 4,2                        | 1134                                           | —                       | 76                                        |
| III             | Prouvost                  | 12,26                                  | 27,1                       | 58                | 191                     | 736                              | 4,36                       | 1126,5                                         | 2,25                    | 49                                        |
|                 |                           | 12,20                                  | 17,1                       | 43,9              | 184                     | 732                              | 4,5                        | 1131                                           | 2,19                    | 51                                        |
|                 |                           | 12,23                                  | 21,1                       | 49,6              | 185                     | 734                              | 4,45                       | 1129                                           | 2,21                    | 50                                        |
|                 |                           | 10,55                                  | 22,5                       | 51,1              | 201                     | 737                              | 4,6                        | 1161                                           | —                       | 51                                        |
|                 |                           | 12,20                                  | 14,9                       | 31,9              | 184                     | 728                              | 4,45                       | 1130                                           | 2,24                    | 51                                        |
| IV              | Dollfus I.                | 12,07                                  | 19,9                       | 55,4              | 441                     | 734                              | 4,02                       | 1273                                           | 2,52                    | 80                                        |
|                 |                           | 12,15                                  | 16                         | 56                | 480                     | 731                              | 4,05                       | 1303                                           | —                       | —                                         |
|                 |                           | 12,20                                  | 23                         | 52                | 408                     | 729                              | 3,88                       | 1231                                           | —                       | —                                         |
| V               | Marozeau                  | —                                      | —                          | 107               | 153                     | —                                | 1,5                        | 1196,7                                         | —                       | 46                                        |
| VI              | Schlumberger              | 12,44                                  | 3,6                        | 24,7<br>(55)      | 176<br>(267)            | 740                              | 4,75                       | 1630                                           | —                       | 67                                        |
|                 |                           | 12,45                                  | 2                          | 31,2<br>(56)      | 200<br>(278)            | 738                              | 4,75                       | 1640                                           | —                       | 69                                        |
|                 |                           | 13,25                                  | 11,4                       | 4<br>(49,7)       | 136<br>(233)            | 738                              | 4,75                       | 1493                                           | —                       | 65                                        |
| VII             | Flühr                     | 14,11                                  | —1                         | 32,6<br>(90)      | 234<br>(525)            | 729                              | 4                          | 937                                            | —                       | 56                                        |
|                 |                           | 14,00                                  | 0,2                        | 32,6<br>(87)      | 256<br>(511)            | 729                              | 4                          | 977                                            | —                       | 59                                        |
|                 |                           | 14,40                                  | —                          | 32,4<br>(92)      | 219<br>(482)            | 719                              | 4                          | 966                                            | —                       | 57                                        |
| VIII            | Dollfus II.               | 14,08                                  | 1,0                        | 18,8              | 437                     | 736                              | 5                          | 2276                                           | —                       | 142                                       |
|                 |                           | 14,20                                  | 0,9                        | 16,2              | 473                     | 738                              | 5                          | 2535                                           | —                       | 158                                       |
|                 |                           | 14,30                                  | 2                          | 24,7              | 411                     | 739                              | 5                          | 2044                                           | —                       | 127                                       |

NB. Die fettgedruckten Ziffern werden

## bis VIII.

Versuchsprotokollen).  
auf Seite 17).

| Anzahl der Chargen | Kohlenmenge pro Charge in Kilogr. | Heerd-Rückstände pro 12 Stunden in Kilogr. |                                |                                    |                             |                        |                | Rückstände in p. c. der Kohle | In den Kessel geleitete totale Wassermenge in Kilogr. |                           |              | pro Kilogr. Steinkohle eingegeführte Luftmenge von 0 Grad und 0,76m Spannung im Cubikmet. | Zustand des Rauches während 100 Minuten |         |  |
|--------------------|-----------------------------------|--------------------------------------------|--------------------------------|------------------------------------|-----------------------------|------------------------|----------------|-------------------------------|-------------------------------------------------------|---------------------------|--------------|-------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|---------|--|
|                    |                                   | Schlacken u. Kok auf dem Roste             | In der Schlacke enthaltene Kok | Unter d. Rost gefall. Asche u. Kok | In der Asche enthaltene Kok | Gesamtmenge der Ginder | pro 12 Stunden |                               | pro Kilogr. Kohle                                     | pro Stunde und Pferdektr. | sehr schwarz |                                                                                           | leicht gefärbt                          | farblos |  |
| 48                 | 24,3                              | —                                          | —                              | —                                  | —                           | —                      | 21,5           | 8649                          | 6,94                                                  | 17,2                      | —            | 5,9                                                                                       | 15,2                                    | 78,8    |  |
| 105                | 11,9                              | 147                                        | 3                              | 53                                 | 33                          | 36                     | 17,1           | 9972                          | 7,73                                                  | 19,7                      | 17,25        | 14,5                                                                                      | 26,3                                    | 59,2    |  |
| 82                 | 16,9                              | 147                                        | 3                              | 53                                 | 33                          | 36                     | 18,8           | 9403                          | 7,34                                                  | 18,5                      | 17,25        | 10,2                                                                                      | 20,8                                    | 69      |  |
| —                  | —                                 | 104                                        | 3                              | 33                                 | 21                          | 24                     | 17             | 8164                          | 5,59                                                  | —                         | 14,55        | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| 92                 | 12,7                              | 156                                        | 2                              | 64                                 | 38                          | 40                     | 18,7           | 9968                          | 7,99                                                  | —                         | 13,64        | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| —                  | 7,56                              | —                                          | —                              | —                                  | —                           | —                      | 19,2           | 9085                          | 7,43                                                  | 17,9                      | 8,35         | 21,8                                                                                      | 31,7                                    | 46,4    |  |
| —                  | 4,89                              | —                                          | —                              | —                                  | —                           | —                      | 19,5           | 8830                          | 7,68                                                  | 15,4                      | 7,23         | 32                                                                                        | 35,7                                    | 32,3    |  |
| —                  | 6,07                              | —                                          | —                              | —                                  | —                           | —                      | 19,3           | 8953                          | 7,56                                                  | 17,1                      | 7,60         | 28,6                                                                                      | 34,3                                    | 37      |  |
| 235                | 5,2                               | —                                          | —                              | —                                  | —                           | —                      | 18             | 9700                          | 7,84                                                  | —                         | 6,92         | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| 225                | 5,0                               | —                                          | —                              | —                                  | —                           | —                      | 19             | 8750                          | 7,56                                                  | —                         | 7,30         | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| 109                | 9,9                               | —                                          | 6,6                            | —                                  | —                           | —                      | 21             | 8579                          | 6,987                                                 | 17,1                      | —            | 19,9                                                                                      | 31,8                                    | 48,3    |  |
| 171                | 6,7                               | 105                                        | 0                              | 110                                | 55                          | 55                     | 18,7           | 9288                          | 7,687                                                 | 17,8                      | 16,36        | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| 130                | 7,5                               | 105                                        | 2,2                            | 110                                | 55                          | 55                     | 19,6           | 9005                          | 7,403                                                 | 17,5                      | 16,36        | 19,9                                                                                      | 31,8                                    | 48,3    |  |
| 132                | 7,7                               | 103                                        | 0                              | 85                                 | 45                          | 45                     | 18,4           | 11300                         | 7,60                                                  | —                         | 18,41        | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| 170                | 6,8                               | 97                                         | 0                              | 113                                | 59,5                        | 59,5                   | 18,1           | 9154                          | 7,71                                                  | 18,1                      | 16,33        | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| 104                | 15                                | —                                          | —                              | —                                  | —                           | —                      | 19,1           | 9267                          | 6,71                                                  | 18,3                      | 8,58         | 20                                                                                        | 27,8                                    | 52,2    |  |
| —                  | —                                 | —                                          | —                              | —                                  | —                           | —                      | 14             | 9664                          | 6,81                                                  | —                         | 7,76         | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| 53                 | 25                                | —                                          | —                              | —                                  | —                           | —                      | 20,6           | 8945                          | 6,479                                                 | —                         | 8,626        | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| 8                  | 11                                | —                                          | —                              | —                                  | —                           | 167                    | 14,03          | 8782                          | 7,98                                                  | —                         | 13 bis 17    | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| 116                | 14,3                              | —                                          | —                              | 204                                | —                           | —                      | 12,3           | 13000                         | 7,68                                                  | —                         | 10,37        | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| —                  | —                                 | —                                          | —                              | 203                                | —                           | —                      | 12,2           | 12970                         | 7,54                                                  | —                         | 9,74         | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| 111                | 14,8                              | —                                          | —                              | 215                                | —                           | —                      | 13             | 11360                         | 7,60                                                  | —                         | 10,76        | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| 116                | 9,5                               | —                                          | —                              | —                                  | —                           | —                      | —              | 7169                          | 7,28                                                  | —                         | 8,76         | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| 120                | 9                                 | —                                          | —                              | —                                  | —                           | —                      | —              | 7492                          | 7,32                                                  | —                         | 8,18         | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| —                  | —                                 | —                                          | —                              | —                                  | —                           | —                      | —              | 6770                          | 6,68                                                  | —                         | 8,64         | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| —                  | —                                 | —                                          | —                              | —                                  | —                           | —                      | —              | 15430                         | 6,61                                                  | —                         | 11,41        | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| —                  | —                                 | —                                          | —                              | 410                                | —                           | —                      | 14             | 16400                         | 7,34                                                  | —                         | 10,17        | —                                                                                         | —                                       | —       |  |
| —                  | —                                 | —                                          | —                              | —                                  | —                           | —                      | —              | 14860                         | 7,01                                                  | —                         | 11,87        | —                                                                                         | —                                       | —       |  |

zu den spätern Rechnungen verwendet.



Wir geben auf folgender Seite in Tabelle IX. die hauptsächlichsten Dimensionen der 4 Kessel, deren Leistung und alle wichtigen Daten, die zu deren relativer Werthbestimmung dienen können.

§. 85. Man sieht, dass die mittlere Liefermenge der drei Röhrenkessel während der officiellen Versuche bis auf 7,7 Kilogr. steigt und dass bemerkenswertherweise die Differenz zwischen den äussersten Liefermengen (Molinos und Zambaux) nur 0,5 % beträgt, also ganz geringfügig ist. Der Kessel mit Siedern hat 6,71 Kilogr. geliefert. Diese beiden Zahlen verhalten sich, wie 114,7 zu 100. Jedes Kilogr. Kohle hat also in den Röhrenkesseln 0,99 Kilogr. oder 14,7 % Wasser mehr erzeugt, als in dem gewöhnlichen Kessel.

Die geringe Leistung dieses letzteren entspringt theils aus seiner geringen Länge, theils aus seiner geringen Heizfläche, welche ihm den Rauch unter 441 Grad abzukühlen nicht erlaubte, während die anderen Kessel denselben mit einer mittleren Temperatur von 239 Grad in den Schornstein strömen liessen.

---

jeder Tabelle stellt die Mittelwerthe aus den Vorversuchen, die zweite diejenigen aus den officiellen Versuchen, die dritte diejenigen aus sämtlichen Versuchen dar; die vierte Reihe giebt die Daten, welche bei Eintritt der höchsten Temperatur  $T_1$  des abziehenden Rauches, und die fünfte diejenigen, welche bei Eintritt der niedrigsten Temperatur  $T_1$  des abziehenden Rauches erhoben wurden.

Diesen Tabellen habe ich gleich diejenigen von Marozeau, Schlumberger, Flühr und Dollfus II. angereiht, aber von der ersten nur diejenige Versuchsreihe aufnotirt, welche allein sämtliche zur Anstellung von theoretischen Untersuchungen erforderlichen Daten enthält, von den übrigen dagegen diejenigen Versuchsreihen, welche die Mittelwerthe aus sämtlichen und die der höchsten Temperatur  $T_1$  und der niedrigsten Temperatur  $T_1$  entsprechenden Daten angeben. Die ersten der in Columnne 5 enthaltenen Doppelzahlen beziehen sich auf die Temperatur des Speisewassers, die zweiten auf die Temperatur des Wassers beim Uebertritt von den Siedern in den Hauptkessel, und ebenso gelten die ersten Zahlen der Columnne 6 für die Temperatur des Rauches am Fusse des Schornsteins, die zweiten für die Temperatur des Rauches bei dessen Uebertritt vom Hauptkessel an die Sieder.



## Tabelle IX.

Dimensionen, Leistung und einige andere Verhältnisse der  
Versuchs-Apparate betreffend.

| Dimensionen.                                                                                                                               | Molinos<br>et<br>Pronnier | Zambaux | Prouvost | Dollfus I.           |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|---------|----------|----------------------|
| Totale Heizfläche . . . . .                                                                                                                | 49,46                     | 89,00   | 103,24   | 27,25 m <sup>2</sup> |
| Directe, der strahlenden Wärme<br>ausgesetzte Heizfläche . . . . .                                                                         | 5,99                      | 7,25    | 2,35     | 2,48 „               |
| Verhältniss zwischen totaler und<br>directer Heizfläche . . . . .                                                                          | 8,26                      | 12,30   | 44,00    | 10,90 „              |
| Totaler Inhalt . . . . .                                                                                                                   | 5,03                      | 3,95    | 6,50     | 8,76 m <sup>3</sup>  |
| Mit Wasser erfüllter Raum . . .                                                                                                            | 3,09                      | 3,24    | 5,28     | 7,19 „               |
| Mit Dampf erfüllter Raum . . .                                                                                                             | 1,94                      | 0,71    | 1,22     | 1,57 „               |
| Totale Rostoberfläche . . . . .                                                                                                            | {1,23<br>0,95}            | 1,22    | 1,80     | 1,32 m <sup>2</sup>  |
| Volle Rostoberfläche . . . . .                                                                                                             | 0,60                      | 0,85    | 0,94     | 1,03 „               |
| Freie Rostoberfläche (Quer-<br>schnitt der Zwischenräume<br>zwischen den Roststäben) . . .                                                 | 6,63                      | 0,37    | 0,86     | 0,29 „               |
| Verhältniss der Heizfläche zur<br>totalen Rostfläche . . . . .                                                                             | 40,21                     | 72,90   | 57,30    | 20,70 „              |
| Heizfläche in □ Metern pro Cu-<br>bikmeter Wasserinhalt . . . . .                                                                          | 16,00                     | 27,40   | 19,55    | 3,79 m <sup>2</sup>  |
| Bemerkung. — Die Rost-<br>fläche von Herrn Molinos et Pron-<br>nier wurde bei den letzten Ver-<br>suchen auf 0,95 m <sup>2</sup> reducirt. |                           |         |          |                      |
| Erhaltene Resultate.                                                                                                                       |                           |         |          |                      |
| pro Kilogr. Ron-                                                                                                                           | 6,94                      | 7,43    | 6,99     | } 6,71 Kil.          |
| champ - Kohle ver-                                                                                                                         | 7,73                      | 7,68    | 7,69     |                      |
| dampfte Wasser-<br>menge                                                                                                                   | 7,34                      | 7,56    | 7,40     |                      |
| Vom Heerde und aus dem Aschen-<br>fall gezogene Rückstände pro<br>Kilogr. verbrannter Kohle (all-<br>gemeines Mittel). . . . .             | 0,19                      | 0,19    | 0,20     | 0,19 Kil.            |



| Erhaltene Resultate.                                                                                                                                              | Molinos<br>et<br>Pronnier | Zambaux | Prouvost | Dollfus I.          |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|---------|----------|---------------------|
| pro Quadratmeter totaler Heizfläche erzeugte Dampfmenge (allgemeines Mittel) . . . . .                                                                            | 14,90                     | 8,10    | 7,15     | 28,90 Kil.          |
| Temperatur der in den Heerd tretenden Luft (allgemeines M.)                                                                                                       | 19,40                     | 18,80   | 16,60    | 22,40 Gr.           |
| Temperatur der von der Heizfläche in den Schornstein tretenden Gase . . . . .                                                                                     | 254                       | 280     | 185      | 441 „               |
| pro Stunde und pro □ Meter Rostfläche verbrannte Kohle .                                                                                                          | 77                        | 72      | 50       | 80 Kil.             |
| Mittlere Kohlenmenge pro Charge                                                                                                                                   | 16,90                     | 6,07    | 7,50     | 15,0 Kil.           |
| pro Kilogr. Kohle in den Heerd geleitete Luftmenge, reducirt auf 0 Grad Temperatur und 0,76 Meter Pressung . . . . .                                              | 17,25                     | 7,60    | 16,36    | 8,58 m <sup>3</sup> |
| Verhältniss der ganzen Zeit zu der Zeitdauer, wo der Rauch gänzlich farblos wurde. . . .                                                                          | 0,69                      | 0,37    | 0,48     | 0,52 „              |
| Verbrannte Kohlenmenge, reducirt auf einen constanten Effect von 42 Pferdekraften und auf eine Umdrehungszahl des Schwungrades von 20284 pro 12 Stunden . . . . . | 1161                      | 1120    | 1120     | 1273 Kil.           |
| Kosten des Apparates, inclusive des Ofens und des Schornsteins aus Ziegeln für den Prouvost'schen und Dollfus'schen Kessel                                        | 13000                     | 9600    | 10800    | 9750 Fr.            |

§. 86. Indessen behaupten wir nicht, dass es mit Hülfe einer grossen Heizfläche dieser Art von Kesseln möglich sei, die Leistung der Röhrenkessel zu erreichen. Diese kühlen den Rauch immer besser ab, da sie ihn in eine grosse Anzahl von Röhren zertheilen, während er die Canäle von grossem Querschnitte nur in einem einzigen Strahle durchströmt, der die Wärme nur von denjenigen seiner Theile verliert, welche ganz nahe an der Heizfläche liegen. Uebrigens werden wir in einem zweiten Theile unseres Berichtes Gelegenheit haben, von Kesseln mit Siedern zu sprechen, deren Disposition von derjenigen der von uns während der Concurrenz untersuchten verschieden ist und deren Leistung diejenige der anderen sehr bedeutend übertrifft. \*)

\*) Siehe hinten: Zusätze und Bemerkungen zu dem Berichte der Experimentatoren —



In den §§. 87 bis 92 wird auseinandergesetzt, welche Annahmen zur Abschätzung des vom Dampfe übergerissenen Wassers der Berechnung untergelegt sind und wie die Kohlenmenge bestimmt wurde, welche dieser sowohl als der Speisewassermenge äquivalent gesetzt werden kann.

§. 92. Wenn man aus den 4 grossen Tabellen (Columnne 43)\*) die mittlern Ziffern der für eine constante Arbeit von 42 Pferdekr. verbrannten Kohlen zieht (nachdem man von der mittleren des Herrn Zambaux die in der Woche des 22. bis 27. August erhaltene Ziffer 937 Kilogr. subtrahirt hat), so bemerkt man, dass sie den Ziffern für die mittlere Leistung aller vereinigten Versuche ziemlich genau umgekehrt proportional sind. Nachfolgende Tabelle zeigt, dass die Differenz zwischen den 4 Producten dieser beiden Zahlen in der That sehr gering ist (3 ‰).

|                                                                                 | Molinos<br>et<br>Pronnier | Zam-<br>baux | Prou-<br>vost | Dollfus<br>Mieg |
|---------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|--------------|---------------|-----------------|
| Steinkohle, welche für 42 Pferdekr. in 12<br>Stunden verbraucht wurde . . . . . | 1161                      | 1120         | 1120          | 1273            |
| Mittlere Liefermenge aller vereinigten Ver-<br>suche . . . . .                  | 7,34                      | 7,55         | 7,40          | 6,71            |
| Product aus diesen beiden Zahlen . . . . .                                      | 8522                      | 8456         | 8288          | 8541            |

Hieraus folgt, wenn auch nicht mit mathematischer Gewissheit, so doch präsumtiv, dass alle Kessel denselben Procentsatz an übergerissenem Wasser gegeben haben, weil jeder von ihnen im Mittel dieselbe Menge an Speisewasser für denselben Effect der Maschine verbraucht hat.

§. 93. Vergleich der Generatoren in Bezug auf die pro Kilogr. Steinkohle eingeführte Luftmenge und auf ihre Rauchlosigkeit. — Wir stellen in nachfolgender Tabelle einige im Laufe der Experimente erhobenen Beobachtungen über den Zustand des Rauches zusammen:

Man wird bemerken, dass die Herren Molinos et Pronnier bei den Experimenten vom 14. Juli durch Einführen von 19 bis 20 Cubikmeter oder 24,7 bis 26 Kilogr. Luft pro Kilogr. Steinkohle

\*) Diese Columnne, wie überhaupt viele anderen, ist in unserm Refe-  
rate nicht wiedergegeben.



# Tabelle X.

Die Rauchverhütung betreffend.

| Datum der Beobacht. | Untersuchter Kessel | Dauer der Beobacht. | Zustand des Rauches auf 100 Minuten |                |                 | pro Kilogr. Steinkohle eingeführte Luft von 0,76m.m. Pressung und 0° Temperatur | pro Tag verbrauchte totale Kohlenmenge | Anzahl der Chargen pro Tag in 12 Stunden | Mittlere Steinkohlenmenge pro Charge | Temperatur des Rauches beim Austritt aus dem Register |
|---------------------|---------------------|---------------------|-------------------------------------|----------------|-----------------|---------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------|------------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------------------------|
|                     |                     |                     | schwarzer Rauch                     | leichter Rauch | farbloser Rauch |                                                                                 |                                        |                                          |                                      |                                                       |
| 29. Juni            | Dollf.-Mieg         | 360'                | 21,6'                               | 26,4'          | 51,9'           | 8,10 Cm.                                                                        | 1285 Kil.                              | —                                        | —                                    | —                                                     |
| 30. "               | "                   | 360'                | 18,9'                               | 30,4'          | 50,6'           | 7,88 "                                                                          | 1305 "                                 | —                                        | —                                    | 451°                                                  |
| 18. Aug.            | "                   | 720'                | 19,7'                               | 27,2'          | 53,1'           | 12,29 "                                                                         | 1289 "                                 | 131                                      | 9,8                                  | —                                                     |
| 27. Juli            | Zambaux             | 720'                | 21,9'                               | 31,7'          | 46,4'           | —                                                                               | 1141 "                                 | 123                                      | 9,27                                 | 342°                                                  |
| 25. Aug.            | "                   | 720'                | 24'                                 | 33'            | 43'             | —                                                                               | 941 "                                  | 231                                      | 4,0                                  | 207°                                                  |
| 1. Sept.            | "                   | 720'                | 40'                                 | 38,4'          | 21,6'           | 8,04 "                                                                          | 1272 "                                 | 233                                      | 5,4                                  | —                                                     |
| 8. Juli             | Prouvost            | 360'                | 18'                                 | 32'            | 49'             | —                                                                               | 1255 "                                 | —                                        | —                                    | 187                                                   |
| 9. "                | "                   | 360'                | 17'                                 | 30'            | 53'             | —                                                                               | 1153 "                                 | —                                        | —                                    | 195                                                   |
| 10. Aug.            | "                   | 360'                | 15,9'                               | 25,1'          | 59'             | 15—17 "                                                                         | 1122 "                                 | 95                                       | 11,8                                 | —                                                     |
| 11. "               | "                   | 360'                | 27,8'                               | 40,1'          | 32,1'           | —                                                                               | 1065 "                                 | 96                                       | 11,1                                 | —                                                     |
| 14. Juli            | Molin. et Pr.       | 360'                | 5,9'                                | 15,2'          | 78,8'           | 19—20 "                                                                         | 1137 "                                 | 34                                       | 33,4                                 | 201                                                   |
| 4. Octbr.           | "                   | 690'                | 14,5'                               | 26,3'          | 59,2'           | 16,22 "                                                                         | 1173 "                                 | 83                                       | 14,1                                 | 266                                                   |



beinahe vollständige Rauchlosigkeit erreichten. Unter diesen Bedingungen betrug die Zeit des schwarzen Rauches 5,9 % von der ganzen Zeit, und stieg am 4. October bei Einführung von 16,22 Cubikm. bis auf 14,5 %. Es würden länger ausgedehnte Experimente nöthig gewesen sein, um den Einfluss der Luftmenge auf die Leistung festzustellen. Im Allgemeinen nahm die Leistung zu, wenn die Luftmenge sich verminderte.

Indessen hat man am 13. und 14. October die sehr guten Liefermengen von 7,725 und 7,91 mit den Luftquantitäten 21,72 und 19,81 Cubikm. erhalten.

Es würde interessant gewesen sein, die Leistung dieses Generators bei 8 bis 10 Cubikm. Speiseluft zu erforschen.

Wir haben natürlich jeden Concurrenten unter den Bedingungen arbeiten lassen müssen, welche er für die passendsten hielt, und die Herren Molinos et Pronnier, die mit Recht annahmen, dass es nichts Inconvenientes habe ein grosses Luftvolumen einzuleiten, wenn man nur die Gase genügend abkühlt, wendeten nie weniger als 13,25 Cubikmeter Luft an und verminderten vielleicht ihre Liefermenge, um den Rauch zu vermeiden.

Um aus diesen Experimenten sichere Folgerungen ziehen zu können, müsste man sie mehrere Wochen hindurch fortsetzen, mehrere Tage hindurch bei jedem Kessel vollständige Regelmässigkeit im Feuern unterhalten und abwechselnd alle Elemente variiren lassen, welche die Leistung beeinflussen. Es bleibt hierdurch dem Experimente ein weites Feld offen, aber es würde nicht anders als mit grossen Geld- und Zeitopfern ausgebeutet werden können.

Herr Zambaux führte beständig ein Minimum an Luft ein. Auch hat er, wie der Kessel mit drei Siedern, mehr Rauch als die beiden andern Apparate erzeugt.

§. 94. Um den relativen Werth der vier Versuchskessel mit einiger Sicherheit schätzen zu können, ist es nothwendig, von den Ursachen des Wärmeverlustes in jedem Kessel sich Rechenschaft zu geben. Diese Verluste entstehen: erstens aus einer mehr oder weniger unvollkommenen Verbrennung auf dem Heerde; zweitens aus der äusseren Abkühlung des Apparates; drittens aus der Temperatur der in den Schornstein abströmenden heissen Gase.



Um sie angenähert zu schätzen, genügt es den calorimetrischen Effect der Kohle von Ronchamp und die zu deren Verbrennung erforderliche, theoretische Luftmenge zu wissen.

Dieses Studium und der Vergleich der daraus hervorgehenden Ziffern mit denen des Experimentes, bilden den Gegenstand des folgenden Capitels.

## V.

Calorimetrischer Effect der Ronchamp-Kohle aus dem Schachte Saint-Joseph, und Luftvolumen, welches zu deren Verbrennung nothwendig ist. Wärmemenge, welche in den Verbrennungsproducten enthalten ist. Beschaffenheit, Volumen und Gewicht dieser Producte. Wärmemenge, welche pro Kilogr. Steinkohle erstens in dem von den 4 Concurrenz-Kesseln erzeugten Dampfe und zweitens in den Verbrennungsproducten bei deren Eintritt in den Schornstein enthalten ist. Wärmemenge, welche bei jedem Kessel durch unvollkommene Verbrennung, Abkühlung etc. verloren geht. —

§. 95. Chemische Zusammensetzung der Steinkohle von Ronchamp.

|                              |               |             |                |
|------------------------------|---------------|-------------|----------------|
| Wirklich verbrannte Kohle    | 0,7310        | Kohlenstoff | 0,7310         |
| freier Wasserstoff           | 0,0432        | Wasserstoff | 0,0432         |
| Nichtverbrannter Kohlenstoff | 0,0540        | Rückstände  | 0,1920         |
| Schlacken, Asche             | 0,1380        |             |                |
| hygroscopisches Wasser       | 0,0036        | Wasser      | 0,0238         |
| freier Sauerstoff            | 0,0179        |             |                |
| gebundener Wasserstoff       | 0,0023        |             |                |
| freier Stickstoff            | 0,0100        | Stickstoff  | 0,0100         |
|                              | <u>1,0000</u> |             | <u>1,0000.</u> |

§. 96. Aus der chemischen Analyse bestimmter calorimetríscher Effect. — Wenn man nach Péclet (3. édition du *Traité de la chaleur*) annimmt, dass der calorimetrische Effect einer Kohle aus dem wirklich verbrannten Kohlenstoff und dem Ueberschuss des freien Wasserstoffs resultirt (Dulong'sches Gesetz) und die Zahlen 8080 und 34462 als calorimetrischen Effect



für Kohlenstoff und Wasserstoff setzt (nach den Experimenten von Favre et Silbermann); so ergibt sich die Anzahl von Wärmeeinheiten, welche jedes Kilogr. Steinkohle von Ronchamp erzeugt, zu:

$$\begin{array}{r} \text{Kohlenstoff, } 0,731 \times 8080 = 5906 \text{ Calorieen} \\ \text{Wasserstoff, } 0,043 \times 34462 = 1481 \text{ „} \\ \hline 7387 \text{ Calorieen} \end{array}$$

Wir ziehen von dieser Zahl die bei 0° in 0,4108 Kilogr. Dampf enthaltene Wärmemenge ab, da diese Dampfquantität, wie später berechnet werden wird, in den Verbrennungsproducten sich vorfindet; diese Wärmemenge beträgt, da in jedem Kilogr. Dampf 602,5 Colorieen enthalten sind:

$$\begin{array}{r} 0,410 \times 602,5 = 247 \text{ „} \\ \hline \text{Rest } 7140 \text{ Calorieen.} \end{array}$$

Dabei haben wir zur Vereinfachung aller später folgenden Rechnungen angenommen, dass 1 Kilogr. Dampf bei allen Pressungen 650 Wärmeeinheiten enthalte. Da nun die specifische Wärme des Dampfes gleich 0,475 ist, so ergibt sich als totale in einem Kilogr. Dampf bei 0° vorhandene Wärmemenge,  $655 - 100 \times 0,475 = 602,5$ . \*)

§. 97. Zur Verbrennung nothwendiges Luftvolumen. — Mit Annahme aller Péclet'schen Zahlen findet man, dass 7,637 Cubikmeter Luft theoretisch nöthig sind, um 1 Kilogr. Ronchamp-Kohle zu verbrennen, nämlich:

$$\begin{array}{r} \text{Um } 0,731 \text{ Kilogr. Kohlenstoff zu verbrennen,} \\ \text{à } 8,881 \text{ Cubm.} \qquad \qquad \qquad 6,492 \\ \text{Um } 0,043 \text{ Kilogr. Wasserstoff zu verbrennen,} \\ \text{à } 26,638 \text{ Cubm.} \qquad \qquad \qquad 1,145 \\ \hline 7,637 \text{ Cubikm.} \end{array}$$

Da 1 Cubikm. Luft von 0° 1,299 Kilogr. wiegt, so ergibt sich diese Luftmenge dem Gewichte nach zu  $1,299 \cdot 7,637 = 9,928$  Kilgr.

---

\*) Nach der in meiner „allgemeinen Theorie der Feuerungsanlagen“ auf Seite 47 abgeleiteten Formel ergibt sich der calorimetrische Effect zu:

$$k = 8000 \cdot 0,731 + 34500 (0,0432 - \frac{1}{8} 0,0179) - 606,5 \cdot 0,0238 = 7118.$$

Der Verfasser.



In §. 98 berechnet der Berichterstatter auf bekannte Weise das Gewicht der aus einem Kilogr. Brennmaterial entstehenden Verbrennungsgase zu 10,785 Kilogr., in §. 99 die Wärmemenge, welche pro Grad in den aus 1 Kilogr. Steinkohle entstehenden Verbrennungsproducten enthalten ist, zu 2,651 Calorieen, und in §. 100 die in jedem Cubikmeter Luft pro Grad enthaltene Wärmemenge zu 0,308 Calorieen. Ferner weist er in §. 101 darauf hin, dass man demnach die aus dem Schornstein entweichende Wärmemenge berechnen könne, indem man die Anzahl Cubikmeter pro Kilogr. Brennmaterial überschüssig eingeführter Luft mit 0,308 multiplicirt, das erhaltene Product zu 2,651 addirt und die Summe mit der Temperatur der abziehenden Verbrennungsproducte multiplicirt. Endlich zeigt er, dass man alsdann die durch unvollkommene Verbrennung und durch äussere Abkühlung entstehenden Wärmeverluste durch Abzug jener Wärmemenge von dem erhaltenen calorimetrischen Effecte, also von 7140, auffinden könne.

In nachfolgender Tabelle XI sind die auf diese Weise erhaltenen Zahlen eingetragen.

§. 102. Eine Prüfung dieser Tabelle zeigt, dass die Verbrennung um so besser ist, je mehr Luft eingeführt wird. Die Herren Molinos und Pronnier haben auf ihrem Heerde den geringsten Verlust; er beträgt nur 674 Wärmeeinheiten. Die eingeführte Luftmenge ist 17,25 Cubikm. pro Kilogr. Steinkohle; sie wird mit Hülfe eines Ventilators und mit Hülfe von Oeffnungen eingeleitet, welche unter und über dem Brennmaterial angeordnet sind, so dass die Kohle und die daraus entstehenden Verbrennungsproducte gleichmässig damit versorgt werden können. Es ist nicht zu verwundern, dass unter solchen Umständen nur sehr wenig Kohlenoxyd und Wasserstoff aus dem Heerde entweicht.

Herr Prouvost steht in zweiter Reihe. Er führt 16,36 Cubikmeter ein und verliert 1486 Calorieen. Man muss einen Theil dieses Verlustes dem Durchdringen der Wärme durch die äussere Oberfläche des Mauerwerks zuschreiben, da diese Oberfläche viel schwerer gegen Abkühlung zu verwahren ist, als die der Herren Molinos und Pronnier. Auch die Verbrennung ist gewiss weniger vollkommen, weil sie mit weniger Luft stattfindet, welche nicht so innig mit dem Brennmaterial sich vermischt, wie bei den



Herren Molinos und Pronnier. Bei der Disposition des Heerdes der Letzteren kann man den Rost mit viel stärkerer Schicht bedienen, weil man nie einen Mangel an Zug zu befürchten braucht; und ausserdem ist es leichter alle auf dem Heerde befindliche Kohle unter gleichgünstigen Verbrennungsbedingungen auszubreiten.

Bei den Heerden, bei denen der Zug durch die Wirkung eines Schornsteins erhalten wird, muss man das Brennmaterial in geringer Dicke auflegen, und häufig, wenn die Heizer nicht sehr aufmerksam sind, ereignet es sich, dass sich an einigen Stellen der Oberfläche Löcher bilden, durch welche die Luft dringt ohne vollständig ihren Sauerstoff zu verlieren, oder dass sich Haufen aufthürmen, in welchen das Brennmaterial destillirt, ohne vollständig zu verbrennen.

Der Kessel mit Siedern, welcher 8,58 Cubikmeter Luft einleitet, verliert auf dem Heerde und durch Abkühlung 1483 Wärmeeinheiten. Wie bei dem Prouvost'schen Kessel hat diese Verlustursache wegen der grossen Oberfläche des Mauerwerks gewiss bedeutenderen Einfluss auf den totalen Erfolg.

Der Zambaux'sche Kessel, welcher 1486 Wärmeeinheiten bei Einführung von 7,23 Cubikmeter, also 0,4 Cubikm. weniger als das theoretische Volumen einleitet, verliert, hat sehr wenig Heizfläche und ist sehr von einer guten Umhüllung bevorzugt. Es ist höchst wahrscheinlich, dass der Verlust von 1486 Wärmeeinheiten gänzlich einer schlechten Verbrennung zugeschrieben werden muss, und aus der Uebereinstimmung der Ziffern der 4., 5. und 12. Columne kann man schliessen, wenn man Rücksicht auf die grössere Wärmeübertragung bei den Prouvost- und Dollfus-Mieg'schen Kesseln nimmt, dass der auf den Heerden der vier Generatoren stattfindende Verlust nach sehr regelmässigem Gesetze mit Abnahme des eingeführten Luftvolumens wächst.

Uebrigens genügt es zur Erzielung der Maximal-Liefermenge nicht, den durch schlechte Verbrennung und äussere Abkühlung entstehenden Verlust zu vermindern. Wenn man auf dem Heerde die grösste Oeconomie erreichen muss, so ist es beim Schornsteine erforderlich, so wenig als möglich Wärmeeinheiten entweichen, oder, was auf dasselbe hinausläuft, die verbrannte Luft unter möglichst geringem Volumen und möglichst niedriger Tem-



## Tabelle XI.

Die Wärmeverluste betreffend.

| Bezeichnung des Apparates                  | Liefermenge | Temperatur des Rauches | Luftvolumen pro Kilogr. Steinkohle | Ueberschüssiges Luftvol. über das theoretische 7,637 | pro Kilogr. Kohle erzeugte totale Wärmemenge | Proportional-Zahlen | Von dem erzeugten Dampf aufgenommene Wärmemenge |
|--------------------------------------------|-------------|------------------------|------------------------------------|------------------------------------------------------|----------------------------------------------|---------------------|-------------------------------------------------|
| 1                                          | 2           | 3                      | 4                                  | 5                                                    | 6                                            | 7                   | 8                                               |
|                                            | Kilogr.     | Grade                  | m. c. (kil.)                       |                                                      |                                              |                     |                                                 |
| Molinos und Pronnier (officielle Versuche) | 7,73        | 257                    | 17,25<br>(22,42)                   | 9,62                                                 | 7140                                         | 100                 | $(7,73 \times 650) = 5024$                      |
| Zambaux (officielle Versuche) . . . .      | 7,68        | 262                    | 7,23<br>(9,39)                     | —0,40                                                | 7140                                         | 100                 | $(7,68 \times 650) = 4992$                      |
| Prouvost (idem) . .                        | 7,687       | 184                    | 16,36<br>(21,26)                   | 8,73                                                 | 7140                                         | 100                 | $(7,687 \times 650) = 5006$                     |
| Dollfus-Mieg I. (allgemeines Mittel) .     | 6,71        | 441                    | 8,58<br>(11,15)                    | 0,95                                                 | 7140                                         | 100                 | $(6,71 \times 650) = 4361$                      |
| Schlumberger . .                           | 7,71        | 148                    | 10,5<br>(13,65)                    | 2,863                                                | 7140                                         | 100                 | $(7,71 \times 650) = 5012$                      |
|                                            | 7,68        | 176                    | 10,37<br>(13,48)                   | 2,633                                                | 7140                                         | 100                 | $(7,68 \times 650) = 4992$                      |
| Flühr . . . . .                            | 7,28        | 234                    | 8,76<br>(11,38)                    | 1,023                                                | 7140                                         | 100                 | $(7,28 \times 650) = 4732$                      |
| Dollfus - Mieg II. .                       | 6,61        | 437                    | 11,41<br>(14,83)                   | 3,773                                                | 7140                                         | 100                 | $(6,61 \times 650) = 4296$                      |

Die Versuche mit dem Schlumberger'schen Apparat dauerten 2 Wochen. Jede

NB. Die unteren eingeklammerten Ziffern der Column 4

Die von den Herrn Berichterstatlern in dieser Tabelle Flühr'schen und Dollfuss'schen Apparates habe ich später anzustellenden Rechnungen zu erhalten. —

| Proportionalzahlen in 0/0 | In den Verbrennungsproducten enthaltene Wärmemenge | Proportionalzahlen in 0/0 | Durch Abkühlung oder schlechte Verbrennung verlorene Wärmemenge | Proportionalzahlen in 0/0 | Totaler Wärmeverlust | Proportionalzahlen in 0/0 |
|---------------------------|----------------------------------------------------|---------------------------|-----------------------------------------------------------------|---------------------------|----------------------|---------------------------|
| 9                         | 10                                                 | 11                        | 12                                                              | 13                        | 14                   | 15                        |
| 70,4                      | $257(2,65 + 9,62 \times 0,308) = 1442$             | 20,2                      | 674                                                             | 9,4                       | 2116                 | 29,6                      |
| 69,9                      | $262(2,65 - 0,40 \times 0,308) = 662$              | 9,2                       | 1486                                                            | 20,9                      | 2148                 | 30,1                      |
| 70,1                      | $184(2,65 + 8,73 \times 0,308) = 981$              | 13,7                      | 1153                                                            | 16,2                      | 2134                 | 29,9                      |
| 61,1                      | $441(2,65 + 0,95 \times 0,308) = 1296$             | 18,1                      | 1483                                                            | 20,8                      | 2779                 | 38,9                      |
| 70,2                      | $148(2,65 + 2,863 \times 0,308) = 522$             | 4,7                       | 1606                                                            | 25,1                      | 2128                 | 29,8                      |
| 69,9                      | $176(2,65 + 2,633 \times 0,308) = 609$             | 8,5                       | 1539                                                            | 21,6                      | 2148                 | 30,1                      |
| 66,2                      | $234(2,65 + 1,023 \times 0,308) = 893$             | 12,5                      | 1515                                                            | 21,3                      | 2408                 | 33,8                      |
| 60,1                      | $437(2,65 + 3,773 \times 0,308) = 1665$            | 23,3                      | 1179                                                            | 16,6                      | 2844                 | 39,9                      |

der für diesen Apparat angegebenen Reihen giebt die Mittelwerthe einer Woche.

geben die Luftmenge dem Gewichte nach an.

nicht angegebenen Werthe des Schlumberger'schen, beigefügt, um übereinstimmende Unterlagen für die

Der Verfasser.



peratur austreten zu lassen. Der Verlust beim Register ist dem Producte dieser beiden Elemente proportional, während der Verlust auf dem Heerde nach einem schwer zu bestimmenden Gesetze nach Maassgabe des zur Verbrennung angewendeten Luftvolums wächst. Es ist daher für einen vorhandenen Kessel zu ermitteln von grossem Interesse, wie gross die pro Kilogr. Brennmaterial einzuführende Luftmenge sein muss, um die Summe dieser Verluste auf ein Minimum zu reduciren.\*) Wir sehen beim Anblick der Tabelle, dass diese Summe ihr Maximum beim Kessel mit drei Siedern erreicht; während sie wesentlich dieselbe bei den Kesseln der drei Concurrenten ist, wo indessen die Bedingungen des Speisens sehr verschieden sind.

Diese Ziffern beweisen zunächst, dass man dieselbe Liefermenge in Apparaten sehr verschiedener Anordnung erhalten kann, zweitens, dass keiner von den untersuchten Kesseln den Bedingungen der Maximal-Leistung vollkommen genügte, und endlich, dass, wenn man von jedem unter ihnen einen Theil der Anordnung entlehnte, es möglich wäre einen Kessel herzustellen, welcher alle übrigen an Leistung überträfe. Wenn alle drei Kessel ungefähr 7,7 Kilogr. liefern, so zeigt die 10. Columne, dass die Herren Molinos und Pronnier es sind, welche den Rauch am reichsten an Wärme entweichen lassen. Würde man daher nicht an das Ende ihres Kessels einen Vorwärmer von grosser Oberfläche anbringen können, in welchem das Wasser nach entgegengesetzter Richtung des Rauches sich bewegte, so dass derselbe durch Abkühlung von 257 auf 128 Grad die Hälfte seines Wärmegehaltes, also 721 Calorieen abgäbe? Es ist das durchaus nicht unmöglich, da Herr Marozeau, wie wir später sehen werden, in einem verticalen Vorwärmer die Temperatur der heissen Gase bis auf 62 Grad erniedrigt hat; und dieses würde in vorliegendem Sonderfalle um so leichter möglich sein, da die Anwendung des Ventilators ohne Beeinträchtigung des Zuges die Temperatur der Verbrennungsproducte bis in's Unendliche zu vermindern erlaubt. Diese Verbesserung würde die Dampfliefermenge dieses

---

\*) Siehe hinten: Zusätze und Bemerkungen zu dem Berichte der Experimentatoren.



Apparates im Verhältnisse von  $\frac{721}{650}$ , also um 1,11 Kilogr. steigern und sie daher auf 8,84 Kilogr. bringen. Daraus resultirte, bei der verlangten Dampfmenge von 10000 Kilogr., eine Ersparung von  $\frac{10000}{7,73} - \frac{10000}{8,84} = 162$  Kilogr. Kohlen.

Würde man es nicht ebenso bei dem Kessel mit Siedern machen können, dessen Rauch noch 1296 Calorieen enthält, und der durch Verminderung seiner Temperatur von 441 auf 128 Grad  $1296 \times \frac{441 - 128}{440} = 919$  davon abgäbe? Die Leistung würde um  $\frac{919}{650} = 1,41$  Kilogr. wachsen und 8,12 Kilogr. erreichen.

Würde es in diesem Falle nicht genügen, die Verbrennung durch stärkere Lufteinführung zu verbessern?

§. 103. Alle diese Fragen, welche wir nur obenhin berühren, verdienten der Gegenstand ernster Studien zu werden. \*)

In jedem Kessel, in welchem die Verbrennung gut geleitet wird, ist die Temperatur gewiss eine Function von der pro Kilogr. Brennmaterial unter den Rost geführten Luftmenge. Da man das letzte dieser Elemente nach Belieben ändern kann, so wird es möglich sein, das diese beiden Werthe regelnde Gesetz experimental zu bestimmen. Man wird also die dem Maximum der Leistung entsprechende Luftmenge praktisch aufzufinden im Stande sein.

Einer von uns hat nach dieser Richtung mit den Kesseln mit Siedern der Herrn Dollfus-Mieg et Co. schon längst zahlreiche Versuche angestellt. Wir werden später die in diesem Etablissement erhaltenen Resultate liefern. Es würde höchst interessant gewesen sein, diese Versuche mit jedem der zu der Concurrenz zugelassenen Generatoren zu wiederholen; allein die Umstände haben es nicht gestattet und ausserdem fehlte die Zeit.

Uebrigens kann man nunmehr als Princip hinstellen, dass man gleichzeitig, wo man zu Verminderung des Verlustes auf dem Heerde das Luftvolumen vermehrt, zur Steigerung der Liefer-

\*) Siehe hinten: Zusätze und Bemerkungen zu dem Berichte der Experimentatoren.



menge die Heizfläche derartig anordnen muss, dass die Temperatur am Register vermindert wird. So z. B. gab der Kessel mit Siedern seine Maximal-Leistung bei Einführung von 8,58 Cubikmetern, indem er die Verbrennungsproducte mit 441 Grad entliess. Es würde mit einem nach diesem Systeme construirten Apparate vortheilhaft sein, schlecht zu verbrennen um viel zu erzeugen. Das ist kein Paradoxon: die Experimente, von denen wir berichten werden, beweisen es mit der unzweideutigsten Evidenz.

Aehnliche Thatsachen sind sehr geeignet, die Aufmerksamkeit aller zu erwecken, welche sich mit der Construction von Dampfkesseln beschäftigen.

Nur indem man einen Generator vielfältigen Experimenten unterwirft und dabei die Umstände seines Ganges variiren lässt, so dass er seine Maximalleistung erreicht, ist es möglich sich zu versichern, ob er nach guten Verhältnissen construiert ist. Dies ist offenbar bei unserem Kessel mit drei Siedern nicht der Fall.

Es wird daher sehr wichtig zu bestimmen zu suchen, welches die einem Generator am geeignetsten zu gebende Anordnung ist, um die Temperatur der heissen Gase bis zur äussersten Grenze zu erniedrigen, nachdem man unter den Heerd das einer guten Verbrennung entsprechende Luftvolumen eingeführt hat.

Nach unserer Meinung wird man nur mit Kesseln, denen Vorwärmer von grosser Heizfläche angehängt sind, diese Resultate mit Sicherheit erreichen können.

## VI.

Motive für das von dem Comite für Mechanik über die zur Concurrenz eingeschickten Apparate gefällte Urtheil.

§§. 104, 105 stellt der Berichterstatter die Gesichtspunkte fest, von denen das Comite bei Aburtheilung über die Preiswürdigkeit der Apparate ausging.

§§. 106, 107, 108 und 109 discutirt er die einzelnen Forderungen des Programms, wie Leistung oder Liefermenge, übergerissene Wassermenge und praktische Brauchbarkeit im engeren Sinne des Wortes, und gelangt dann zu folgendem Conclusum:

§. 110. Wir schlagen Ihnen daher vor, meine Herren, zu erklären:



Dass die drei eingelieferten Apparate die Verdampfungskraft besitzen, welche Sie von ihnen verlangt haben.

Dass sie Dampf liefern, der nicht mehr Wasser enthält, als Sie bezeichneten.

Und dass, obgleich sie nach Ihrer Meinung den geforderten praktischen Bedingungen nicht genügend entsprächen, es sich doch gebührte wenigstens die ganze von den Subscribenten Ihnen zur Disposition gegebene Summe unter sie zu vertheilen.

Wir schlagen Ihnen ferner vor, dass wenn Sie die vorangestellten Schlussfolgerungen billigen, Sie die Preise folgendermaassen enger begrenzen möchten:

Erstens Herrn Zambaux zu Saint-Denis eine silberne Medaille und eine Summe von 2750 Fr.

Zweitens Herrn Molinos und Pronnier eine silberne Medaille und 2750 Fr.

Drittens Herrn Prouvost eine bronzene Medaille und 2000 Fr.

Der Apparat des Herrn Zambaux ist in vieler Hinsicht weit einfacher als der der Herren Molinos und Pronnier; mit wenigen Abänderungen würde er weniger schwer zu reinigen und zu repariren sein. Sein Preis ist bei bedeutenderer Heizfläche weniger hoch als der der letzteren. Er erfordert keinen Ventilator. Wir glauben, dass sein Heerd von längerer Dauer ist.

Der Apparat der Herren Molinos und Pronnier ist in Bezug auf den Zweck, welchen sich dieselben vorgesetzt haben, sehr gut angeordnet; die Constructionseinzelheiten sind ausserordentlich durchdacht; seine Leistung steht der des Zambaux'schen Generators durchaus nicht nach. Ausserdem ist er gewiss ein wenig rauchloser. Allein sein Ankaufspreis ist der höchste von allen untersuchten Systemen.

Wir haben bereits ausgesprochen, dass der Apparat des Herrn Prouvost unserer Meinung nach sehr wenig rationell angeordnet, dass er viel mehr den Incrustationen unterworfen und viel schwerer zu reinigen war, als die seiner Concurrenten, und dass er endlich eine Leistung hatte, welche, wenn auch von der der anderen nicht übertroffen, nur mit einer sehr beträchtlichen Heizfläche und einer vollständigeren Abkühlung der Verbrennungsgase erhalten werden konnte.



## ZWEITER THEIL.

§. 111. Nachdem wir im ersten Theile dieses Berichtes die während der Concurrenz-Versuche beobachteten Thatsachen zusammengestellt haben, wollen wir nun die Ergebnisse berichten, welche von verschiedenen Industriellen unseres Departements durch zahlreiche und seit langen Jahren zur Bestimmung der einer vollkommeneren Leistung entsprechenden Disposition angestellte Experimente erhalten worden sind.

### I.

Beschreibung der Generatoren der Herrn Gros, Odier, Roman in Wasserlingen — Leistung dieser Apparate.

§. 112. Wir haben uns mehre Male nach Wasserlingen begeben, wo Herr Marozeau, früherer Eleve der polytechnischen Schule in Paris, mit der grössten Bereitwilligkeit die zahlreichen Notizen uns mitgetheilt hat, welche er über den Gang der dort angewendeten Generatoren sammelte.

Dieser gelehrte Ingenieur studirt diese Fragen seit beinahe 30 Jahren und hat in einem, weiter unten vollständig mitgetheilten Berichte die hervorragendsten Thatsachen seiner Beobachtungen und die verschiedenen Phasen beschrieben, welchen die Frage der Dampferzeugung in Wasserlingen unterworfen war.

Wenn die zahlreichen Erfinder von rauchverzehrenden und anderen zur Ersparung von Brennmaterial bestimmten Apparaten das Etablissement in Wasserlingen besuchten, so würde mehr als einer von ihnen beim Anblick der Generatoren, welche gewöhnliche und rauchlose Roste haben und die heisse Luft mit einer Temperatur von 130 bis 180 Graden in ihre Schornsteine abliefern, seine übertriebenen Illusionen zurücklassen.

Der Leser wird im nachfolgenden, wörtlich wiedergegebenen Berichte des Herrn Marozeau sehr genaue Angaben über diesen Gegenstand vorfinden.



## Bericht des Herrn Marozeau.

§. 113. Schon länger als 30 Jahre wenden wir Vorwärmer an. Sie wurden oft in ihrer Form und Disposition geändert; aber alle hatten den Zweck unsern Kessel mit Siedern Speisewasser zu liefern, welches durch den aus den Feuerkanälen abziehenden Rauch sich erwärmte.

Im Jahre 1854 schlug uns Herr A. Hirn vor, ein System von Vorwärmern in unsern Werkstätten zu versuchen, welches er sich hatte patentiren lassen. Dieses System ist genugsam bekannt, als dass es hier beschrieben zu werden brauchte; man sehe: *Bullet. de la Société industrielle de Mulhouse tome XXIII. page 120*. Wir beschränken uns darauf zu erinnern, dass es aus einem spiralförmig gewundenen Kupferrohre besteht, welches vertical in einer ringförmigen Kammer aufgestellt wird. Der aus den Canälen eines Kessels strömende Rauch wird in den oberen Theil der Kammer eingeführt; ein mit dem untern Theile dieser Kammer communicirender Ventilator saugt den Rauch an, zwingt ihn von oben nach unten durch die Kammer sich zu bewegen und wirft ihn alsdann in den Schornstein; das Speisewasser endlich tritt am untern Ende der Serpentine ein, strömt nach entgegengesetzter Richtung des Rauches und tritt durch die obere Oeffnung in den Dampfkessel.

Diese sehr rationelle Anordnung sollte innerhalb gewisser Grenzen den gewünschten Zweck erreichen, d. h. dem Rauche einen Theil der Wärme entziehen, welche er sonst als reinen Verlust durch den Schornstein mit sich fortnehmen würde. Die ersten Versuche rechtfertigten auch die Versprechungen des Herrn Hirn, indem sie in die Leistung unserer Kessel erhebliche Ersparungen einführten.

Allein bei längerer Erfahrung erwies sich die Disposition des Apparates als verbesserungsfähig. Wir erkannten bald, dass der Ventilator unnöthig sei und dass der Zug nach dessen Entfernung genügend ausreichte. \*) Andererseits bemerkten wir nach

---

\*) Was seinen Grund in der Grösse des Canalquerschnittes hat, welche hier sehr bedeutend war, während sie bei H. Hirn nur gering gewesen sein mochte.



sehr kurzer Zeit, dass die Kupferrohre, aus denen die Serpentine hergestellt war, sehr schnell und vorzüglich an dem Theile verderben, mit welchem sie mit dem kalten Wasser in Berührung kamen.

Wir construirten daher den Apparat aus gusseisernen Röhren, welche sehr gut hielten und nur höchst selten geringe Reparaturen nöthig machten.

Dieser erste Apparat bestand, wie bereits angeführt, aus einer vertical in dem ringförmigen Raume aufgestellten Serpentine. Er nahm den Rauch von 4 unserer Färberei zugehörnden Dampfkesseln auf.

Nach und nach haben wir zwei andere aufgestellt, von denen jeder den Rauch von zwei Dampfkesseln aufnahm. Diese beiden Apparate unterscheiden sich vom ersten dadurch, dass sie aus mehreren Serpentinaen bestehen, welche durch ihre Enden miteinander communiciren und vertical in einer aus ebenen und rechtwinkligen Wänden gebauten Kammer aufgestellt sind. Diese Disposition gewährt den Vortheil die Heizfläche in einen engeren Raum zusammendrängen zu lassen und ausserdem das Geschäft des Reinigens zu erleichtern.

Zahlreiche Versuche sind mit diesen Apparaten angestellt worden und haben uns von deren Vortheilen überzeugt. Allein als wir neue Dampfkessel einzurichten vorhatten, haben wir untersuchen müssen, ob nicht noch andere Modificationen einzuführen seien.

§. 114. Die genannten Dispositionen zeigten nämlich zwei Inconvenienzen, die wir zu beseitigen wünschten, und zwar:

Erstens. Der Vorwärmer beanspruchte einen besondern zwischen Kessel und Schornstein gelegenen Aufstellungsort, welcher nicht immer disponibel oder nur mit grossen Schwierigkeiten zu erlangen ist.

Zweitens. Die obere Oeffnung der Serpentine überragt um Vieles das Niveau des Kessels; die Temperatur des in ihr enthaltenen Wassers steigt häufig über 100 Grad und verwandelt dieses in Dampf; man kann daher befürchten, dass die Serpentine nicht immer ganz voll Wasser ist und dass die Speisung des Kessels anomal von Statten geht.

§. 115. Diese Bedenken haben uns bewogen, den Vorwär-



mer unter dem Kessel selbst anzubringen, wodurch die genannten Inconvenienzen vermieden werden. Einerseits hat man nicht mehr den Mangel an Platz zu befürchten und andererseits befindet sich die Serpentine mit dem Kessel derartig in Communication, dass die Speisung gesichert ist.

Wir haben uns nur glücklich schätzen müssen, diese Disposition angenommen zu haben. Wir führten sie nach und nach bei 5 Niederdruck-Kesseln, wie bei 3 andern Kesseln ein, welche Dampfmaschinen mit Dampf von 5 Atmosphären Spannung versorgten. Ein neuer Niederdruck-Kessel, welcher jetzt im Bau begriffen, soll ebenfalls einen Vorwärmer nach diesem Systeme erhalten.

Taf. V. zeigt dieses System von Vorwärmern, wie einen der Kessel, an welchem es angebracht ist.

Nach dem Austritt aus dem Heerde umspült die Flamme den untern Theil der Sieder und steigt alsdann, nachdem sie den cylindrischen Körper umkreist hat, an dem Vorwärmer *A, B, C, D*, herab, welcher aus vier übereinanderliegenden Theilen zusammengesetzt ist, von denen jeder aus 6 nebeneinanderliegenden, gusseisernen Röhren besteht. Diese Röhren haben 0<sup>m</sup>,1 innern und 0<sup>m</sup>,12 äusseren Durchmesser und sind auf einen Druck von 15 Atmosphären geprüft. Die heisse Luft bewegt sich nach entgegengesetzter Richtung des Speisewassers, welches an dem untern Theile des Vorwärmers gleichzeitig in alle 6 Röhren eingeführt wird. Sie wird durch horizontale Scheidewände, welche durch gusseiserne, auf die Röhren gelegte Platten gebildet sind, nach der Richtung der in Fig. 1 bis 3 gezeichneten Pfeile geleitet. Diese Platten kann man zur Bequemlichkeit der Reparatur und Reinigung wegnehmen.

§. 116. Es bleibt die Motive anzuführen übrig, welche uns zur Annahme gewisser, besonderer Dispositionen unseres Apparates veranlassten, wie die Principien hervorzuheben, welche uns dabei leiteten. Man musste zwei Bedingungen zu erfüllen suchen:

Erstens. Von einer gegebenen Brennmaterialmenge ein Maximum von Wärme zu gewinnen.

Zweitens. Den grösstmöglichen Theil dieser Wärme dem Dampfkessel mitzutheilen.



Man weiss, dass die durch Verbrennung erzeugte Wärme unabhängig von der Geschwindigkeit dieser Verbrennung ist, d. h. dass sie dieselbe bleibt, die Verbrennung möge langsam oder lebhaft, wenn nur vollkommen, von Statten gehen.

Die Uebertragung der Wärme an den Apparat geschieht in zweierlei Weise:

Erstens. Durch Strahlung des Brennmaterials.

Zweitens. Durch Berührung mit den Verbrennungsproducten.

Die Umstände, welche diese Uebertragung begünstigen, werden sein:

Erstens. Die Grösse der strahlenden Oberfläche.

Zweitens. Die Intensität der Wärme dieser Oberfläche.

Drittens. Die Grösse der Oberfläche des Apparates, welche mit dem Rauche in Berührung ist (indirecte Heizfläche).

Viertens. Die möglichst lange Dauer dieser Berührung.

Fünftens. Endlich, und dies ist der Zweck der Serpentine, eine derartige Disposition, dass der Rauch nach Maassgabe seiner Abkühlung solchen Flächen begegnet, deren Temperatur sich gradatim vermindert. (Gegenstromfläche.)

Um der ersten dieser Bedingungen zu genügen, muss man dem Roste eine grosse Oberfläche geben; sie ist in unserm Apparate mehr als 2 □ Meter gross. Die Bequemlichkeit des Bedienens schreibt allein Grenzen für deren Ausdehnung vor. Unsere Roststäbe sind sehr dünn; ihre Breite beträgt nur 15 Millimeter; sie sind 5 bis 6 Millimeter von einander entfernt. Die freie Oberfläche beträgt demnach mehr als 0,6 □ Meter.

Die Verbrennung ist langsam, aber öconomisch. Die Flamme steigt vertical an; sie erreicht selten die Sieder, welche 0,55 Meter vom Roste entfernt sind. Diese die gewöhnlichen Ausführungen übertreffende Entfernung soll ein Abkühlen der Flamme an dem kalten Kesselboden verhindern und dadurch eine vollkommnere Verbrennung sichern. Man verbrennt auf diese Weise vortheilhaft circa 100 Kilogr. pro Stunde.

Wir sagten, dass wir so viel als möglich die Berührung des Rauches mit dem Umfange des Apparates zu verlängern suchten. Daher musste man die Geschwindigkeit des Rauches so gering wie möglich machen, was man durch sehr grosse Feuercanäle erreichte. Diese Grösse erhob sich in unserm Apparate nie über 0,4 □ Meter.



Für einen unserer Kessel, dessen Plan wir gegeben haben, ist die Schornsteinhöhe 28 Meter, dessen unterer Querschnitt 2,25, dessen oberer 0,64  $\square$  Meter; die mittlere Geschwindigkeit des Rauches vom Roste bis an den Gipfel des Schornsteins beträgt 0<sup>m</sup>,746 pro Sec.

Wir haben den Röhren, welche die Sieder mit dem Kessel verbinden, eine Länge gegeben, die die üblich angewendete weit übertrifft. Diese Wahl hat die Construction der Canäle zu erleichtern den Zweck, welche, wie angeführt, sehr grosse Querschnitte haben.

Die Röhren sind bis in das Innere des Kessels durch einen Ansatz *M N O* verlängert, welcher um 0,1 Meter den Wasserspiegel überragt und mit einem Aufsätze überdeckt ist. Man wird den Zweck dieser Disposition einsehen, welcher darin besteht, die Dampfentwicklung zu erleichtern, die Störung zu vermeiden, welche das Hindurchdringen desselben durch das Kesselwasser verursacht, und so viel als möglich dem Fortreissen des Wassers vorzubeugen.

Jeder Sieder wird durch 3 Röhren *PQ*, *RS*, *TU* gespeist, welche durch die Verbindungsrohren führen. (Fig. 1 und 3.)

Es schien uns erforderlich die Oeffnungen zu vermehren, durch welche der Dampf von den Siedern in den Kessel gelangt; daher haben wir 3 Verbindungsrohren für jeden Sieder angeordnet. Indessen haben zahlreiche Zufälle, welche unsern Apparat trafen, uns erkennen lassen, dass dieses System ärgerliche Folgen haben kann, welche wir nicht vorhersahen. Nach mehr oder weniger langem, zuweilen sogar sehr kurzem Gebrauche, zeigten sich unmittelbar unter der Dichtung je nach stärkerem oder weniger starkem Durchbrennen des Metalls erhebliche Undichtheiten. Die Dichtung war mit Sorgfalt und in der vollkommensten Weise vorgenommen, und die Güte des Metalls nicht Argwohn erregend. Wir haben daher die Erscheinungen dem Einflusse der ungleichen Ausdehnung zuschreiben müssen, welche auf die Dichtung einwirkte, und welche ein Durchsickern und dadurch ein Oxydiren und Durchbrennen verursachte.

Unter Voraussetzung der Richtigkeit dieser Erklärung haben wir die vermeintliche Ursache des Uebels beseitigen zu müssen geglaubt. An mehreren Kesseln haben wir die Verbindungsrohren



auf eine einzige für jeden Sieder reducirt. Dann haben wir jeden Sieder in zwei Hälften getheilt, von denen jeder sein Verbindungsrohr hatte.

Um den Dampf von einem Theile des mitgerissenen Wassers zu befreien, haben wir im Dome eine horizontale Scheidewand angebracht, über welche der Dampf durch ein Rohr tritt, das dicht unter dem Deckel des Domes einmündet und sich vertical abwärts in denselben verlängert. Auf diese Weise wird der Dampf längere Zeit im Dome zurückgehalten und setzt dadurch Wasser ab, welches ein von der Scheidewand ausgehendes und unter den Wasserspiegel herabragendes Rohr in den Kessel zurückführt.

§. 117. Leistung der Apparate. — Ehe wir die Ergebnisse der Experimente, welche wir zur Ermittlung der Leistung unserer Apparate anstellten, zur Kenntniss bringen, wollen wir die Verfahrungsart näher erörtern.

Die Dauer der Heizung war nie kürzer als 12 Stunden.

Die Höhe des Wasserspiegels wurde morgens vor Beginn des Heizens beobachtet; am andern Morgen zu derselben Zeit stellte man diese verzeichnete Höhe etwas tiefer als Tags zuvor wieder her und rechnete als verdampfte Quantität die in den Kessel während 24 Stunden eingeführte Wassermenge. Man sorgte dafür, dass genau ebenso geheizt wurde, wie am Tage vor dem Experimente, so dass der Apparat bei Beginn und Beendigung der Aichung in demselben Zustande sich befand.

Das Speisewasser wurde immer mit der gewöhnlichen Temperatur eingeführt. Man muss bemerken, dass die Apparate mit den Vorwärmern relativ vortheilhafter sind, weil die Temperatur des Speisewassers weniger hoch ist.

Wir haben zahlreiche Versuche angestellt, um die Temperatur des Rauches beim Austritt aus den Canälen zu bestimmen. Da diese Temperatur nicht sehr hoch ist, so haben wir sie mit dem Quecksilber-Thermometer, welches in den Gasstrom gehalten wurde, messen können.

Aber es sind uns Zweifel über den Grad des Vertrauens aufgestiegen, welches man dieser Bestimmungsweise schenken darf. In der That ist der in den Canälen circulirende Rauch weit davon entfernt, homogen zu sein, und bedeutende Differenzen treten gewöhnlich in den Geschwindigkeiten und Temperatu-



ren der Theilchen hervor, aus denen er besteht. Vorzüglich gilt dies für horizontale und weite Canäle, wie die unsrigen waren. Wenn man daher an irgend einem Orte des Canales ein Thermometer aufstellt, so erhält man die Temperatur an diesem Orte, aber kann daraus nicht auf die mittlere Temperatur des Querschnittes schliessen.

Um diese Fehlerquelle möglichst zu vermeiden, verfahren wir bei der letzten Reihe unserer Versuche in folgender Weise:

Tafel V Fig. 4 stellt den horizontalen und verticalen Querschnitt des Canales an dem Orte dar, wo man die Temperatur des Rauches messen will.

Kupferrohre von 0<sup>m</sup>,04 Durchmesser sind dort symmetrisch aufgestellt. Diese Rohre *abc*, *a'b'c'* etc. sind bei *c* geschlossen und bei *a* offen; der Theil *bc* ist von *b* nach *c* ein wenig geneigt; der Theil *ab* ist vertical. Sie sind mit Oel gefüllt. Ein Thermometer taucht in den verticalen Theil *ab* ein.

Es ist klar, dass das in diesen Röhren enthaltene Oel mit den Temperaturen der verschiedenen Fasern, aus denen man den Rauchstrom zusammengesetzt denken kann, ins Gleichgewicht kommt, und dass das Mittel aus den von den Thermometern angegebenen Temperaturen wenig von der mittleren Temperatur abweichen wird, welche man erhalten will.

Wenn das Ende *c'* des Rohres den Umfang *PQ* des Canales nicht erreicht, so ist die beobachtete Temperatur sehr abweichend, niedriger wenn der heisseste Strom längs *PQ*, höher, wenn er längs *MN* sich bewegt.

Es war wichtig die Temperatur des Wassers zu kennen, welches von dem Vorwärmer in den Kessel übertrat. Zu diesem Zwecke hat man auf dem Rohre (Fig. 5), welches dieses Wasser dem Kessel zuführt, eine verticale Röhre *abcd* angebracht, in deren Innerem eine andere Röhre *efgh* sich befindet, welche bei *gh* geschlossen, bei *ef* geöffnet und mit Oel gefüllt ist; ein in dieses Oel getauchtes Thermometer giebt die Temperatur desselben an, welche fast genau derjenigen des Speisewassers gleich kommt; diese Temperatur variirt kaum um ein Paar Grade.

§. 118. Erörterungen über die Resultate unserer Versuche. — Wir hatten uns erst vorgenommen, auf eine Dar-



stellung derjenigen Experimente uns zu beschränken, welche wir mit den Apparaten vornahmen, die mit Vorwärmern versehen sind, welche also durch Tafel V veranschaulicht werden und welche wir definitiv annahmen.

Allein wir glauben, dass es von Interesse sein wird, die Resultate von einigen Versuchen damit zu vereinigen (No. 1, 2 und 3, Tab. V) \*), welche mit viel Sorgfalt an einem Dampfkessel unserer Bleicherei, der mit einem verticalen Vorwärmer des ersten Systems versehen ist, im Jahre 1848 angestellt wurden.

Die Versuche Nr. 4 bis incl. 11 sind mit Dampfkesseln von identischen Grössenverhältnissen und Dispositionen angestellt worden. Die Heizfläche der Sieder und des Kessels war 35 □ Meter, die der Vorwärmer 66 □ Meter. Die Dampfspannung stieg in keinem dieser Kessel über 1,5 Atmosphäre.

Die Tabelle Nr. 5 stellt in den Columnen 12 und 13 zwei Versuchsreihen dar, welche auf einen Apparat abzielten, in welchem die Dampfspannung bis zu 4 Atmosphären sich erhob. Dieser Apparat hat zwei Sieder; seine Disposition ist dieselbe, wie die der Generatoren auf Tafel V. Nur die Dimensionen sind andere. Indessen ist zu bemerken, dass, wie die Oertlichkeit es erlaubte, der horizontale Vorwärmer seitlich, statt unter dem Kessel, aufgestellt wurde. Die Heizfläche der Sieder und des Kessels beträgt nur 15,4 und diejenige des Vorwärmers 48 □ Meter.

Unsere Apparate unterscheiden sich nur durch die Form der Sieder und durch die Art und Weise, wie diese Sieder mit dem Hauptkessel verbunden sind. Diese Sieder sind, wenn sie aus einem einzigen Stücke bestehen, durch ein oder drei, wenn sie aus zwei Stücken bestehen, durch zwei Röhren mit dem Kessel vereinigt.

Die Zeichnungen lassen diese verschiedenen Dispositionen erkennen, wie sie allmählich im Zwecke grösserer Solidität modificirt sind. Die Erfahrung lehrt, dass sie keinen Einfluss auf die Leistung des Apparates haben.

§. 119. Beschaffenheit der Steinkohle. — Wir haben

---

\*) Diese Versuchsreihen sind in unserem Excerpte auf Seite 18 weggelassen.



Steinkohle von Ronchamp aus verschiedenen Fundorten und Steinkohle von Saarbrücken angewendet.

Leider haben wir nicht immer mit identischen Sorten operiren können; unsere Controle-Mittel sind in Bezug auf den Fundort, der angewendeten Kohle bisweilen ungenügend gewesen, und es war uns unmöglich, frische Kohle von Ronchamp aus der Grube Saint-Joseph zu verschaffen, mit welcher die Versuche des Gewerbevereins in Mühlhausen angestellt wurden; als wir auf dessen Aufforderung im Anfang December 1859 den Versuch Nr. 11 unternahmen, war die Kohle, welche wir verwendeten, durch achtmonatliches Aufbewahren verdorben. In den Versuchen Nr. 12 und 13, welche im Januar 1860 angestellt wurden, haben wir frische Kohle von Ronchamp verbrannt. In den Versuchen Nr. 12 war die Kohle kleiner gestückt und sehr feucht. In Versuch 13 war sie trocken und von sehr guter Qualität.

Zum Anfeuern verwendeten wir eine gewisse Menge Tannenholz (200 bis 300 Kilogr.). Unsere Erfahrungen haben gelehrt, dass 100 Kilogr. Holz ungefähr mit 45 Kilogr. Ronchamp-Steinkohle äquivalent waren; daher verwandelten wir bei Aufstellung unserer Tabellen das Holz nach diesem Verhältnisse in Steinkohlen.

§. 120. Anheizen. — Da die Versuche mit Apparaten angestellt sind, welche nur am Tage wirksam waren, so hat man der im Ganzen angewendeten Brennmaterialmenge diejenige für das Anzünden zugerechnet.

§. 121. Art der Bedienung. — Bei den Versuchen ist man so viel als möglich bemüht gewesen, die Bedienung regelmässig, d. h. so zu machen, dass gleiche Gewichtsmengen in gleichen Zwischenzeiten aufgeworfen wurden.

Die kleinen Chargen von 10 bis 12 Kilogr. schienen uns die vorzuziehenden. Sie wurden auf den Vordertheil des Rostes geworfen, abwechselnd zur Rechten und zur Linken, so dass sie nur den vierten Theil der totalen Rostfläche bedeckten.

Es folgt daraus, dass die Strahlung mindestens von  $\frac{3}{4}$  der Rostfläche continuirlich von Statten ging; dass die Wärme des Heerdes auf einem hohen Temperaturgrade sich erhielt und dass der Rauch schnell die Temperatur empfang, welche zu seiner Verbrennung erforderlich ist.



§. 122. Rauchverhütung. — Wir haben uns mit den Mitteln zur Verhütung oder doch Verminderung des Rauches beschäftigt.

In der Zahl unserer Versuche findet sich die Einführung entweder kalter oder erhitzter Luft hinter der Feuerbrücke. Wir geben die Leistungen unserer Apparate unter diesen beiden Bedingungen. Sie sind weniger gut, als bei gewöhnlichem Gange und ausserdem haben wir keinen erheblichen Einfluss auf den Zustand des Rauches bemerkt.

Wir haben den Treppenrost von Belleville untersucht. Er war an einem kleinen Kessel (zwei Sieder von 0,42 M. Durchmesser und 5 M. Länge; Kessel von 0,9 Durchm. und 4,9 M. Länge) mit Vorwärmer angebracht. Die Lieferung betrug nicht mehr, als im Mittel 6,25. Während des Aufgebens entstand Rauch, der aber nach einigen Minuten vollständig verschwand. Nach einigen Monaten der Verwendung musste der rauchverzehrende Apparat ersetzt werden. Er hatte die ernstlichen Inconvenienzen: eine sehr aufmerksame Bedienung zu fordern, kein kleingestücktes Brennmaterial zuzulassen und sich nicht nach den Unregelmässigkeiten zu richten, welche in der Verwendung des Dampfes häufig eintreten.

Wir haben diesen Apparat durch einen gewöhnlichen Rost ersetzt und dadurch die Lieferung bis auf 7,75 und 8,82 gesteigert.

Um die Intensität des Rauches zu mässigen beschränken wir uns darauf, die Chargen so einzurichten, wie wir es oben anführten. Uebrigens glauben wir, dass die Rauchverbrennung hauptsächlich durch Einführen eines grossen Luftvolums und durch die Entfernung zwischen Flamme und Sieder begünstigt wird.

§. 123. Bestimmung der Leistung der Apparate. — Die Tabelle Nr. 5 setzt sich aus 13 Versuchsreihen zusammen. \*)

Die Nummern 1, 2 und 3 geben alte Versuche, welche an einem Apparate mit Siedern und verticalen Vorwärmern angestellt wurden. Die Consumption der Kohle war auf ungefähr die

---

\*) Diese Tabelle ist hier nicht wiedergegeben, weil darin einige wichtige Daten fehlen.



Hälfte des normalen Verbrauches reducirt. Der ungünstige Einfluss der starken Chargen ist sehr bemerkbar.

Die Nummern 4 und 5 beziehen sich auf einen Apparat mit horizontalem Vorwärmer. Man hat pro Stunde 100, pro Charge 11,5 Kilogr. Kohlen verbrannt. Bloss die Kohlsorten waren verschieden. Die Saarbrücker zeigten sich merklich schlechter als die von Ronchamp.

Die Nummern 6 und 7 beziehen sich auf einen Generator, welcher anders als der vorige, aber von identischem Systeme und identischen Dimensionen war.

Dasselbe gilt von Nr. 8, 9 und 10. Ein Vergleich von 6 und 7 zeigt den Vortheil der schwachen Chargen.

Die Nummern 8, 9 und 10 lehren, dass das Einführen von kalter und sogar heisser Luft hinter dem Rost unvortheilhaft ist, ohne dass dadurch der Rauch merklich gemässigt wird.

In den Versuchen Nr. 11, 12 und 13 hat man sich so viel als möglich dem Verfahren genähert, welches bei den Versuchen des Gewerbevereins in Mühlhausen befolgt wurde.

Nr. 11 zeigt neue Versuche, welche mit einem Kessel der Bleicherei von demselben Systeme wie die vorhergehenden, also mit horizontalem Vorwärmer, angestellt wurden. Man verwendete bei diesen Versuchen nur eine Steinkohle von der Grube Saint-Joseph zu Ronchamp, welche 8 Monate lang der Einwirkung der Luft ausgesetzt war. Die Leistung derselben ist in die Augen fallend.

In der drei Tage andauernden Reihe von Versuchen, welche mit Nr. 12 bezeichnet ist, war die Kohle sehr feucht und zerkleint. Die Leistung war im Mittel 7,75 Kilogr.

In der Versuchsreihe Nr. 13, wo die Kohle von sehr guter Qualität war, hat die Leistung 8,82 Kilogr. erreicht. Die Temperatur des Wassers stieg beim Durchströmen durch den Vorwärmer im Mittel bis auf 100,2 Grad. Während der ersten Stunden des Tages erreichte diese Temperatur 135 Grad.

Ich gestehe, dass die Ergebnisse dieser letzten beiden Versuche, vorzüglich die des mittelsten von Nr. 13, meine Erwartung übertroffen haben, und dass meine Aufmerksamkeit, um sie zu controliren und ihren Einfluss zu erkennen, auf die verschiedenen Umstände sich hat richten müssen, welche sie begleiteten.



Da das Abwägen und AUSAICHEN richtig geschehen ist und die Notizen mit Sorgfalt aufgenommen sind, so blieb noch ein einziger Punkt zur Aufklärung, nämlich das mechanische Ueberreissen des Wassers durch den Dampf.

Man weiss, dass dieses Ueberreissen nicht gänzlich vermieden werden kann. Wir haben häufig die evidentesten Beweise davon in unserer Färberei gehabt, wo die Dampfkasten sich oft in einer Weise mit Wasser füllten, welche in Bezug auf den Eintritt des Dampfes anomal war. Seitdem wir die durch Tafel V dargestellte Disposition angenommen haben, sind diese Vorfälle nicht wieder erschienen, ausser ein Mal, wo der Hut, welcher das den Dampf abführende Rohr überdeckt, schadhaft geworden war.

In dem zu diesen Untersuchungen dienenden Kessel war der Apparat, der das im Dampfe suspendirte Wasser zurückzuhalten bezweckte, in gutem Zustande, und der Wasserspiegel überschritt bei den Versuchen nicht die Axe des Kessels. Allein, wie ich schon erwähnte, konnte ich nicht in Zweifel ziehen, dass dennoch eine gewisse Menge von Wasser mechanisch mit fortgerissen sei, und wünschte daher zu erfahren, ob diese Menge einen merklichen Einfluss auf die Resultate ausgeübt habe.

Leider sind die praktischen Mittel zur Erlangung dieser Werthbestimmung noch der Gegenstand eines Problems, dessen Lösung unter der Zahl von Preisen sich befindet, für welche der Gewerbeverein zu Mühlhausen Concurrenz eröffnet hat. Theoretisch genommen, würde nichts einfacher sein; es genügte, den Dampf in kaltem Wasser zu condensiren und Gewichte, wie Temperaturen vor und nach der Condensation zu bestimmen.

Da dieses Verfahren bereits in Mühlhausen bei den Versuchen mit den Concurrenz-Kesseln befolgt wurde (siehe: Nr. 49 bis 52 vom ersten Theile dieses Berichtes), so wiederhole ich die Formel nicht, mit welcher man das übergerissene Wasser als Function von Gewichten und Temperaturen ausgedrückt findet. Ich beschränke mich vielmehr darauf, meine eigene Versuchsmethode zu bezeichnen. Sie bietet Schwierigkeiten dar, wenn man sehr grosse Genauigkeit erreichen will; aber kann sehr einfach werden, wenn man sich mit einer Annäherung begnügt, die nicht über die Grenzen sich entfernt, innerhalb deren die anderen Elemente der Frage liegen.



In ein Gefäss aus Tannenholz von 50 Liter Inhalt wurden 30 bis 40 Kilogr. Wasser von gewöhnlicher Temperatur gegossen. Darauf liess man den Dampf in diesem Wasser sich condensiren, bis die Temperatur des Gemisches zwischen 40 und 60 Grad lag. Der Dampf strömte durch ein verticales Rohr von 30<sup>m.m</sup> Durchmesser, welches mit einem Hahn versehen war und am oberen Theil mit der Hauptleitung sehr nahe am Kessel sich vereinigte. Eine gute Waage gab die Gewichte vor und nach der Condensation an. Vor Beginn des Experimentes liess man den Dampf einige Zeit frei ausströmen. Die Hahnöffnung wurde in einer Weise regulirt, dass in dem Wasserbehälter starke Bewegungen und demnach Wasser- und Wärmeverluste verhindert wurden.

Ohne Zweifel ist diese Versuchsmethode nicht einwurfsfrei und erreicht nicht die Genauigkeit wissenschaftlicher Experimente; allein die Bestimmung der andern Elemente der Frage hat nicht mehr Genauigkeit. Uebrigens aber muss man beachten, dass die Fehlerquellen beinahe alle nach derselben Richtung laufen und die Zahl, welche das übergerissene Wasserquantum angiebt, vergrössern, so dass also diese Zahl als äusserste Grenze von der Wirklichkeit zu betrachten sein würde.

Acht innerhalb einer Stunde auf einander folgende Experimente mit Pressungen von 4 bis 4½ Atm. haben uns als mittleres Verhältniss des übergerissenen Wassers zum Totalgewichte des condensirten Dampfes die Zahl 0,03 gegeben, und als äusserste Grenzen 0,01 und 0,06.

Zufolge dieser Resultate und der bereits früher angestellten Beobachtungen habe ich annehmen zu dürfen geglaubt, dass das aus dem Kessel mit dem Dampfe fortgerissene Wasser, welches den Gegenstand dieser Untersuchung bildet, nur unmerklichen Einfluss auf die, die Leistung angehenden Zahlen gehabt hat.

§. 124. Luftvolumen, welches pro Kilogr. Steinkohle in den Heerd geführt wurde. — Wir haben bei unsern Dispositionen, ausser unsern Versuchen, keine Mittel zu directer Bestimmung des Luftvolumens gehabt, welches in den Heerd strömte. Allein in einer dem *Institut* im Jahre 1849 überreichten Schrift, über welche der General Morin sehr günstig berichtet, habe ich eine Methode bezeichnet gefunden, mit welcher man



dieses Luftvolumen bestimmen kann, wenn man die totale Liefermenge des Apparates, den dem Vorwärmer zugehörigen Theil dieser Liefermenge und die Temperatur des Rauches bei Ein- und Austritt aus dem Vorwärmer kennt.

In den Experimenten Nr. 1, 2 und 3 der Tabelle V, welche diesem Berichte als Grundlage dienen, verbrannten wir im Mittel 41,5 Kilogr. Ronchamp-Kohle pro Stunde mit 18,7 % Rückstand. Jedes Kilogr. verdampfte im Mittel 7,6 Kilogr. Wasser von 0 Grad. Das Luftvolumen, welches in den Heerd geführt wurde, musste demnach, auf 0<sup>m</sup>,76 Pressung und 0 Grad reducirt, 15,8 Cubikmeter pro Kilogr. Steinkohle betragen haben.

Am 10. und 11. Januar 1860 haben wir mit Hülfe von Anemometern, die bei den Experimenten über die Concurrenz-Kessel in Mühlhausen benutzt waren, das Luftvolumen bestimmt, welches pro Kilogr. Steinkohle in den Kessel Nr. 4 der Spiegelfabrik geleitet wurde. Es wurde 20,6 bis 19,7 Cubikmeter gefunden, und dabei war das Kohlenconsum 92 bis 105 Kilogr. pro Stunde und die Temperatur des Wassers beim Eintritt in den Vorwärmer 3 Grad, beim Austritt 107 Grad. Wir schätzten, dass der Gang des Heerdes ebenso, wie beim Versuch Nr. 3 war.

Am 13. und 14. Januar 1860 wurde die Luft, welche in den Heerd des Kessels Nr. 5 der Spiegelfabrik trat, direct mit dem Anemometer gemessen. Man wendete 17,25 bis 18,41 Cubikmeter an, um ein Kilogr. Steinkohle zu verbrennen, und der Gang des Heerdes war derselbe, wie beim Versuch Nr. 8.

Endlich haben einige neue Experimente die früheren bestätigt. Sie zeigen, dass unsere Heerde ein Luftvolumen zulassen, welches bis zu 20 Cubikmeter anwächst und im Mittel auf 16 Cubikmeter geschätzt werden kann.

Es resultirt daraus augenscheinlich eine vollkommnere Verbrennung, weil die Leistung unserer Apparate vortheilhaft und der Rauch weniger intensiv ist, als derjenige der Heerde, welche weniger beträchtliche Luftmengen einlassen.

§. 125. Einfluss der Vorwärmer auf den Zug. — Temperatur des Rauches in unsern Schornsteinen. — Die Vorwärmer bewirken eine Schwächung der Rauchtemperatur. Ist nun diese Abkühlung ohne Einfluss auf den Zug des Schorn-



steines, und wird sie demselben innerhalb gewisser Grenzen nicht schaden?

Das ist eine Frage, welche sich natürlich aufwirft und deren Lösung durch die Nachweise, welche wir später geben, wie durch Einsicht in unsere Tabelle Nr. V, wo wir die Dimension der Roste und der Schornsteine, wie die Anzahl der von einem Schornstein bedienten Heerde bezeichnet haben, erleichtert werden wird.

Bei den im Jahre 1845 angestellten Versuchen wurde nach Anbringung der verticalen Serpentine, deren hauptsächlichste Disposition Herr A. Hirn uns angab, die Temperatur des Rauches von 170 bis 200 Grad in einem Schornsteine abgekühlt, welcher 32,5 Meter hoch war und einen Querschnitt von 6,2 und 1,1  $\square$  Meter an der Basis und am Gipfel hatte. Der Schornstein nahm die Verbrennungsproducte des Heerdes eines Generators ohne Vorwärmer und diejenige der Heerde zweier Generatoren auf, welche einen gemeinschaftlichen Vorwärmer hatten. Man verbrannte auf diesen drei Heerden circa 200 Kilogr. Steinkohlen. Da die Entfernung des Ventilators keinen merklichen Einfluss auf den Zug äusserte, so wurde derselbe weder bei diesem noch bei einem andern Apparate angewendet.

Bei den im Jahre 1846 in unserer Bleicherei zu Breuil in zwei mit gemeinschaftlichem Schornstein und einem einzigen Vorwärmer versehenen Kesseln angestellten Versuchen sank die Temperatur des Rauches bis auf 180 Grad; der Zug war sehr gut und genügte für eine Verbrennung von im Mittel 135 Kilogr. auf zwei Heerden. Die Höhe des Schornsteins betrug 32,5 Meter, sein unterer und oberer Querschnitt 4 und 1  $\square$  Meter.

Die Versuche Nr. 1, 2 und 3 wurden 1848 mit oben erwähntem Apparate ausgeführt. Man hatte nur einen der Heerde angezündet, um einen einzigen Kessel und den verticalen Vorwärmer allein zu heizen. Beim Versuche Nr. 3 variirte die Temperatur des Rauches zwischen 62 und 109 Grad. Sie sank sogar in einem Versuche, wo wir nur 26 bis 62 Kilogr. pro Stunde verbrannten, bis auf 46 Grad.

Diese letzten Temperaturen gehören den Sonderfällen an und erscheinen nicht in der gewöhnlichen Praxis.

Bei den Versuchen Nr. 4 und 5, bei denen wir mindestens



100 Kilogr. Kohlen pro Stunde anwendeten, betrug die mittlere Temperatur des Rauches 153 Grad. Bei dieser Temperatur ist der Zug noch immer sehr gut und genügt zur Einleitung von 13 bis 17 Cubikmeter Luft pro Kilogr. Kohle.

Die Differenzen, welche zwischen den Temperaturen des Rauches bei dessen Austritt aus den Vorwärmern bemerkbar werden, rühren von verschiedenen Ursachen her:

- 1) von der Grösse der Heizfläche des Kessels und der Sieder;
- 2) von derjenigen der Schlangenröhren, aus denen der Vorwärmer besteht;
- 3) von der grösseren oder geringeren in derselben Zeit verbrannten Kohlenmenge; und
- 4) von der Temperatur des Speisewassers.

Von unsern Experimenten betrachten wir nur diejenigen als dem normalen Zustande zugehörig, bei welchen 0,4 bis 0,5 Kilogr. pro Stunde und pro □ Decimeter Rostfläche verbrannt wurden, und bei denen die Temperatur des Speisewassers nicht weit von 10 Graden sich entfernte. Die Temperatur des Rauches variirte alsdann zwischen 130 und 180 Grad. Diese Temperatur ist augenscheinlich für einen guten Zug genügend, wenn die Querschnitte der Canäle und des Schornsteins angemessene sind.

Der Querschnitt der Canäle in unsern neuern Apparaten, welche 100 Kilogr. Steinkohle pro Stunde verbrennen, ist nie unter 0,4 □ Meter. Bei geringerem Querschnitt fanden wir, dass der Zug ungenügend war.

---

§. 126. Diesem hier endenden Berichte des Herrn Marozeau lassen wir eine Tabelle XII über einige von demselben im Auftrage des Gewerbevereins mit dem Generator auf Tafel V unternommene Experimente folgen, welche direct mit Hülfe des Anemometers die Luftmenge zu bestimmen bezweckten, die am 19., 20. und 21. December 1859 durch den Rost strömte.

Diese Tabelle enthält ausserdem Beobachtungen über den Zustand des Rauches und dessen Temperatur beim Eintritt in den Schornstein.



## Tabelle XII.

Ueber die in die Wessering'schen Apparate geleiteten Luftmengen.

| Datum    | Kohlensorte | Kohlenmenge<br>pro<br>Stunde | Temperatur<br>der ein-<br>tretenden Luft | Baro-<br>meter-<br>stand | Wind-<br>rich-<br>tung | Wetter  | Luftvolu-<br>men pro<br>Kilogr.<br>Stein-<br>kohle | Zustand des Rau-<br>ches während 100<br>min. |      | Temperatur des Speise-<br>wassers |                                        | Temperatur<br>des Rauches<br>beim Fort-<br>gang von den<br>Vorwärmern |
|----------|-------------|------------------------------|------------------------------------------|--------------------------|------------------------|---------|----------------------------------------------------|----------------------------------------------|------|-----------------------------------|----------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------|
|          |             |                              |                                          |                          |                        |         |                                                    | stark                                        | hell | kein<br>Vorwärmer                 | beim Eintritt<br>in den Vor-<br>wärmer |                                                                       |
| 1859     |             | kilo.                        |                                          | m.m.                     |                        |         | Cubikm.                                            |                                              |      |                                   |                                        |                                                                       |
| 19. Dec. | Saarbrück   | 147                          | 14 <sup>0</sup>                          | 720                      | Nord                   | Trocken | 13,21                                              | —                                            | —    | —                                 | —                                      | —                                                                     |
| 20. "    | Ronchamp    | 100                          | 15 <sup>0</sup>                          | 725                      | Nord                   | Trocken | 16,87                                              | 2,3                                          | 39,8 | 20 bis 30                         | 107 bis 110                            | 186                                                                   |
| 21. "    | Ronchamp    | 100                          | 19 <sup>0</sup>                          | 725                      | West                   | Regen   | 13,50                                              | 3,8                                          | 54,9 | 2,5                               | 107                                    | 180                                                                   |



Die Beschaffenheit der Kohle, die Herr Marozeau zu dieser Zeit verwendete, erlaubte ihm nicht während dieser Versuche die Experimente über die Leistung des Apparates zu wiederholen.

Man sieht beim Anblick der vorhergehenden Tabelle, dass der mit „stark“ bezeichnete Rauch zu Wesserlingen, welcher gewiss viel weniger schwarz als in Mühlhausen ist, im Maximum nicht über 3,8 % der totalen Zeit dauert. Was den „hellen“ Rauch betrifft, so ist derselbe äusserst schwach und erfordert genaue Beobachtung, um wahrgenommen zu werden.

Dieses Resultat ist einer genügenden Einführung von Luft zuzuschreiben, und, wie Herr Marozeau sich ausdrückt, einer guten Vertheilung des Brennmaterials auf Rosten von grosser Oberfläche, auf die man die Kohle abwechselnd zur Rechten und zur Linken, wie auf das Vordertheil des Heerdes in Chargen von ungefähr 10 Kilogr. wirft.

Herr Marozeau hat den in Bezug auf Oeconomie hervortretenden Vortheil der häufigen Bedienung mit Evidenz nachgewiesen.

Bei den Concurrenz-Experimenten haben ihn die verschiedenen Concurrenten ebenfalls erkannt, und die Leistung ihrer Apparate ist unter sonst gleichen Umständen immer in dem Maasse gewachsen, als man die Steinkohle häufiger und in geringen Quantitäten auf den Heerd warf. Mit kleinen Chargen nähert man sich in der That immer mehr den Bedingungen der continuirlichen Speisung, und der Gang des Feuers wird regelmässiger.

Wir haben bei Herrn Marozeau so zahlreiche und so gut zusammengestellte Zahlen gefunden, dass Ihr Comite für Mechanik geglaubt hat, in Wesserlingen keine analogen Versuche, wie in Mühlhausen selbst, unternehmen zu brauchen.

Mit Ausnahme der Angabe für das pro Kilogr. Kohle eingeführte Luftvolumen hatte Herr Marozeau sämtliche Documente bei der Hand, um die Columnen einer unserer Tabellen füllen zu können. Wir haben ihm darauf das in Mühlhausen während der Concurrenz angewendete Anemometer zugesickt, und er hat sich mit Hülfe dieses Instrumentes überzeugen können, dass in alle Heerde von identischem Gange ungefähr 16 Cubikmeter Luft pro Kilogr. Kohle einströmten.

§. 127. Aus den Versuchen des Herrn Marozeau kann man



schliessen, dass die Ronchamp-Steinkohle zu Wasserlingen folgende Leistungen lieferte:

|               |      |      |      |      |      |      |
|---------------|------|------|------|------|------|------|
| Nr. des Verf. | 1    | 2    | 3    | 5    | 6    | 7    |
| Leistung:     | 6,49 | 7,73 | 7,88 | 7,98 | 7,58 | 7,94 |
| Nr. des Verf. | 8    | 9    | 10   | 11   | 12   | 13   |
| Leistung:     | 7,73 | 7,49 | 7,39 | 7,18 | 7,75 | 8,82 |

Nimmt man die Versuche Nr. 1, 9, 10 und 11 aus, Versuche, welche nicht in Beziehung zu dem laufenden Betriebe stehen, so ist das Mittel der 8 übrigen Versuche gleich 7,92 Kilogr. Dies ist die höchste mittlere Zahl, welche wir in unserem Berichte aufzuweisen haben.

Diese Thatfachen tragen ihre Beweise in sich. In Wasserlingen ist die Kohle theuer, theurer als in Mühlhausen, denn sie muss per Axe von Thann dorthin transportirt werden. Es ist an dieser Oertlichkeit dahin gekommen, wohin es überall kommt, wo intelligente Menschen grossen Schwierigkeiten gegenübergestellt werden; sie entwickeln, um sie zu überwinden, Anstrengungen, welche ihnen proportional sind und kommen so dahin, mit Concurrenten zu wetteifern, welche unter viel günstigeren Bedingungen stehen, aber nicht in gleichem Grade vom Sporn der Nothwendigkeit angeregt werden.

§. 128. Einige Mitglieder unseres Comites für Mechanik haben in voller Würdigung der öconomischen Vortheile der Apparate von Wasserlingen fürchten zu müssen geglaubt, ob nicht deren Anwendung einige praktische Inconvenienzen an sich trügen. Ihre beiden Berichterstatter, welche selbst in dieser Beziehung verschiedener Meinung mitunter waren, glauben sich Ihnen gegenüber darauf beschränken zu dürfen, einfach die ihnen mitgetheilten Beobachtungen und die ihnen in Wasserlingen gegebenen Antworten ohne Zusatz zu überliefern.

Man hat mit Grund angeführt, dass die 0,1 Meter weiten Röhren des Vorwärmers bei Anwendung von kesselsteinhaltigem Wasser schnell verstopft würden. Diese Beobachtung scheint uns gegründet, und wir zögern nicht Vorwärmer von 0,5 bis 0,6 Meter Durchmesser den kleinen gusseisernen, in Wasserlingen angewendeten Röhren in diesem Falle vorzuziehen. \*)

\*) Herr Marozeau theilt nicht immer unsere Ansicht. Nach seiner



Obgleich die Niederschläge, denen man in den Vorwärmern begegnet, nicht immer adhären und obgleich meistens eine einfache Ausspülung genügt, um sie zu entfernen, so ist es dennoch gut, wo diese Operation nöthig wird, eine nicht zu grosse Menge von Schraubenverbindungen zu lösen zu haben, wie dieses bei dem Apparate in Wesserlingen der Fall war. Wenn aber das Wasser rein ist, so dass man keine häufigen Demontirungen zu fürchten braucht, so ist es im Hinblick auf rasche Mittheilung der Wärme an die in den Röhren enthaltene Flüssigkeit von Nutzen, diesen letztern so geringe Dimensionen wie möglich zu geben. Man vermehrt dadurch die Grösse der Heizfläche, man reducirt die Dicke der Flüssigkeit, welche sie berührt und welche sich nur durch Leitung wärmt, und man vermehrt endlich die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser an diesen Flächen sich erneuert. Die Experimente Péclet's haben gezeigt, dass diese letzte Bedingung einer raschen Uebertragung der Wärme sehr günstig war.

Noch sind folgende Einwände erhoben worden. Wir redigiren sie in Form von Fragen, welche wir an Herrn Marozeau gerichtet haben, und auf welche er Ihren beiden Berichterstatlern direct bei einem Besuche geantwortet hat, den dieselben in Wesserlingen zum Zwecke einer aufmerksamen Prüfung seiner Apparate vor dem Drucke des zweiten Theiles ihres Berichtes ihm machten.

*Erstens.* Ist es nicht sehr schwierig, die Verbindungen der

---

Meinung würde der Kalkgehalt nicht vor dem Sieden des Wassers sich ausscheiden. Er glaubt, dass, wenn die Wärme die Kohlensäure, welche den kohlensauren Kalk löslich macht, aus dem Wasser auszutreiben sucht, der Druck, unter welchem dieses Wasser bei seinem Eintritte in den Vorwärmer steht, eine gerade entgegengesetzte Wirkung hervorbringt. Dieses würde Zweifel auf die Genauigkeit der Zambaux'schen Theorie werfen (siehe §. 72), welche wir als mit der Wirklichkeit harmonirend angenommen haben. Wir wissen, dass die Niederschläge, welche man zu Mühlhausen in den grossen Vorwärmern der Dampfkessel, die wir beschreiben werden und die mit kalkhaltigem Wasser gespeist wurden, sich nicht sehr festsetzen, aber wir wissen nicht, wie ihre Zusammensetzung ist. Es würde interessant sein, diese Zusammensetzung kennen zu lernen, ebenso wie die der adhären den Niederschläge, die man auf den stark erhitzten Heizflächen sammelt. —



in der Mitte des Vorwärmers angebrachten Röhren wiederherzustellen, wenn sie zerrissen waren? Kommt dieser Zufall häufig zum Vorschein?

*Zweitens.* Zeigen sich nicht ernstliche Inconvenienzen durch das Berussen der äusseren Oberflächen der Vorwärmerröhren? Sind nicht die 11 Generatoren, mit Vorwärmern, welche Sie in Wasserlingen gebaut haben, obgleich sie rauchlos und wenig Russ erzeugend waren, häufigen und schwierigen Reinigungen unterworfen? In welchen Zwischenzeiten und in wie viel Zeit nehmen Sie dieselben vor? Haben Sie nicht bemerkt, dass die Leistung des Apparates in den letzten Tagen vor jeder Reinigung abnahm?

Antworten des Herrn Marozeau:

*Erstens.* Die Röhren, aus denen unsere Vorwärmer bestehen, werden mit sorgfältig abgedrehten Flantschen verbunden, zwischen welche eine dünne Schicht von schwarzem Kitt gebracht wird. Diese Verbindungen bewährten sich stets.

Wenn ein Rohr untauglich wurde (was sehr selten sich ereignete, da man sie mit einem Drucke von 12 bis 15 Atmosph. geprüft hatte) so war es leicht es auszuwechseln, selbst wenn es in der Mitte des Apparates seinen Platz hatte. Zu diesem Zwecke wurde vor wie hinter den Windungen freier Zutritt gelassen. Man kann also die Schrauben entfernen, welche das beschädigte Rohr an den beiden Windungen befestigen. Ist dieses Rohr frei geworden, so wird es aus dem Apparate gezogen, und darauf durch denselben Process ein neues eingesetzt. Vorher hat man die gusseisernen Platten, welche auf den Röhren liegen mit einer Art von Haken entfernt und bei Seite gelegt.

Diese Operation ist viel weniger penibel, als man glauben sollte und wird übrigens sehr selten nöthig. Sie wird noch leichter, wenn man den Vorwärmer seitwärts anbringen kann.

*Zweitens.* Die Oberfläche der Röhren verunreinigt sich nicht, sondern bedeckt sich nur mit einem leichten aus Asche und Russ bestehenden Staube. Ein Besen genügt, um sie zu entfernen.

Bei einer monatlichen Reinigung findet man keine fühlbaren Variationen in der Wirkung des Vorwärmers. Wir haben diesen Zwischenraum zwischen den Reinigungen zu verlängern gesucht



und ihn auf drei Monate gebracht; dadurch wurde die Leistung verschlechtert.

Die Reinigung liess sich in drei Stunden von 3 Mann bewerkstelligen und kostete uns 3 Fr.

§. 129. Wir fügen noch folgende Nachrichten den Antworten des Herrn Marozeau bei:

Das Etablissement in Wasserlingen besitzt augenblicklich 11 Generatoren mit Vorwärmern, die aus kleinen gusseisernen Röhren bestehen.

Drei dieser Apparate functioniren seit 14 Jahren. Es sind dies die Vorwärmer des verticalen Systems. Die 8 anderen Apparate sind in den vier letzten Jahren aufgestellt. Sie haben horizontale Röhren. Ein zwölfter Apparat dieses letzten Systems ist im Bau begriffen.

Der durch Tafel V dargestellte Dampfkessel sollte in Mühlhausen mit allem Zubehör und seinem Schornstein von 28 Meter Höhe und 0,64 □ Meter Gipfel-Querschnitt auf 13500 Fr. zu stehen kommen. Der Kessel der Versuche Nr. 12 und 13 würde mit einem Schornsteine von 22 Meter Höhe und 0,49 □ Meter Gipfel-Querschnitt einen Preis von 10000 Fr. haben. Wir geben die Preise, mit denen man diese Apparate in Mühlhausen baut und nicht die für Wasserlingen geltenden, weil die Ziegelbauten am letzten Orte viel theurer sind. Der Preis des Vorwärmers ist in den genannten Zahlen als zu 2700 Fr. enthalten.

Wir bemerken, dass diese beiden Apparate in Wasserlingen bei gewöhnlichem Gange 8500 und 6000 Kilogr. täglich (12 Stunden) verdampfen, was einer Production von 8,9 und 7,9 Kilogr. Dampf pro □ Meter der totalen Heizfläche entspricht. —

---

### **Dampfkessel der Herren Schlumberger und Comp. zu Mühlhausen.**

§. 130. Dieser durch Tafel VI Fig. 1, 2, 3 und 4 dargestellte Dampfkessel setzt sich aus einem 7,7 Meter langen und 1,2 Meter weiten cylindrischen Körper und aus sechs Siedern von 4,62 Meter Länge und 0,5 Meter Durchmesser zusammen.



Die heissen Gase steigen, nachdem sie vom Heerde aus die untern Theile der Sieder umspült haben, unter den cylindrischen Körper durch eine Oeffnung *H*, welche von grosser Breite und symmetrisch zu der vertical durch die Axe des Kessels gelegten Ebene ist. Sie kehren darauf nach den Vordertheile des Ofens in einem einzigen Canale *L*, welcher gänzlich den untern Theil des cylindrischen Körpers umgiebt, zurück, um beim Register in einen Canal *M* zu dringen, welcher mehreren Kesseln gemeinsam ist.

Die vereinigten Rauchmengen verlassen den Canal *M*, um nacheinander zwei übereinandergelegene Canäle *N* und *O* zu durchströmen, an deren oberem Theile zwei Vorwärmer aus Blech, *P* und *Q* von 9,25 Meter Länge und 0,6 Meter Weite sich befinden. Die Pfeile bezeichnen die Richtung der heissen Luft in diesen Canälen; das Speisewasser durchströmt die Vorwärmer nach entgegengesetzter Richtung.

Am äussersten Punkte des untern Canales *O* begiebt sich der Rauch in einem unterirdischen Canale nach einem grossen Schornsteine, welcher allen Feuerungen des Etablissements gemeinsam ist.

Bei den Versuchen haben wir an die Vorwärmer den Rauch nur eines einzigen Herdes treten lassen, und ein besonders zu diesem Zwecke hergestellter Canal führte die übrigen Rauchmassen direct in den Schornstein.

§. 131. Lage und Form der Oeffnung *H* sind nicht ohne Bedeutung. Wir haben bemerkt, dass die Flamme und die Verbrennungsproducte bei ihrem Austritte aus dem Heerde in sehr parallelen Fäden unter die Sieder traten und dieselben äusserst gleichmässig erwärmten. Wenn diese Oeffnung seitwärts angebracht ist (Taf. IV. Fig. 5, 6 und 7), verfolgt die heisse Luft unter den Siedern (wie Herr Ziegler sich hat versichern können) eine diagonale Richtung und übt auf den im Raume  $v x y z$  (Fig. 7) befindlichen Theil nur sehr schwache Wirkung aus. Es ist dies das erste Mal, dass wir diese Disposition, welche man an den meisten Kesseln findet, haben tadeln hören, und wir machen daher die Erbauer von Feuerungen darauf aufmerksam.

§. 132. Die mit diesem Apparate erhaltenen Resultate sind in der Tabelle Nr. IV zusammengestellt. Die Versuche, denen wir dieselben unterworfen haben, dauerten 11 aufeinanderfolgende Tage



und gaben eine mittlere Liefermenge von 7,69 Kilogr. Dampf pro Kilogr. Kohle von Ronchamp.

Dieses Brennmaterial war von etwas besserer Qualität, als das bei den Concurrenz-Versuchen angewendete, obgleich es ebenfalls aus dem Saint-Joseph Schachte kam. Es gab nicht mehr als im Mittel 13,1 % Rückstände, während die in Dornach angewendete Steinkohle 19,2 % hatte.

Hierauf Rücksicht nehmend, gelangte man zu dem Schluss, dass die Leistung dieses Kessels unter 6 bis 7 % von derjenigen der drei Concurrenz-Kessel bei deren officiellen Versuchen war.

Die Temperatur des Rauches nahm bis zum Ende des cylindrischen Körpers bis zu 245 und 267 Grad ab, und betrug beim Austritt aus den Vorwärmern nur 148 bis 176 Grad. Der Antheil dieser letzteren an dem totalen Effecte ist nicht sehr bedeutend, sondern variirt nur zwischen 4,83 und 6,44 %.

Wir glauben, dieses Resultat dem Umstande zuschreiben zu müssen, dass die heisse Luft nicht horizontal im Canale *N* um den oberen Vorwärmer *P* fliesst, sondern eine geneigte Richtung nimmt, um die am unteren Theile des genannten Canales gelegene Oeffnung zu erreichen, eine Oeffnung, durch welche sie in den Canal *O* des zweiten Vorwärmers dringt. Das äusserte Ende des oberen Vorwärmers würde auf diese Weise der Einwirkung des heissen Stromes partiell entzogen sein. Dies ist eine Inconvenienz, welche leicht vermieden werden kann und wodurch man sicher die an und für sich sehr gute Leistung dieses Generators steigern würde.

§. 133. Die totale Heizfläche, welche bis zu 76,7 □ Meter gross ist, hat während der Versuche 11,65 bis 13,12 Kilogr. pro Stunde und pro □ Meter erzeugt. Man verbrannte auf dem Roste 620 bis 670 Kilogr. Brennmaterial pro □ Meter und pro Stunde, und führte dabei 10,37 bis 10,5 Cubikmeter Luft pro Kilogr. Kohle in den Aschenfall.

Der Preis des Apparates betrug mit Einrechnung allen Zubehörs, des Ofens und eines besondern Schornsteins 17108 Fr.

Diese Summe setzt sich folgendermaassen zusammen:



|                                                                                                                                                                                                                                                           |           |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Dampfkessel von 7,7 Meter Länge und 1,2 Meter Durchmesser, von 13 <sup>m.m.</sup> starkem Blech, geprüft auf 5,5 Atm., mit 6 Siedern von 4,6 Meter Länge und 0,5 M. Durchmesser, von 9 <sup>m.m.</sup> starkem Blech; Gewicht 10409 Kilogr. à Fr. 85 % K. | 8848 Fr.  |
| Mauerwerk des Kessels                                                                                                                                                                                                                                     | 1159 „    |
| (Bruchsteine 185 Fr.; Ziegel 180 Fr.; Charmottesteine 209 Fr.; Mörtel 105 Fr.; Arbeitslohn 580 Fr.)                                                                                                                                                       |           |
| Zwei Vorwärmer von 9,3 Meter Länge und 0,6 Meter Durchmesser, von 10 <sup>m.m.</sup> starkem Blech und 4033 Kilogr. Gewicht; à Fr. 78 % Kilogr.                                                                                                           | 3146 „    |
| Mauerwerk des Vorwärmers                                                                                                                                                                                                                                  | 655 „     |
| Summa                                                                                                                                                                                                                                                     | 13808 Fr. |

Diese Zahlen sind von Herrn Ziegler; wir fügen denselben die folgenden bei, um einen Vergleich mit denjenigen möglich zu machen, welche wir unter Nr. 80, 84, 129 und 136 geben werden.

Ein Schornstein 1500 Fr.

(In den Kesseln Prouvost und Dollfus-Mieg ist das Zubehör zu 1200 Fr. enthalten; aber in diesen Apparaten werden nur circa 1200 Kilogr. pro Stunde verbrannt, während in dem Kessel von Herrn Schlumberger beinahe 1600 Kilogr. in derselben Zeit verbraucht werden).

Zubehör verschiedener Art (ebenso wie bei obigem Kessel berechnet) ohne Röhrenverbindungen 1800 „  
totale Summe 17108 Fr.

NB. Der Preis des erwähnten Kessels von Dollfus-Mieg, zu 9750 Fr. (Nr. 83) gerechnet, setzt sich folgendermaassen zusammen:

Cylindrischer Körper = 3744 Kilogr.; Sieder = 2855; zusammen = 6599 Kilogr.; à Fr. 84 % Kilogr. = 5543 Fr. Ein Schornstein aus Ziegeln 1200 Fr. Das Mauerwerk 1200 Fr. Zubehör 1807. Totale Summe = 9750 Fr.



### Dampfkessel von Herrn X. Flühr, Maschinenfabrikant zu Mühlhausen.

§. 134. Nach Aufstellung einer Anzahl von Kesseln mit übereinandergelegenen Siedern hat Herr Flühr das System der auf Tafel VII dargestellten Generatoren seit mehreren Jahren definitiv angenommen.

Die Figuren 1, 2 und 3 geben die Dispositionen eines Kessels an, welchen dieser Constructeur bei den Herren H. Wallach et Comp., Spinnereibesitzern in Mühlhausen, aufgestellt hat. Er setzt sich aus einem cylindrischen Körper von 6,4 Meter Länge und 1,1 Meter Durchmesser, mit welchem drei kleine Sieder von 0,35 Meter Durchmesser und 2,8 Meter Länge verbunden sind, zusammen. Diese Sieder haben zum alleinigen Zweck, über dem Heerde eine Heizfläche zu bilden, welche zur Aufnahme der strahlenden Wärme des glühenden Brennmaterials tauglich sei. Sie sind ebenso wie der cylindrische Körper in einem weiten Canale *G* eingeschlossen, welchen die Verbrennungsproducte ohne einem Hinderniss zu begegnen frei durchströmen, um darauf in zwei seitwärts übereinandergelegenen Canälen *H* und *J* um zwei Vorwärmer *K* und *L* von 7,74 Meter Länge und 0,5 Meter Durchmesser zu circuliren.

Herr Flühr hat deshalb die heissen Gase unter dem Hauptkessel in einem einzigen Canale von grossem Querschnitt circuliren lassen, um gleichzeitig ihre Geschwindigkeit und die Länge ihres Laufes zu mässigen. Er ist ausserdem zu dieser Wahl durch die Ueberzeugung bestimmt worden, dass die sehr weit vom Heerde entfernten und in engen Canälen angebrachten Heizflächen nur wenig Dampf erzeugen, weil sie, indem sie selbst schon die der Dampfspannung entsprechende Temperatur haben, die Gase in Folge deren grosser Geschwindigkeit nur unvollkommen abkühlen. \*)

Die Gase begeben sich beim Austritt aus dem Canale *G* in den Canal, welcher den untern Vorwärmer enthält, um sich dann in den Canal des oberen Vorwärmers *L* zu erheben.

---

\*) Siehe hinten: Zusätze und Bemerkungen zu dem Berichte der Experimentatoren.



Diese Richtung war durch die Verhältnisse der Oertlichkeit geboten. Herr Flühr giebt gewöhnlich dem Luftstrome um die Vorwärmer eine ansteigende Richtung.

Man findet ein Beispiel hierzu an 2 Kesseln desselben Systems, welche zu beiden Seiten eines gemeinsamen Apparates aufgestellt sind, der sechs in drei Etagen übereinander angeordnete Vorwärmer-Röhren enthält, und welchen die Gase der beiden Kessel gleichzeitig durchströmen. Wir haben keine Angaben über die Leistung dieser letzten Generatoren, welche in einer benachbarten Spinnerei aufgestellt sind.

§. 135. Um zu vermeiden, dass die Dichtung der Röhren, welche die Sieder mit dem Kessel verbinden und welche im gewöhnlichen Systeme über das die beiden Theile des Generators trennende Mauerwerk gelegt werden, der intensiven Hitze des Herdes ausgesetzt sind, lässt Herr Flühr die Röhren in das Innere des cylindrischen Körpers eindringen und bringt die Dichtung im Innern des Kessels an. Diese Vorsicht ist unabweislich bei einem Generator, wo die Sieder und der Kessel den Strahlen des Brennmaterials ausgesetzt sind und wo es darauf ankommt, über dem Herde keine Heizflächen anzubringen, welche durch zu dickes Metall von dem Wasser getrennt werden, welches sie abkühlen soll.

Einige Mitglieder Ihres Comites für Mechanik, welche in die Solidität dieser Verbindung Zweifel setzten, haben wir, um sie aufzuklären, an einige Industrielle verwiesen, welche bereits seit längerer Zeit in ihren Etablissements Kessel dieses Systems besitzen.

Die Auskünfte, welche wir erhielten, waren sehr günstig und wir theilen hier unter anderen die Antwort mit, welche uns von den Herren Gottschalk und Grether in Schopfheim, denen Herr Flühr zwei Kessel von 40 Pferdekraft geliefert hat und welche einen dieser Kessel seit beinahe zwei Jahren in Gebrauch haben, zugeschickt wurde.

„Die Dichtung der Röhren, welche die Sieder mit dem Kessel verbinden, liess anfänglich in Bezug auf Haltbarkeit einiges zu wünschen übrig; aber es war dies mehr der Ausführung als der Anordnung zuzuschreiben; denn seitdem wir damit eine geringe Abänderung vorgenommen haben, widersteht sie vollkommen gut der hohen Temperatur, welcher sie ausgesetzt ist, wie dem innern Drucke, welcher bis zu 5 und 6 Atmosph. wächst, und den



Schwankungen der Ausdehnung, welche nach Ihrer Vermuthung aus einer ungleichen Erhitzung der Sieder und des Kessels hervorgehen können.“

§. 136. Dieser Apparat ist von grosser Einfachheit und functionirt sehr gut. Man wird in Tabelle VI einwöchentliche Versuche finden, denen wir ihn unterwarfen. Die mittlere Liefermenge stieg bis zu 7,28 Kilogr., die Dampfmenge pro Stunde und pro □ Meter der totalen Heizfläche betrug 14,11 Kilogr. Der Kohlenverbrauch pro Stunde und pro □ Meter Rostfläche 56 Kilogr.

Unter diesen Umständen und bei Einführung einer Luftmenge von 8,76 Cubikmetern sank die Temperatur des Rauches bei dessen Eintritt in den Schornstein bis auf 234 Grad.

Frühere Versuche von einwöchentlicher Dauer, während welcher am Ofen Reparaturen vorgenommen werden mussten, haben im Mittel nur 7,05 Kilogr. Liefermenge gehabt. Erst nachdem die Reparaturen absolvirt waren, stellten wir die Versuche an, von denen wir berichteten. Wir beabsichtigten sie um ein Woche zu verlängern in der Ueberzeugung, dass die von Tage zu Tage wachsende Liefermenge über 7,28 Kilogr. betragen werde. Da uns verschiedene Umstände von dieser Absicht abführten, haben wir uns entschieden, nur die in der zweiten Woche erhaltenen Resultate mitzutheilen und glauben, dass sie nicht höher als der mittleren Leistung des Apparates entsprechend sind.

Der Preis dieses Kessels mit allem Zubehör, mit Ofen und Schornstein, beträgt 10849 Fr.

Diese Summe setzt sich folgendermaassen zusammen:

|                                                                                             |           |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Kessel und Sieder, zusammen 5025 Kilogr., à 84 Fr. $\frac{0}{100}$ Kilogr.                  | 4221 Fr.  |
| Zwei Vorwärmer (Blech von 8 <sup>m.m</sup> ), 2600 Kilogr. à 78 Fr. $\frac{0}{100}$ Kilogr. | 2028 „    |
| (Die Vorwärmer können von schlechterem Blech, als die Kessel hergestellt werden).           |           |
| Schornstein 1200 Fr.; Mauerwerk des Kessels und der Vorwärmer 1600 Fr.; zusammen            | 2800 „    |
| Zubehör (ohne Röhrenleitung)                                                                | 1800 „    |
| Summe                                                                                       | 10849 Fr. |

Die Preise für Zubehör und Schornstein sind dieselben, wie diejenigen in §. 138.



**Grenzen der Liefermenge der Vorwärmer. — Allgemeine Betrachtungen über deren öconomische Vorthelle. — Kessel mit Vorwärmer von Herrn Farcot.\*)**

§. 137. Wir hoffen, dass kein Zweifel über die Vorthelle der Vorwärmer übrig bleiben wird, nachdem wir über die voranstehenden Experimente berichtet haben.

Der Nutzeffect, welchen man mit einem Vorwärmer erreichen kann, hängt wesentlich von der Temperatur des Speisewassers, wie von der Pressung und Temperatur des im Kessel enthaltenen Dampfes und Wassers ab. Dieser Nutzeffect wächst, wenn das Speisewasser kalt und die Pressung hoch ist; er sinkt dagegen, wenn man mit warmem Wasser speist und wenn die Pressung und demnach die Temperatur des Kesseldampfes unbedeutend ist.

Diese Variationen werden durch einen Blick in nachstehende Tabelle erkannt werden können, in welcher wir das theoretische Verhältniss zwischen dem Effecte des Vorwärmers und dem totalen Effecte der Sieder, des Kessels und des Vorwärmers unter der Voraussetzung angegeben haben, dass man mit Wasser von 0 bis 50 Grad speise, dass die Pressung im Kessel von 1 bis 7 Atm. allmählich zunehme und dass der Vorwärmer das Speisewasser immer bis auf die Temperatur erhebe, welche der Dampfspannung im Kessel entspricht.

§. 138. Unter denselben Voraussetzungen haben wir noch das theoretische Verhältniss zwischen dem Effect des Vorwärmers und den vereinigten Leistungen des Kessels und der Sieder ausgerechnet. Diese Zahl drückt den Zuwachs an Liefermenge aus, welchen man durch Hinzufügung eines Vorwärmers zu einem gewöhnlichen Kessel erhalten würde, welcher seinen Rauch mit einer Temperatur entlässt, die ohne schädlichen Einfluss auf den Zug noch zu erniedrigen ist, so dass demselben noch die erforderliche Anzahl von Calorien entzogen werden kann, um die Temperatur des Speisewassers bis zu der des Dampfes zu steigern.

---

\*) Siehe hinten: Zusätze und Bemerkungen zu dem Berichte der Experimentatoren.



# Tabelle XIII.

Theoretischer Werth der Leistung des Vorwärmers.

| Pressung<br>im Kessel<br>des Dampfes<br>in Atm. | Temperatur<br>des Dampfes<br>in Graden | Anzahl der in<br>1 Kil. Dampf<br>enthaltenen<br>Wärmeein-<br>heiten | Verhältniss zwischen dem Effecte des Vorwärmers<br>und dem totalen Effecte, die Temperatur des Spei-<br>sewassers gerechnet zu |                                 | Verhältniss zwischen dem Effecte des Vorwärmers<br>und dem des Kessels und der Sieder, die Tempe-<br>ratur des Speisewassers gerechnet zu |                                 |
|-------------------------------------------------|----------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|
|                                                 |                                        |                                                                     | 0 Grad                                                                                                                         | 50 Grad                         | 0 Grad                                                                                                                                    | 50 Grad                         |
| 1                                               | 100,0                                  | 637,0                                                               | $\frac{100}{637} = 15,7 \%$                                                                                                    | $\frac{50}{637} = 7,8 \%$       | $\frac{100}{537} = 18,6 \%$                                                                                                               | $\frac{50}{537} = 9,3 \%$       |
| 2                                               | 121,4                                  | 643,5                                                               | $\frac{121,4}{643,5} = 18,8 \%$                                                                                                | $\frac{71,4}{643,5} = 11,1 \%$  | $\frac{121,4}{522,1} = 23,2 \%$                                                                                                           | $\frac{71,4}{572,1} = 12,5 \%$  |
| 3                                               | 135,1                                  | 647,6                                                               | $\frac{135,1}{647,6} = 20,8 \%$                                                                                                | $\frac{85,1}{647,6} = 13,1 \%$  | $\frac{135,1}{512,6} = 26,3 \%$                                                                                                           | $\frac{85,1}{512,6} = 16,6 \%$  |
| 4                                               | 145,4                                  | 650,8                                                               | $\frac{145,4}{650,8} = 22,3 \%$                                                                                                | $\frac{95,4}{650,8} = 14,6 \%$  | $\frac{145,4}{505,4} = 28,7 \%$                                                                                                           | $\frac{95,4}{505,4} = 18,8 \%$  |
| 5                                               | 153,1                                  | 653,1                                                               | $\frac{153,1}{653,1} = 23,4 \%$                                                                                                | $\frac{103,1}{653,1} = 15,7 \%$ | $\frac{153,1}{500} = 30,6 \%$                                                                                                             | $\frac{103,1}{500} = 20,6 \%$   |
| 6                                               | 160,2                                  | 655,4                                                               | $\frac{160,2}{655,4} = 24,4 \%$                                                                                                | $\frac{110,2}{655,4} = 16,8 \%$ | $\frac{160,2}{495,2} = 32,3 \%$                                                                                                           | $\frac{110,2}{495,2} = 22,2 \%$ |
| 7                                               | 166,5                                  | 657,2                                                               | $\frac{166,5}{657,2} = 25,3 \%$                                                                                                | $\frac{116,2}{657,2} = 17,6 \%$ | $\frac{166,5}{490,7} = 34,0 \%$                                                                                                           | $\frac{116,2}{490,7} = 23,6 \%$ |



## Tabelle XIV.

Werth der Leistung der Vorwärmer an den vier mit Siedern und Vorwärmern verbundenen Kesseln, welche von den Berichterstatlern des Comites für Mechanik bei Gelegenheit der Concurrenz-Kessel untersucht wurden.

| Bezeichnung der Apparate                                           | Verhältniss zwischen der Wirkung des Vorwärmers und dem totalen Effecte in p. c. | Heizfläche der Sieder und des Kessels in □ Met. | Heizfläche des Vorwärmers in □ M. |
|--------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Kessel von Wasserlingen, Disposition wie Tafel V . . . . .         | 14,84 bis 16,25                                                                  | 35                                              | 44,59                             |
| Kessel für den Motor der Appretur-Fabrik in Wasserlingen . . . . . | 12,33 „ 16,15                                                                    | 15,40                                           | 48,00                             |
| Kessel der H. Schlumberger . . . . .                               | 3,82 „ 7,12                                                                      | 44,70                                           | 32,00                             |
| Kessel des H. X. Flühr . . . . .                                   | 8,79 „ 9,81                                                                      | 18,84                                           | 20,96                             |

Das Verhältniss zwischen der Wirkung des Vorwärmers und dem totalen Effecte kann, wie ersichtlich, von 7,8 bis 25,3 % variiren. Wir werden weiter unten die Werthe dieses Verhältnisses anführen, welches in jedem der drei beschriebenen Kessel beobachtet wurde. Wir stellen diesen Zahlen die Heizfläche der Sieder und des vereinigten Kessels, sowie die Fläche der Vorwärmer jedes Apparates gegenüber.

Man sieht, dass der Antheil des Vorwärmers an dem totalen Effecte weit entfernt davon ist, derselbe für alle Apparate zu sein.

Um mit Sicherheit über die Ursache der beobachteten Differenzen zu discutiren, hätten die Experimente viel länger andauern müssen, als uns Musse dazu gegeben war; wir beschränken uns daher auf einige allgemeine Betrachtungen.

§. 139. Die Leistung eines Vorwärmers kann, wie wir bereits sahen, eine Grenze erreichen, welche, wenn einmal die Temperatur des Speisewassers und diejenige des Kessels bekannt ist, nicht überschritten werden kann und welche zwischen 7,8 und 25,3 % des totalen Effectes variirt.

Um diese Zahlen in der Praxis zu erreichen, muss der Rauch beim Eintritt an den Vorwärmer zunächst eine bedeutendere Wärmemenge als diejenige enthalten, welche in das Speise-



wasser dringen soll, damit er beim Eintritt in den Schornstein noch die zum Zuge erforderliche Temperatur hat; zweitens muss die Heizfläche des Vorwärmers genügend gross und so angeordnet sein, dass sie jene Wärmemenge absorbiren kann.

Hier muss bemerkt werden, dass das Wasser in den Vorwärmern nicht unter den analogen Bedingungen sich befindet, wie im Kessel und in den Siedern.

In Röhren eingeschlossen, welche es gänzlich erfüllt, und der Bewegung ausgesetzt, welche aus der Bildung von Dampfbläschen hervorgeht, ist es nicht in gleichem Grade jenen auf- und absteigenden Strömungen unterworfen, welche in Folge der Differenz des specifischen Gewichtes von warmem und kaltem Wasser eine natürliche Circulation bewirken, die beständig das kältere Wasser in Berührung mit den untern, stärker erhitzten Flächen bringt.

Die Temperatur der heissen Gase, welche die Röhren des Vorwärmers umgeben, ist an deren ganzem Umfange beinahe gleich hoch, und die Wärme derselben dringt in das Innere der zu erhitzenden Wassermasse, wie in einen festen Körper, d. h. durch Leitung.

Da man nun weiss, dass das Leitungsvermögen der Flüssigkeiten nur gering ist, so genügt es zur Begünstigung der Wärmeübertragung so viel als möglich die Heizfläche eines Vorwärmers zu vermehren und, so weit es die Natur der Wässer erlaubt, den Röhren einen möglichst geringen Durchmesser zu geben, damit die Dicke der zu erwärmenden Flüssigkeitsschicht vermindert werde.

Diesen beiden Umständen muss man es zuschreiben, wenn die Leistung des Apparates von Wesserlingen so hoch ausfiel.

Ohne Zweifel bewirkt auch die besondere Disposition der Gesammtheit der Röhren, welche bei einer beträchtlichen Heizfläche sehr enge Canäle aufzuweisen hat, eine Verminderung der durch Abkühlung entstehenden Verluste und daher eine Vermehrung des Effectes der Heizfläche.

Wir glaubten anfänglich, dass der bedeutende Effect jenes Apparates zum grossen Theil der niedrigen Temperatur des Speisewassers zugeschrieben werden müsse und vermutheten, dass, wenn er mit heissem Wasser gespeist würde, die endliche Tem-



peratur nicht höher und demnach die Leistung geringer sein würde.

Allein bei einem Besuch, welchen wir am 19. April 1860 in Wasserlingen machten, haben wir uns überzeugt, dass diese Vermuthung ungegründet war, wenigstens in so weit, als sie die Apparate mit hoher Pressung betraf. Wir haben mit Sorgfalt den Kessel der Appretur-Fabrik untersucht und mehrere Thermometer angebracht, welche in jedem Momente die Temperaturen des Rauches wie des Speisewassers beim Ein- und Austritt aus den Vorwärmern zu beobachten gestatteten. Das Speisewasser hatte 32 Grad, und beim Austritt aus dem Vorwärmer 145 Grad; diese Temperatur entspricht einer Pressung von 4 Atm., welche im Kessel herrschte.

Ueberhaupt erreichte das Speisewasser im Etablissement zu Wasserlingen 90 bis 110 Grad, die anfängliche Temperatur mochte sein welche sie wollte. Der Nutzeffect schwankt daher zwischen 13,8 und 17 % vom totalen Effecte.

Ferner hat uns Herr Marozeau noch folgende Beobachtungen mitgetheilt: Die Anwendung der Vorwärmer an den Kesseln mit Siedern gewährt eine augenscheinliche Ersparung; aber sie hat ausserdem einen Vortheil von grosser Wichtigkeit, wenn die Apparate Dampf für Motoren zu liefern bestimmt sind.

Das eingeführte Wasser, welches in den Kessel mit einer sehr nahe an der Verdampfungstemperatur gelegenen Wärme eintritt, veranlasst nicht mehr jene plötzlichen Abkühlungen, welche gewöhnlich die Spannung des Dampfes während des Speisens und vorzüglich dann schwächen, wenn diese Speisung intermittirend ist, wie es meistens der Fall zu sein pflegt.

Endlich enthält der Vorwärmer morgens beim Beginn der Arbeit ein Volumen heissen Wassers, welches das Ingangsetzen sehr begünstigt.

§. 140. Wir versuchen nicht, wie wir es bei den Concurrenz-Experimenten gethan haben, durch Zahlen die relative Vortrefflichkeit der beschriebenen Apparate festzustellen, da ein Element, nämlich die Heizkraft des angewendeten Brennmaterials unseren Rechnungen fehlen würde.

Die Experimente, von denen wir Bericht erstatteten, sind



nicht mit der Einheit geleitet worden, welche bei den Concurrrenz-Versuchen gehandhabt wurde, und die Quantität des angewendeten Brennmaterials ist nicht gleichmässig genug, um die Ziffern über die erhaltenen Liefermengen als genau der Leistung der Apparate proportional betrachten zu können.

Da wir es für wesentlich halten, nicht auf Hypothesen unsere Argumente zu bauen, so beschränken wir uns, nach getreuer Auseinandersetzung der Thatsachen Schlüsse zu ziehen, welche ungezwungen aus ihnen fliessen.

§. 141. Wir glauben aus der Gesammtheit unserer Arbeit schliessen und ohne Furcht vor Widerlegung durch Thatsachen oder zukünftige Experimente behaupten zu können, dass durch Anwendung von Vorwärmern mit grosser Oberfläche gewisse Ersparungen in der Dampfproduction zu verwirklichen sind.

Nur durch ihre Hülfe kann man den Rauch bis auf eine niedere Temperatur abkühlen und es ermöglichen, dass durch Einleiten von 15 bis 18 Cubikmeter Luft unter den Rost pro Kilogr. Steinkohlen die Verluste auf dem Heerde vermindert werden, ohne dass gleichzeitig die Verluste wachsen, welche durch Eintritt des noch heissen Rauches in den Schornstein entstehen. \*)

---

\*) Wenn wir die bei den Herren Dollfus-Mieg & Comp. in den Versuchen über die Zugkraft erhaltenen Resultate discutiren, werden wir das hier Gesagte vollständig aufklären können; wir glauben, es wird aus dem, was wir über diesen Punkt sagen werden, auf das Netteste resultiren, dass einer der gelungensten Erfolge von der Anwendung der Vorwärmer ist, mit Hülfe einer beträchtlichen und rationell angeordneten Heizfläche eine vollkommene Verbrennung und wahrhafte Rauchverhütung auf das Vortheilhafteste zu erhalten.

Ein Kessel von 9 Meter Länge mit 3 Siedern (Fig. 5, 6, 7, Tafel IV) giebt eine Heizfläche von 47,74. Dieser Apparat wiegt 10,000 Kilogr., wovon 4950 auf den cylindrischen Körper und 5050 auf die Sieder kommen. Rechnet man also 84 Fr. pro 100 Kilogr., so kostet er 8400 Fr.

Ein Kessel von 6 Meter Länge mit 3 Siedern (Taf. IV), welcher eine effective Heizfläche von 27,25 Quadratmetern giebt, wiegt 6600 Kilogr., wovon 3750 auf den cylindrischen Körper und 2850 auf die Sieder kommen, und kostet, 84 Fr. pro 100 Kilogr. gerechnet, 5544 Fr.

Sechs bei diesem Kessel angewendete Vorwärmer von 0,37 Meter Durchmesser würden eine Heizfläche von 44 Quadratmeter geben, zusammen 4300 Kilogr. wiegen und, 78 Fr. pro Kilogr. gerechnet, 3354 Fr.



Wir geben zu, dass, wenn der Rauch bis unter 300 Grad abgekühlt ist, er nicht mehr günstige Bedingungen an sich trägt, um Dampf von 153 bis 168 Grad oder 5 bis 6 Atm. Pressung, wie er in den Kesseln von neuerer Construction verlangt wird, zu erzeugen. Die Temperaturdifferenz zwischen wärmendem und erwärmtem Körper ist in diesem Falle zu unbedeutend, als dass die Wärmeübertragung pro Quadratmeter Heizfläche beträchtlich sein könnte, selbst wenn die Heizflächen so angeordnet sein sollten, dass die Luft in eine grosse Anzahl von Fäden, wie es bei den Röhrenkesseln der Fall ist, getheilt würde.

Es ist daher, wenn der Rauch bis zu dieser Grenze sich abgekühlt hat, nicht mehr vortheilhaft, die Heizfläche zu vergrössern, wenn man nicht die Temperatur derselben vermindert, und wenn man den Verbrennungsproducten die beträchtliche Wärmemenge entziehen will, welche sie bei 300 Grad noch enthalten, so muss man sie mit Röhren in Berührung bringen, in denen man das Speisewasser circuliren lässt.

In dem Resumé, welches wir später über die Experimente des Herrn L. Graham geben werden, wird man, gestützt auf unsere Behauptung, eine praktische Auseinandersetzung und einige Zahlen bezüglich der Wärmeübertragungen durch solche Heizflächen finden, die vom Herde entfernt liegen und entweder kaltes oder heisses Wasser enthalten.

---

kosten. Der mit diesen Vorwärmern verbundene Kessel würde also einen Gesamtpreis von 8898 Fr. haben.

Diese letzte Ziffer ist kaum höher als die dem Kessel von 9 Meter Länge zugehörende, giebt aber eine Heizfläche von 71,25 Quadratmeter, während die andere nur 47,74 Quadratmeter aufzuweisen hat.

Die Mehrkosten, welche in Folge der Beifügung von Vorwärmern aus Erweiterung des Locales, in welchem die Dampfkessel aufzustellen sein würden, in manchen Fällen erwachsen, sind weit entfernt, die Differenz des Preises für das Quadratmeter Heizfläche zu compensiren, selbst wenn es nicht gewiss wäre, dass die zweite Disposition sogar bei Gleichheit der Heizflächen viel vortheilhafter in Bezug auf Liefermenge sich herausstellt.

Wir fügen noch hinzu, dass die Anwendung von Vorwärmern aus gusseisernen Röhren bei gleicher Oberfläche billiger ist, als die der blechernen Vorwärmer.



§. 142. Ehe wir die Frage über die Vorwärmer verlassen, halten wir uns zu erwähnen verpflichtet, dass einer unserer besten Dampfmaschinen-Constructeurs, Herr Farcot in Saint Ouen bei Paris, ebenfalls seit langer Zeit Dampfkessel anwendet, welche er mit Vorwärmern aus Blech von 0,5 bis 0,6 Meter Durchmesser construirt.

Es fehlen uns ausführlichere Angaben über die Leistung dieser Apparate; wir wissen nur, dass Herr Farcot, wenn er seine Kessel mit Vorwärmern unter den günstigsten Bedingungen aufstellen will, nicht mehr als 10 Kilogr. Dampf pro Stunde und Quadratmeter totaler Heizfläche von ihnen erzeugen lässt.

Diese Ziffer entfernt sich nicht weit von derjenigen, welche für die drei von uns beschriebenen Kesselarten gilt.

§. 143. Es würde uns nicht möglich sein, Regeln für genaue Bestimmung des Verhältnisses zu geben, welches zwischen der Heizfläche des Kessels und derjenigen des Vorwärmers bestehen muss.

Wir glauben, dass vor definitiver Entscheidung das Resultat von neuen Experimenten mit Apparaten abgewartet werden muss, welche mit einer grösseren Anzahl von grossen Vorwärmern versehen sind, als die der Herrn Schlumberger und Flühr. Es ist sehr wahrscheinlich, dass eine Vermehrung in der Anzahl der Vorwärmer bei diesen Apparaten deren Antheil an der totalen Leistung steigern würde.

Bei einer neuen Dampfkessel-Construction mit grossen Vorwärmern wird man sich darauf beschränken, nach Analogie mit den angeführten Apparaten zu verfahren.

Wenn die Natur des Speisewassers die Anwendung von kleinen gusseisernen Vorwärmerröhren gestattet, so ist es am gerathensten, den Verhältnissen sich zu nähern, welche Herr Marozeau bei dem Kessel für den Motor der Appretur-Fabrik anwendete.

Es ist dies der beste Dampferzeuger, welchen wir kennen.

Die Frage über die Vorwärmer ist bereits Gegenstand zweier interessanten Berichte von den Herren Henri Schwartz und Jeaneney gewesen, welche im 23sten Bande unserer Bulletins veröffentlicht wurden. Man findet darin detaillirte Angaben über einen verticalen, in Bitschwiller aufgestellten Vorwärmer nach dem Systeme von Herrn Hirn und vervollkommnet von Herrn Jean-



neney. Die Ersparung, welche sich aus der Anwendung dieses Apparates an zwei Kesseln mit 3 Siedern ergab, stieg im Minimum auf 10 und im Maximum auf 15 %.

---

**Resumtion über einige mit Verdampfungs-Apparaten von Herrn John Graham zu Manchester angestellte Experimente. —  
Vorwärmer von Herrn E. Green.**

§. 144. Herr Graham hat am 23. Februar 1858 in der Gesellschaft für Literatur und Philosophie zu Manchester einen interessanten Vortrag über die Verbrennung der Steinkohle auf Dampfkesselherden gehalten. Bei diesem Vortrage hat der Redner eine Resumtion über Experimente geliefert, welche er mehrere Jahre hindurch in einem industriellen Etablissement anstellte.

Die Untersuchungen des Herrn J. Graham sind in ausserordentlich praktischem Sinne durchgeführt worden; er hat sich bei seiner Arbeit aller theoretischen Betrachtungen enthalten und die Anwendung von Formeln vermieden.

Wir haben im ersten Theile unseres Berichtes (§. 18) bereits unsere Meinung über die Schlussfolgerungen ausgesprochen, welche er aus seinen Experimenten mit Dampfapparaten verschiedenen Systemes zieht. Sie können nicht als absolut gültig zugelassen werden, weil Herr Graham auf das pro Kilogr. Kohle eingeleitete Luftvolumen, auf die Temperatur des abziehenden Rauches, auf die Quantität der pro Quadratmeter Rostfläche verbrannten Kohle etc. Rechnung zu nehmen verabsäumt hat.

Es ist daher zu wissen unmöglich, ob die untersuchten Generatoren unter den Bedingungen des Maximums ihrer Leistung arbeiteten.

Trotzdem finden wir aber in den zahlreichen Untersuchungen des Herrn Graham viele interessante Beobachtungen, welche in Betracht gezogen zu werden verdienen, und welche unsere Meinung über die Vorwärmer zu stützen geeignet sind.

Wir haben einen Theil des Berichtes von Herrn Graham übersetzt und geben ihn wörtlich wieder.



## 1ste Versuchsreihe.

§. 145. Vier Behälter aus Blech (Fig. 5, Taf. I) von 0,305 Meter Länge, 0,305 Meter Durchmesser wurden in einem Ofen aus Mauerwerk hinter einander aufgestellt; jeder bot der Wirkung des Herdes eine Oberfläche von 0,29 Quadratmetern; der Canal dieses Apparates communicirte mit der Hauptleitung eines Schornsteins, um genügenden Zug zu sichern. Die Verdampfung des ersten Gefässes stellt den Effect der directen Wirkung des Herdes dar; man kann annehmen, dass die Verdampfung des zweiten den Heizeffect der Flamme liefert, während diejenige des dritten und vierten den heissen Gasen allein zugeschrieben werden kann.

Bei gemässigtem Zuge ist das Mittel aus den Zahlen, welche die Verdampfungskraft der verschiedenen Gefässe angeben:

|              |     |             |
|--------------|-----|-------------|
| 1stes Gefäss | 100 | 67,6        |
| 2tes „       | 27  | 18,2        |
| 3tes „       | 13  | 8,8         |
| 4tes „       | 8   | 5,4         |
|              |     | <hr/> 100,0 |

## 2te Versuchsreihe.

§. 146. Eine zweite Versuchsreihe ist noch zu demselben Zwecke angestellt worden. Die angewendeten Behälter (Fig. 6, Taf. I) waren dieses Mal drei Stücken eines cylindrischen Kessels, jeder von 0,915 Meter Länge und 0,915 Meter Durchmesser, in Communication mit der Atmosphäre und in einen Ofen aus Ziegeln dicht aneinander gemauert. Der unter dem ersten Gefässe angebrachte Rost hatte 0,61 Meter Breite und 0,915 Meter Länge. Die Dicke der Roststäbe betrug 0,012, ihre Entfernung von einander 0,012. Die Entfernung zwischen Rost und Kessel war 0,24 Meter, diejenige des Mauerwerks von dem Kessel hinter der Feuerbrücke 0,1 Meter. Die Bleche hatten 6<sup>m.m</sup> Dicke.

Die Verdampfungskraft dieser drei Kessel wird durch folgende Tabelle angegeben.



Tabelle XV.

| Nummer<br>des<br>Versuchs.        | Dauer des<br>Versuchs. |      | Verbrauchte<br>Steinkohle.<br><br>Kilogr. | Relative Verdampfung, die des<br>ersten Kessels = 100 gerechnet. |            |            | Totale Wassermenge,<br>welche pro Kilogr. Kohle<br>von der anfängl.<br>Temperatur verdampft ist.<br><br>Kilogr. |
|-----------------------------------|------------------------|------|-------------------------------------------|------------------------------------------------------------------|------------|------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|                                   | Stunde.                | Min. |                                           | 1. Kessel.                                                       | 2. Kessel. | 3. Kessel. |                                                                                                                 |
| 1                                 | —                      | —    | —                                         | —                                                                | —          | —          | —                                                                                                               |
| 2                                 | 6                      | 30   | 190                                       | 100                                                              | 22,8       | 13,8       | 5,26                                                                                                            |
| 3                                 | 10                     | 55   | 367                                       | 100                                                              | 27,8       | 15,1       | 5,19                                                                                                            |
| 4                                 | 6                      | 30   | 314                                       | 100                                                              | 39,4       | 20,3       | 4,68                                                                                                            |
| 5                                 | 9                      | 10   | 217                                       | 100                                                              | 33,5       | 16,4       | 3,98                                                                                                            |
| 6                                 | 6                      | 50   | 226                                       | 100                                                              | 32,9       | 12,8       | 4,42                                                                                                            |
| 7                                 | 8                      | 15   | 214                                       | 100                                                              | 29,0       | 12,0       | 4,87                                                                                                            |
| 8                                 | 9                      | 25   | 214                                       | 100                                                              | 28,6       | 9,7        | 3,83                                                                                                            |
| 9                                 | 5                      | 15   | 221                                       | 100                                                              | 37,0       | 16,0       | 4,63                                                                                                            |
| 10                                | 7                      | 00   | 219                                       | 100                                                              | 36,0       | 13,0       | 4,02                                                                                                            |
| 11                                | 5                      | 25   | 220                                       | 100                                                              | 50,7       | 24,0       | 4,64                                                                                                            |
| 12                                | 7                      | 45   | 221                                       | 100                                                              | 44,4       | 22,9       | 4,59                                                                                                            |
| Mittel                            | 7                      | 22   | 239                                       | 100                                                              | 34,7       | 16,0       | 4,55                                                                                                            |
| Verdampfung der ersten Abtheilung |                        |      |                                           |                                                                  |            | 100        | 66,40                                                                                                           |
| " der zweiten "                   |                        |      |                                           |                                                                  |            | 34,7       | 23,00                                                                                                           |
| " der dritten "                   |                        |      |                                           |                                                                  |            | 16,0       | 19,6                                                                                                            |
|                                   |                        |      |                                           |                                                                  |            |            | 100                                                                                                             |

Die Liefermenge der 3 Abtheilungen zusammen ist bis auf 5,31 Kilogr. Wasser von der Temperatur 15,5 Grad C. pro Kilogr. Steinkohle gestiegen.

Man hat auch die Zeiten beobachtet, welche zur Erhöhung der Temperatur des in jeder Abtheilung enthaltenen Wassers bis zum Siedepunkte erforderlich waren.

Die erhaltenen Resultate sind auf Fig. 4, Tafel VII, graphisch dargestellt. Die Linie A1 bezieht sich auf die Steigung der Temperatur im ersten Behälter, während die punktirten Linien A2 und A3 das Gesetz darstellen, nach welchem die Temperatur des Wassers in der zweiten und dritten Abtheilung sich verändert.

Das Wasser des ersten Kessels ist in 40 Minuten auf die Siedetemperatur gebracht worden, während 92 und 161 Minuten nöthig waren, um dasselbe Resultat in der zweiten und dritten Abtheilung zu erreichen. Man kann daraus leicht die Anzahl von Wärmeeinheiten berechnen, welche das in jeder Abtheilung enthaltene Wasser in gleichen Zeiträumen aufnahm. Sie steigt bis auf



100 für den ersten Behälter, bis auf 43,5 für den zweiten und bis auf 24,9 für den dritten.

Also sind die in die drei Behälter transmittirten Wärmemengen erstens, wenn man darin Dampf erzeugte, zweitens, wenn man die Temperatur des Wassers zu steigern sich begnügte, gewesen

|      |   |   |     |      |      |
|------|---|---|-----|------|------|
| 1ste | . | . | 100 | 34,7 | 16   |
| 2te  | . | . | 100 | 43,5 | 24,9 |

Herr Graham fügt hinzu, man könne aus diesen Experimenten schliessen, dass die Canaloberflächen viel wirksamer auf Erwärmung bis zum Siedepunkte als auf Verdampfung thätig wären, und zwar im Verhältniss von 24,9 zu 16. Er stellt sich in den beiden Fällen den dritten Kessel als Canaloberfläche vor.

Diese Experimente legen klar und durch Zahlen den Vortheil vor Augen, welchen die mit Vorwärmern versehenen Verdampfungsapparate vor gewöhnlichen Dampfkesseln darbieten.

#### Vorwärmer von Herrn Green.

§. 147. Die Vorwärmer sind in England sehr bekannt; die von uns als am meisten verbreitet gehaltene Art ist die des Herrn Green. Wir haben sie 1855 in Manchester bei Herrn Thomas Hoyle und in andern Etablissements functioniren sehen.

Der Apparat des Herrn Green hat hier die Eigenthümlichkeit, fortwährend eine von Russ freie Oberfläche zu bieten. Er setzt sich aus zwei gusseisernen Kasten von mehreren Quadratmetern Oberfläche zusammen; einer von denselben ist auf den Boden, der andere am oberen Theile eines Canales aufgestellt, welcher die Verbrennungsproducte mehrer Kessel aufnimmt. Diese Kasten werden von einer grossen Anzahl verticaler Röhren verbunden, welche in der von den heissen Gasen durchströmten Richtung aufgestellt sind. Ringe oder Reifen, die jedes Rohr umfassen, reinigen dessen Oberfläche vollkommen, indem sie continuirlich nach der Länge der Röhren mechanisch hin und her bewegt werden.

Wir haben uns keine genauen Angaben über die Leistung dieses Apparates verschaffen können. Herr Green hatte bei Gelegenheit der stattgefundenen Concurrenz einen dieser Apparate



nach Mühlhausen an Herrn Dollfus-Mieg zu schicken sich erboten. Er hatte selbst den während der Concurrenz untersuchten Kessel mit 3 Siedern geprüft und schätzte die Brennmaterialersparniss, welche die Anwendung seines Systems gewinnen lassen würde, mindestens auf 10 %. Der Apparat würde für 3000 Fr. bei dem Fabrikanten zu erhalten sein; mit den Transport- und Einführungskosten, würde er in Mühlhausen ohne Aufstellung 5500 Fr. gekostet haben. Unter den von dem Erfinder selbst angegebenen Bedingungen würde diese Kaufsumme in einem Zeitraume von 7 bis 8 Jahren wieder erlangt sein.

### **Experimente, welche in dem Etablissement der Herren Dollfus-Mieg et Co. über die Zugkraft angestellt wurden.**

§. 148. Wir haben (§. 27) das Verfahren beschrieben, welches wir zur Bestimmung der Zugwirkung anwendeten und auch in §§. 95 bis 103 und 141 über die Ergebnisse bereits discutirt, zu welchen wir durch Messung der in den Herd dringenden Luftmengen gelangten. Wir kommen auf diesen Gegenstand noch besonders wieder zurück, weil wir demselben grosse Wichtigkeit zuschreiben und mit Bestimmtheit wissen, dass sich Betrachtungen daran knüpfen, welche beim Studium der uns beschäftigenden Fragen fast nie beachtet wurden.

Die Experimente und Beobachtungen, von denen wir berichten werden, sind von einem von uns in dem Etablissement der Herren Dollfus-Mieg vor Beginn der Concurrenz angestellt worden. Man wird in unseren Mittheilungen (§. 146) und in dem Supplement zu „*Guide du chauffeur, de M. Grouvelle*“ (2e vol., 4e édit. 1859, pag. 8 bis 21) eine theilweise Resumtion davon finden.

Die Resultate, zu welchen uns diese Untersuchungen führten, sind folgende:

§. 149. Die Leistung eines vorhandenen Dampfkessels variirt unter sonst gleichen Umständen in sehr beträchtlichem Maasse mit dem Luftvolumen, welches pro Kilogr. Brennmaterial in den Herd geleitet wird. — Wir bemerken gleich Anfangs, dass es sich hier nicht nur um Bedingungen handelt, welche die Zugkraft ausschliessen; man



ist in der That darüber einverstanden, dass in äussersten Fällen die Verdampfungskraft des Brennmaterials geschwächt werden muss, wenngleich unseres Wissens noch nie Experimente über diesen Gegenstand veröffentlicht sind. Aber wir wollen von den Grenzen sprechen, welche man in der Praxis sowohl bei besonders gut functionirenden als gewöhnlichen Apparaten antrifft. Wir behaupten, dass, wenn auch dem Anscheine nach und ohne Hülfe von Instrumenten, die bei der Verbrennung pro Gewichtseinheit Brennmaterial angewendete Luftmenge nicht wirklich zu variiren scheint, man dennoch sowohl eine erhebliche Differenz in der Luftspeisung als auch eine sehr bedeutende Variation in der Liefermenge von verdampftem Wasser derartig nachweisen kann, dass es nicht möglich ist, bei vergleichenden Versuchen über Dampfkessel die Messung des Zuges zu vernachlässigen.

Untenstehende Tabelle stellt vier Versuchsreihen zusammen die zur genauen Bestimmung der Verdampfungskraft verschiedener Kohlen angestellt sind, wenn für deren Verbrennung wechselnde Luftmengen angewendet werden.

Wir könnten diesen noch andere Versuche beifügen; indessen jedesmal haben sie zu denselben Ergebnissen geführt.

§. 150. Jeder der untersuchten Herde wurde mit Hülfe einer Zugkraft gespeist, welche von derjenigen, die bei vollständigem Geöffnetsein des Registers erreicht werden kann, bis zu derjenigen variirt, unter welcher in Folge des Schliessens des Registers und zu geringen Luftzutritts ein Verbrennen der Kohle absolut unmöglich zu werden beginnt. Jeder Versuch hat mindestens eine Woche gedauert.

Der erste und dritte Versuch bezieht sich auf einen Kessel, welcher ein constantes Dampfvolumen lieferte und eine sehr regelmässige Arbeit bewirkte, indem dieser Kessel an einen zweiten gekuppelt war, unter welchem man das Feuer so oft wegstiess, als es die Umstände erforderten.

Der 2te und 4te Versuch bezieht sich auf einen Kessel, welcher ausschliesslich einem Motor Dampf lieferte, der unter analogen Bedingungen des für die Concurrenz-Versuche dienenden sich befand.

Diese Versuche zeigen zunächst, dass die Verdampfungskraft



## Tabelle XVI.

Von den Experimenten über die Zugkraft, welche in dem Etablissement der Herren Dollfus-Mieg & Co. angestellt wurden.

| Datum<br>des<br>Versuchs. | Untersuchter Kessel. | Kohlen in Kilogr., welche alle<br>12 Stunden im Mittel verbrannt<br>wurden. | Beschaffenheit der verbrannten<br>Kohle.                            | Luft in Cubikmetern, welche pro<br>Kilogr. Kohle eingeführt wurde,<br>auf 0° und 0,76 B. reducirt. | Liefermenge des K. in Litern<br>verdampften Wassers pro Kilogr.<br>Kohle, auf 0° reducirt. | Proportionalzahlen der vorigen<br>Columnen. | Bemerkungen.                                                                                                                                                                                                                                                                                 |
|---------------------------|----------------------|-----------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 8. bis 12. Feb. 1859      | Nr. 7                | 1800                                                                        | Ronchamp wie sie vor-<br>kommt.                                     | 12,86                                                                                              | 5,86                                                                                       | 100                                         | Der Versuchskessel hatte<br>3 Sieder, eine Länge von<br>9 Metern, einen Durchmesser<br>von 1,14 und eine Heizfläche<br>von 47,75 Q.-M. (die Sieder<br>eingeschlossen). Dieser Apparat<br>ist derselbe wie der der Tabelle<br>Nr. VI. Diese Versuche sind mit<br>grosser Sorgfalt angestellt. |
| 14. = 19. =               |                      | 1800                                                                        |                                                                     | 12,71                                                                                              | 5,85                                                                                       | 100                                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 21. = 26. =               |                      | 1800                                                                        |                                                                     | 10,26                                                                                              | 6,30                                                                                       | 107 <sup>5</sup>                            |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 28. = 5. März =           |                      | 1800                                                                        |                                                                     | 8,68                                                                                               | 6,60                                                                                       | 112 <sup>6</sup>                            |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 7. = 12. =                |                      | 1800                                                                        |                                                                     | 7,47                                                                                               | 6,66                                                                                       | 113 <sup>6</sup>                            |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 3. bis 9. Oct. 1858       | Nr. 1                | 1549                                                                        | Saarbrückener von<br>sehr schlecht. Qual.<br>u. sehr kl. zerstückt. | 13,07                                                                                              | 4,51                                                                                       | 100                                         | Der in Rede kommende<br>Kessel hat 3 Sieder und eine<br>totale Heizfläche von 28 Q.-<br>Meter, die Sieder eingerechnet.                                                                                                                                                                      |
| 11. = 16. =               |                      | 1555                                                                        |                                                                     | 13,47                                                                                              | 4,69                                                                                       | 104                                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 18. = 23. =               |                      | 1507                                                                        |                                                                     | 11,78                                                                                              | 4,90                                                                                       | 108                                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 25. = 30. =               |                      | 1403                                                                        |                                                                     | 8,51                                                                                               | 5,09                                                                                       | 112                                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 3. = 16. Nov. =           |                      | 1318                                                                        |                                                                     | 8,98                                                                                               | 5,07                                                                                       | 112                                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 16. = 21. =               |                      | 1291                                                                        |                                                                     | 12,18                                                                                              | 4,89                                                                                       | 108                                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 22. = 27. =               |                      | 1277                                                                        |                                                                     | 7,83                                                                                               | 4,97                                                                                       | 110                                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 18. bis 23. Oct. 1858     | Nr. 4                | 2000                                                                        | Ebenso.                                                             | 17,05                                                                                              | 4,35                                                                                       | 100                                         | Dieser Kessel hatte eine<br>totale Oberfläche von 44,2<br>Q.-M. und 3 Sieder, vom<br>Systeme des vorigen.                                                                                                                                                                                    |
| 25. = 30. =               |                      | 2017                                                                        |                                                                     | 15,55                                                                                              | 4,69                                                                                       | 108                                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 3. = 8. Nov. =            |                      | 2044                                                                        |                                                                     | 11,16                                                                                              | 4,86                                                                                       | 112                                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 8. = 13. =                |                      | 1967                                                                        |                                                                     | 8,30                                                                                               | 4,98                                                                                       | 114                                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 15. = 20. =               |                      | 2001                                                                        |                                                                     | 11,55                                                                                              | 4,84                                                                                       | 111                                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 6. = 11. Dec. =           |                      | 1723                                                                        |                                                                     | 7,11                                                                                               | 4,40                                                                                       | 101                                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 28. März bis 2. Apr.      | Nr. 9                | 1530                                                                        | Gemisch von klein<br>gestückt Ronch.<br>und dito Saarbr.            | 11,18                                                                                              | 5,45                                                                                       | 100                                         | Es ergab sich vom 18.<br>bis 23. aus 6 Versuchen<br>eine Temperatur des Rauchs<br>von 419,6 Grad hinter dem<br>Register. Heizfläche = 27<br>Q.-M.                                                                                                                                            |
| 4. bis 9. Apr. 59         |                      | 1434                                                                        |                                                                     | 9,96                                                                                               | 5,87                                                                                       | 107 <sup>7</sup>                            |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 11. = 16. =               |                      | 1411                                                                        |                                                                     | 8,93                                                                                               | 5,86                                                                                       | 107 <sup>1</sup>                            |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 18. = 23. =               |                      | 1420                                                                        |                                                                     | 7,24                                                                                               | 6,00                                                                                       | 110 <sup>0</sup>                            |                                                                                                                                                                                                                                                                                              |



des Brennmaterials für dieselbe Kohle und denselben Kessel je nach der verwendeten Luftquantität leicht bis zu 12 und sogar bis zu 14 % variiren kann. Wir wiederholen es, die stärksten Zugwirkungen unserer Tabelle haben für die Versuche mit den Kesseln 7, 1 und 9 nichts Aussergewöhnliches. Die angeführten Maximalzahlen liegen sicher unter denjenigen, welche meistens von den Heizern angewendet werden. Es gehört viel Mühe dazu, um von diesen Arbeitern Zahlen zu erhalten, die in der Nähe von 8 Cubikmetern liegen, und man muss zugeben, dass in den Fällen, in denen man so speist, die Leitung des Feuers bedeutend schwieriger ist, weil die häufige Bewegung des Registers forcirt werden muss, sobald man das Feuer selbst wenig anfachen will. Schon mit einer Zugwirkung von 13 Cubikmetern ist das Feuer viel leichter zu unterhalten. Die vom Kessel Nr. 4 verbrauchten 17 Cubikmeter sind nicht mehr aussergewöhnlich. Dieses nennen die Heizer einen guten Zug, welchen sie gewiss jedes Mal geben, wo die Disposition des Herdes davon Gebrauch zu machen ihnen erlaubt. Darüber liegt jedenfalls der Ueberschuss und haben wir selten 18 Cubikmeter als Grenze überschreiten sehen.

§. 151. Gewiss ist es schwierig *a priori* zu vermuthen, dass die beste Leistung mit einer so geringen Zugkraft als diejenige erreicht wird, auf welche uns unsere Versuche geführt haben. \*) Der Kessel Nr. 7 hat 7,47 Cubikm. aufgewiesen und die anderen nach einander circa 9, 8,3 und 7,24 Cubikm. Unter diesen Umständen ist die Verbrennung sichtlich ausserordentlich unvollkommen, das Feuer ohne Lebhaftigkeit und stark rauchend. Wenn wir bei den Versuchen 1 und 4 eine niedere Ziffer erreichen konnten, so gelang uns dies nicht ohne Mühe und weil wir durchaus an eine Grenze zu gelangen gezwungen waren, welche unter dem Maximum lag; indessen war der Gang des Kessels wirklich sehr schlecht.

Indessen darf man obige Zahlen nicht zu buchstäblich nehmen: es ist selten, dass in der Praxis und bei der hier uns beschäftigenden Frage auf ganz genaue Daten gekommen werden kann; die verschiedenen Herde verhalten sich nicht in gleicher

---

\*) Siehe hinten: Zusätze und Bemerkungen zu dem Berichte der Experimentatoren.



Weise und wir haben eigenthümliche Anomalien selbst an Apparaten bemerkt, welche beinahe dieselbe Einrichtung und Heizfläche hatten.

Dem sei nun aber wie ihm wolle, so sind doch die von uns erhaltenen Zahlen Data, welche für die gänzliche Abwesenheit von Angaben substituirt werden können, welcher man bei der Mehrzahl der zum experimentalen Studium der Dampfkessel angestellten Untersuchungen begegnet. Schätzen wir auch den Werth der beiden wichtigsten Arbeiten, welche wir citirt haben, sehr hoch, nämlich die von Herrn Cavé und von Herrn Graham unternommenen, so können wir doch an die vollkommene Genauigkeit der erhaltenen Resultate nicht glauben, da die Frage über die Zugkraft bei diesen Versuchen gänzlich vernachlässigt ist. Wenn man in die voranstehenden Tabellen blickt und wahrnimmt, dass geringe, der einfachen Beobachtung sich entziehende Differenzen von 1 bis 2 Cubikm. in der Leistung Variationen von 5 % und mehr herbeigeführt haben, so kann man sein Bedauern darüber nicht unterdrücken, dass die Wahrnehmung dieser störenden Ursache so fleissigen Beobachtern sich entzogen hat.

§. 152. Wir wurden, die Mittel zur Bestimmung der Zugkraft und ihres Einflusses auf den Gang der Herde zu untersuchen, in Folge von Umständen geführt, welche wir hier mit einigen Worten besprechen wollen, weil sie die Wichtigkeit des Gegenstandes in's Licht zu setzen geeignet sind.

Man hatte bei Herrn Dollfus-Mieg et Co. seit längerer Zeit beobachtet, dass gewisse Kessel Liefermengen gaben, welche für Steinkohlen von sehr verschiedener Qualität wenig variirten. Die Variationen betrugen meistens nicht mehr als ungefähr 5 bis 6 %. Die Versuche, übrigens in Bezug auf Messung des verdampften Wassers und der verbrannten Steinkohle gewissenhaft angestellt, zeigten häufig Anomalien, deren Ursache wir nicht auffinden konnten. Man wurde nothwendigerweise dahin geführt, unter diesen Generatoren Brennmaterialien von sehr mittelmässiger Qualität und geringem Preise zu verbrauchen. Andere Kessel dagegen, waren ganz anderen Bedingungen unterworfen, und die weniger theuren Steinkohlen erwiesen sich nicht immer als die vortheilhaftest anzuwendenden. Man fand in der Liefermenge



Differenzen von mehr als 20 % für verschiedene auf unserm Markte sehr bekannte Sorten.

Es war also wichtig, zu einer Erklärung dieser Anomalien zu gelangen, wir konnten nicht dahin gelangen, ohne dass wir Mittel zum Messen der Speiseluft zu Gebote hatten. Es geschah Folgendes: Die Herde, unter welchen die verschiedenen Steinkohlen beinahe gleichen Erfolg zeigten, hatten einen Ueberschuss an Zugkraft; wenn die Heizer fette Kohlen zu verbrennen hatten, so wendeten sie, um zufolge einer vorurtheilsvollen und irrigen Idee ihre Arbeit zu erleichtern, einen sehr lebhaften Zug an. Wenn es in der That schwierig ist, ein Feuer mit mässigem Zuge in Ordnung zu halten, so ist es mit unsern fetten Steinkohlen. Wenn dagegen diese Arbeiter mit magerern und geringern Kohlen zu thun hatten, so schlossen sie mehr oder weniger die Register ihrer Kessel. Die Verschiedenheit in der Speisung mit Luft verschlechterte die Leistung der ersten Brennmaterialien und verbesserte relativ die der zweiten, was die von uns erhaltenen Resultate erklärt.

Da wir die verbrauchte Luft nicht massen und unsere Aufmerksamkeit nicht einmal auf die Stellung des Registers gerichtet war, so konnten wir trotz einer grossen Anzahl langdauernder Versuche in keinem Falle dieselben Zahlen wiederfinden. In den Herden dagegen, in denen der Zug entweder in Folge der besonderen Disposition oder in Folge zu bedeutenden Brennmaterialverbrauchs kaum genügte, war das Register in allen Fällen beinahe vollständig offen, und die verschiedenen Kohlen erforderten beinahe gleiche Luftmengen, und daher kamen, wie einige unserer Experimente es zu zeigen scheinen, die Differenzen in der Leistung so zum Vorschein, wie sie in Wirklichkeit waren.

§. 153. Es ist absolut unmöglich, über den wirklichen Werth einer Kohle im Vergleich zu einer anderen sich auszusprechen, ohne jede Sorte mit verschiedenen Quantitäten von Luft unter demselben Kessel verbrannt zu haben. Da derartige Experimente unseres Wissens noch nicht angestellt sind, so wundern wir uns durchaus nicht, dass selbst in unserem Departement und trotz einer grossen Anzahl in vielen industriellen Etablissements seit längeren Jahren angestellter Versuche keine Frage widerspre-



chendere Antworten gefunden hat, als die über den relativen Werth der verschiedenen Steinkohlensorten.

Es genügt dem Gange eines am Herde angebrachten Anemometers eine Zeit zu folgen, um zu sehen, wie sehr der Zufluss der Luft, welche für denselben Generator und dieselbe Steinkohle beinahe constant sein sollte, im Gegentheile von einem Augenblick zum andern in sehr beträchtlichen Verhältnissen variirt, ungeachtet der Sorgfalt, welche man der Leitung des Feuers zuwenden mag, und je nachdem der Rost mehr oder weniger mit Schlacken oder Kohlen bedeckt ist; so tritt z. B. eine beträchtliche Differenz in der pro Kilogr. Kohle einströmenden Luftmenge vor und nach der Bedienung hervor; die Variationen sind ebenfalls zwischen dem Momente bedeutend, wo man das Feuer beginnt und wo nur noch Rückstände auf dem Roste liegen, und demjenigen, wo die Schlacken eine Reinigung nöthig machen. Diese Ursachen suchen die Leistung des Brennmaterials zu schwächen.

§. 154. Die Luftmengen, welche dem Maximum der Leistung entsprechen, sind für die gewöhnlich angewendeten Kessel nicht solche, wie sie bis jetzt angenommen wurden.\*) — Unsere Ziffern differiren in dieser Hinsicht vollständig mit denjenigen, welche sich in allen speciellen Werken vorfinden. So haben wir gefunden, dass 7 bis 8 Cubm. Luft genügten, um die Ronchamp-Kohle unter unseren Kesseln mit Siedern und von der üblichen Form zu verbrennen.

Herr Péclet scheint zuerst für eine Kohle von mittlerer Qualität eine Ziffer angegeben zu haben, welche nachher sehr häufig und meistens ohne neue Experimente reproducirt wurde. (*Traité de la chaleur*, 2e édit. 1843, page 111.) Dieser gelehrte Professor hatte die Luft analysirt, welche aus den Schornsteinen der Dampfkessel genommen war; er hatte erkannt, dass die Hälfte der eingedrungenen Luft unverändert geblieben war, und daraus die Zahlen 16 und sogar 18 Cubm. als für jedes Kilogr. Kohle von mittlerer Beschaffenheit erforderlich abgeleitet. Allein dieses Verfahren kann nicht als rationell betrachtet werden; da in

---

\*) Siehe hinten: Zusätze und Bemerkungen zu dem Berichte der Experimentatoren ad §§. 102, 103.



der That kein Umstand beweist, dass die Versuchskessel in gutem Zustande waren. Die Herren Julien und Bataille (*Traité des machines à vapeur*, 2e sect., page 125) finden, dass die angenommene Zahl verificirt werden müsse, und stellen über diesen Gegenstand Betrachtungen an, welche wörtlich berichtet zu werden verdienen: „Zufolge einiger Experimente soll die zur Verbrennung von 1 Kilogr. Kohle erforderliche Luftmenge die Zahl 25 Cubm. nicht überschreiten, und meistens 18 Cubm. sein, welche 23 Kilogr. wiegen. Allein es ist durchaus nichts Bestimmtes in dieser Angabe, da sie mit der Form und den Dimensionen der Herde sich verändert. Die Apparate, an welchen Experimente über diesen Gegenstand am leichtesten angestellt werden könnten, sind die Locomotiv-Kessel, weil Dimensionen und Formen derselben nahezu constant sind. Es ist wahrscheinlich, dass man für verschiedene Geschwindigkeiten der Luft verschiedene Resultate erhalten würde, nicht allein in Bezug auf die Quantität der angewendeten Luft, sondern auch in Hinsicht auf die Austrittstemperatur aus dem Herde, zwei wesentliche Factoren bei der Bestimmung des Maximaleffectes, welchen man aus einem Kilogr. Kohle gewinnen kann.“ Wir haben im Laufe dieser Arbeit gesehen, dass diese Bemerkungen vollkommen begründet sind.

Herr Claudel (*Aide-mémoire*, 4e édit. 1859, page 375) reproducirt die Angaben Péclet's und giebt 9,05 Cubm. als theoretische Zahl für mittlere Steinkohle und 18,1 als praktische. Herr Schinz (Wärmemesskunst, Stuttgart 1858) nimmt pro Pfund Kohle 22,146 Pfund Luft, also pro Kilogr. Kohle 16,4 Cubm. Luft bei 0° und 0,76<sup>mm</sup> Barometerstand.

§. 155. Man nimmt also heut zu Tage sehr häufig an, dass ungefähr 16 bis 18 Cubm. nöthig seien, um unter den günstigsten Umständen ein Kilogr. Kohle mittlerer Zusammensetzung zu verbrennen.

Herr Julien ist unseres Wissens der einzige Schriftsteller, welcher der Unmöglichkeit erwähnt, eine bestimmte Ziffer für die Anzahl von Cubm. zur Verbrennung eines Kilogr. Steinkohle anzunehmen. Diese Erkenntniss ist indessen sehr einfach, und glauben wir nicht, dass wir die Ersten sind, die sie aussprechen.

Die Ziffer 7 und 8 Cubm., welche wir für unsere Kessel mit Siedern und ohne Vorwärmer gefunden haben, ist bemerkens-



werth, wenn man sie mit derjenigen vergleicht, welche wir aus der Analyse der Ronchamp-Kohle abgeleitet haben und welche wir (§. 97) angaben. Wir waren auf ein Volumen von 7,637 Cubm. gekommen.

Die Verbrennung, welche zufolge unserer Experimente der Maximalleistung entspricht, muss demnach ausserordentlich unvollkommen sein, wenn man bedenkt, dass eine beträchtliche Luftmenge, ohne alterirt zu werden, den Rost durchdringen muss. Es genügt übrigens, den Blick auf einen derartig gespeisten Herd zu werfen, um versichert zu sein, dass sein Feuer das mangelhafteste unter diesen Umständen ist, und dass selbst auf dem Herde ein beträchtlicher Verlust entstehen muss, wenn man die Kohle mit so herabgedrücktem Zuge verbrennt.

§. 156. Soweit man es erforschen konnte, variirte die Natur des Rauches mit der Luft-Speisung um ein Bedeutendes. Das von Herrn Grouvelle berichtete Experiment für die Reihe Nr. 4 der Tabelle VII, zeigt, dass, wenn der Herd mit 11,18 Cubm. gespeist wurde, auf 720 Minuten 433 vergingen, während welcher der Rauch wesentlich farblos war, nämlich 133' leichter und 144' schwarzer Rauch. Wenn man 7,24 Cubm. bei gleicher Methode im Bedienen einführte, so war der Rauch während 272' farblos, während 240' leicht und während 208' schwarz.

Wenn man, wenigstens angenähert, die Analysen von Herrn Debette und die Folgerungen zulässt, welche wir in einem früheren Aufsätze daraus gezogen haben (*Bulletin*, Nr. 146, pag. 267 u. folg.), so wird man finden, dass der Verlust auf dem Herde augenscheinlich wächst, wenn die verbrauchte Luftquantität geringer wird, aber dass innerhalb zweier Grenzen, nämlich 18 und 7 Cubm., obgleich der physische Zustand des Rauches sehr verschieden sein mag, der aus einer unvollkommenen und selbst mit viel schwarzem Rauch begleiteten Verbrennung entstehende Verlust in Wirklichkeit wenig beträchtlich ist. Leider sind die Arbeiten des Herrn Debette nach einer von den unsrigen verschiedenen Richtung unternommen und die Analysen, welche er giebt, nicht von der Natur, um zu folgerechten Deductionen berechtigen zu können.

Die Tabelle, welche wir (§. 102) im ersten Theile unseres Berichtes gegeben haben, zeigt die aus einer schlechten Verbren-



nung resultirenden und nach einem anderen Verfahren berechneten Verluste; aber in diesen Ziffern sind die Verluste eingeschlossen, welche aus der äusseren Abkühlung des Apparates hervorgehen. Es ist uns daher bedauerlicher Weise unmöglich, den aus einer ungenügenden Luftzuführung entstehenden Verlust genau zu bestimmen.

Andererseits hat uns die Erfahrung gelehrt, dass die Temperatur der Luft beim Austritte aus dem Ofen eines Dampfkessels in dem Maasse zunahm, als die pro Kilogr. Brennmaterial in den Herd geführte Luftquantität anwuchs. So ist folgende Reihe unter einem Kessel mit Siedern von 44,2 Quadratmeter totaler Heizfläche erhalten worden, indem die pro 12 Stunden verbrannte Steinkohlenmenge im Mittel 1600 Kilogr. betrug.

|                      | pro Kilogr. Steinkohle eingeführte Luft von 0° und 0,76 <sup>mm</sup> Druck | pro Stunde und pro □ Meter Heizfläche verbrannte Steinkohle | Mittlere Temperatur der aus dem Kessel tretenden Gase |
|----------------------|-----------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|
| 1. Tag (6 Beobacht.) | 16                                                                          | 83                                                          | 329                                                   |
| 2. „ dito            | 11,65                                                                       | 75                                                          | 316                                                   |
| 3. „ dito            | 9,89                                                                        | 80                                                          | 288                                                   |
| 4. „ dito            | 7,30                                                                        | 80                                                          | 258                                                   |

In dem Maasse als das Volumen der Luft und demnach ihre Geschwindigkeit in den Kanälen zunahm, war die Abkühlung weniger vollständig, und der Verlust am Register wuchs in einem beträchtlicheren Verhältnisse als das Luftvolumen. Dieser Verlust wurde nicht durch den auf dem Herde erzielten Gewinn compensirt, wie andere Erfahrungen über die Leistung es zeigen.

Herr Pécelet hat diese Erscheinung der Temperaturvermehrung der heissen Luft, wenn sie unter gewissen Umständen nach Steigerung ihrer Geschwindigkeit die Heizfläche verlässt, in der neuen Auflage seines *Traité de la chaleur* bereits erkannt.

Es würde interessant sein, genau zu bestimmen, wie die Zusammensetzung der aus den Herden der Dampfkessel entweichenden Gase ist, wenn die Zugkraft variirt. Wenn man mit diesen Elementen in jedem Falle die Temperaturen der Gase hinter dem Register konnte, so würde man eine genau theoretische Rechnung über die besten Bedingungen zu liefern im Stande sein, unter welchen ein Generator aufgestellt werden müsste. Es ist dies ein Stoff zu interessanten Untersuchungen.



Um die Aufmerksamkeit auf diesen Gegenstand zu richten, hat die *Société industrielle* auf unsere Anregung eine goldene Medaille für ein Preisausschreiben vorgeschlagen, dessen Ankündigung in ihrem Programm von 1860 erscheinen wird.

§. 157. Alles zusammengefasst geht aus unserer Erfahrung hervor, dass, wenn der Zug selbst mittelmässig energisch ist, das den Kessel umspülende Luftvolumen doch noch zu beträchtlich ausfällt, um genügend abgekühlt werden zu können, und dass diese Thatsache einen Verlust herbeiführt, welcher viel beträchtlicher als derjenige ist, den eine unvollkommene Verbrennung mit sich bringt.

Alles, was wir über diesen Gegenstand gesagt haben, ist nur für Kessel von uns verificirt worden, welche zwischen der auf ihren Rosten verbrannten Brennmaterialmenge und ihrer Heizfläche die Verhältnisse darbieten, denen man gewöhnlich bei den von unserer Industrie gebrauchten Apparaten begegnet. Für diese Kessel glauben wir bewiesen zu haben, dass folgende Behauptung genau wahr ist; je mehr Rauch entsteht und je stärker dieser Rauch gefärbt ist, desto besser ist die Leistung des Kessels.

Es würde augenscheinlich rationeller sein, eine passende Verbrennung auf dem Herde hervorzubringen und mit Hülfe von genügenden Heizflächen die in den Gasen enthaltene Wärme zu absorbiren. Die Wesserling'schen Apparate befinden sich in dieser Beziehung unter sehr befriedigenden Bedingungen.

§. 158. Wir glauben, dass die Betrachtungen, welche wir soeben dargelegt haben, fast allen Erfindern von noch heute so zahlreich erscheinenden rauchverhütenden Apparaten entgangen sind. Die überwiegende Majorität der vorgeschlagenen Systeme sucht die Entfärbung des Rauches mit Hülfe einer überschüssigen Luftzuführung zu erreichen; aber, weit entfernt eine bemerkbare Ersparung zu geben, führen diese Apparate sehr häufig auf eine schlechte Liefermenge.

An irgend einem Kessel angebracht und ohne Veränderung der Heizfläche oder der auf dem Roste verbrannten Steinkohlenmenge, sind die Dispositionen, welche auf Vermehrung der Speiseluft sich beschränken, durchaus fehlerhaft; nur wenn die Heizfläche gleichzeitig genügend gross und passend angeordnet ist



und wenn das Princip der langsamen Verbrennung angenommen wird, kann man befriedigende Resultate erreichen, und zwar ohne besondere Anordnung und ohne irgend welche complicirten Apparate. Uebrigens glauben wir bestätigen zu können, dass die allein aus der Rauchverbrennung resultirende Ersparung in Wahrheit nur gering ist; man würde sich schwerlich auf diesen Gegenstand so sehr legen, wenn nicht Autoritäten und das Publicum, welches diese Frage häufig bis zu hohem Grade interessirt, zum Irrthum durch Aussagen von Personen inducirt würden, welche für competent gelten und behaupten, dass die rauchverzehrende Apparate anwendenden Industriellen nicht nur die Atmosphäre zu vergiften aufhören, sondern auch eine beträchtliche Ersparung verwirklichen würden.

---

#### Nothwendigkeit künftiger Experimente. — Schlussbemerkungen.

§. 159. An das Ende ihrer Arbeit angelangt, können ihre Berichterstatter nicht den Wunsch unterdrücken, die Aufmerksamkeit der Gesellschaft auf die Wichtigkeit zu lenken, welche sie an einer Fortsetzung ähnlicher und in breiterem Maassstabe anzustellender Experimente heften.

Sie machen sich kein Hehl aus alle Dem, was unvollkommen und unvollständig an ihrer Arbeit sein mag, und bedauern lebhaft, derselben nicht mehr Zeit haben widmen zu können. Mehr als ein Mal haben ihre particulären Beschäftigungen und die Unmöglichkeit nach Wunsch über die in ihren Händen befindlichen Apparate disponiren zu können, sie genöthigt, von interessanten Experimenten selbst in dem Augenblicke abzulassen, wo sie den besten Weg zur Erreichung des vorgesteckten Zieles entdeckten.

Sie würden glücklich sein, wenn ihre Anstrengungen die Aufmerksamkeit des Publicums auf die Wichtigkeit lenken könnten, welche das unter Mitwirkung der Regierung unternommene, experimentelle Studium an Fragen darbietet, welche alle Tage immermehr einen höheren Grad von Interesse annehmen.

Im Augenblicke, wo die Abschaffung des Ausfuhr-Systems



die französische Industrie in die Nothwendigkeit versetzt, directer einerseits mit England, wo die Kohle billiger ist, und andererseits mit der Schweiz zu concurriren, wo die natürlichen Wasserkräfte reichhaltiger sind, in einem solchen Augenblicke müssen wir unsere Anstrengungen verdoppeln, um mit Wissenschaft und Kunst der Natur abzufordern, was sie uns vorenthalten hat, und um mit geringeren Kosten den Dampf zu erzeugen, den unsere Motoren beanspruchen.

Nicht die Elemente zu diesem Fortschritte fehlen uns.

Man findet in Frankreich viele Gelehrte und aufgeklärte Industrielle, unsere Fabriken werden zum grossen Theile von fähigen Ingenieuren dirigirt, welche zu der professionellen Wissenschaft auf Schulen gebildet sind, die nirgends in der Welt ihres Gleichen haben. Gerade in Frankreich ist eine ganz neue Wissenschaft, die industrielle Physik von Herrn Péclet geschaffen worden. In einem hinterlassenen Werke von höchstem Werthe hat dieser gelehrte Professor alle Theorien zusammengefasst, welche er schuf, alle Thatsachen, welche er während seiner langen wissenschaftlichen Laufbahn auf dem ganzen Gebiete der öconomischen Anwendung des Brennmaterials hat entdecken und sammeln können.

Es mangelte ihm nur die Gelegenheit, durch umfangreichere, in breiterem Maassstabe angestellte Experimente die vollkommene Genauigkeit seiner Vorherbestimmungen bewahrheiten zu können.

Wie interessant würde es daher nicht für diejenigen sein, welche auf dem von ihm verzeichneten Wege fortgehen, mit freimüthig angestellten Experimenten auf so viele Fragen antworten zu können, deren Wichtigkeit von Niemandem verkannt, welche aber nur mit Opfern von Zeit und Geld erhalten werden können.

Es würde nicht an Männern der Wissenschaft fehlen, die mit den Anforderungen der Industrie wohl bekannt sind, und denen man die Leitung von Versuchen dieser Natur und die Sorge, die erhaltenen Resultate der Oeffentlichkeit mitzutheilen, anvertrauen könnte.

Indem wir nun schliessen, erlauben wir uns Ihnen, meine



Herren, vorzuschlagen: den Herren Gros, Odier, Roman et Co., Schlumberger et Co. und X. Flühr für die interessanten Mittheilungen, welche sie uns über den Gang ihrer Kessel machten, zu danken und sie zu ersuchen, auf dem betretenen Wege fortzufahren; ferner Herrn Marozeau in Betracht der vorzüglichen Errungenschaften, welche unter seiner Leitung in Wasserlingen in der Construction der Dampferzeugungs-Apparate verwirklicht wurden, eine goldene Medaille zu verleihen.



## Bestimmung von empirischen Coëfficienten.

---

Die auf den vorstehenden Seiten mitgetheilten experimentellen Ergebnisse und die von den Herren Berichterstatlern daraus gezogenen Schlussfolgerungen eignen sich wohl dazu, um über die wichtigsten bei Dampfkesselfeuerungen auftretenden Vorgänge Aufschluss und zu Construction der Generatoren im Allgemeinen Anleitung zu geben, aber sind doch nicht von der Natur, dass sie sofort zu genauer Bestimmung der Dimensionen einer Dampfkesselanlage noch zu Untersuchungen darüber verwendet werden könnten, welches die günstigsten und vortheilhaftesten Verhältnisse sind, in welche die einzelnen den Erfolg bedingenden Factoren zusammengeführt werden müssen; sie sind vielmehr als Rohmaterial zu betrachten, aus welchem ein brauchbares und handliches Fabrikat erst zu bearbeiten ist.

Wir sehen z. B. aus den Experimenten und den daraus gezogenen Schlussfolgerungen, dass die Quantität der Verbrennungsluft vorwaltenden Einfluss auf die Verdampfungsfähigkeit eines Generators hat, dass sie die Wirkung des Herdes steigert und die der Heizfläche schwächt, wir sehen, dass, wenn aus der durch viel Luft bewirkten vollkommeneren Verbrennung Nutzen für die Verdampfung gezogen werden soll, die Heizfläche bedeutend grösser, als sonst erforderlich, hergestellt werden muss und wir erkennen, dass sich das Princip der Gegenströmung bei den Heizflächen als besonders vortheilhaft und demnach nachahmungswerth erweist; aber welches Zahlenverhältniss zwischen Verbrennungsluft und Wirkungsgrad des Herdes, zwischen Heizflächengrösse und Wirkungsgrad dieser Heizfläche besteht und von welchem in bestimmten Ziffern ausgedrückten Nutzen die Gegenströmung



ist, das vermag man nicht zu erkennen und demnach auch nicht anzugeben, wie die Construction zu Herbeiführung der vortheilhaftesten Werthe dieser Grössen angeordnet werden muss. In der That concurriren auch so sehr viele Einzelelemente um den Enderfolg und greifen in so sehr verwickelten Combinationen durch einander, dass es dem unbewaffneten Denk- und Schlussvermögen gar nicht möglich ist, das complicirte Gewebe zu durchschauen und die besondere Grösse jener Einzelelemente herauszufinden. Hier tritt vielmehr die mathematische Theorie in Geltung.

Eine solche Theorie habe ich aus den bereits bekannten physikalischen Gesetzen herzuleiten versucht und unter dem Titel „Allgemeine Theorie der Feuerungsanlagen“ veröffentlicht, und daher handelt es sich hier blos darum, einmal deren Richtigkeit an den hier gewonnenen experimentellen Ergebnissen zu prüfen und zu bestätigen, und zweitens diejenigen, sogenannten praktischen Coëfficienten zu bestimmen, welche in dieselbe, um sie wahrhaft brauchbar zu machen, eingeführt werden müssen.

Diese Bestimmung vorzunehmen, bezweckt das nächste Capitel. Dabei musste ich, um allzugrosse Weitläufigkeit zu umgehen, die wenigstens oberflächliche Bekanntschaft mit der „allgem. Theorie der Feuerungsanlagen“ voraussetzen, bin aber, sobald es nur thunlich war, dennoch bemüht gewesen, eine kurze Ableitung der in jener Schrift bereits aufgefundenen Formeln zu geben. Die Bezeichnungen, deren ich mich für die einzelnen Grössen hier bediente, haben dieselbe Bedeutung, wie dort, sind übrigens aber mit den entsprechenden Erklärungen der grösseren Bequemlichkeit halber in lexicographischer Ordnung hinten zusammengestellt.

Die Bezugnahme auf die „allgemeine Theorie der Feuerungsanlagen, Leipzig, T. O. Weigel, 1862“, ist mit der Abkürzung: „allg. Th. d. F.“ angedeutet.

Die Bestimmung der empirischen Coëfficienten geschieht in der Reihenfolge, welche dem Entwicklungsgange derselben auseinander am angemessensten und bequemsten ist.



I.

Äussere Abkühlung der Apparate.

In Tabelle XI. haben die Berichterstatter der Untersuchungscommission die Verluste mitgetheilt, welche gleichzeitig durch äussere Abkühlung und durch unvollkommene Verbrennung bei den Concurrenz-Kesseln entstanden, und von mir ist dieser Tabelle eine zweite beigefügt, welche dieselben Werthe in Bezug auf die in Tabelle VI, VII und VIII abgehandelten Apparate lieferte; für die Wesserling'schen Generatoren können diese Werthe nicht erhalten werden, da bei denselben die Verbrennungsluftmenge zu ermitteln verabsäumt wurde.

Subtrahirt man von den jene Verluste (Columnne 12) angehenden Ziffern die für jedes Kilogr. Brennmaterial durch Abkühlung aus den Umfangswänden verschwundene Wärmemenge, so erhält man in dem procentischen Verhältniss des Rostes zum calorimetrischen Effecte der verwendeten Steinkohlen den Wirkungsgrad  $\eta_1$  des Feuerraumes. Es ist daher von Wichtigkeit diese Abkühlungsmenge zu bestimmen.

Selbstverständlich kann sich's dabei nur um Approximationen handeln, da die mannichfachen auf Abkühlung einwirkenden Umstände weder bekannt sind, noch berechnet werden können, und da auch verlässliche Werthe für die Abkühlungscoëfficienten bislang noch fehlen. Es ist aber auch eine ganz genaue Ermittlung nicht einmal nöthig, da, wie die Ergebnisse der Rechnung zeigen, die Abkühlungsmengen nur sehr geringe Bruchtheile vom Gesamt-Wärmebetrage ausmachen.

Für die beiden mit eisernen Umfangswänden versehenen Apparate von Molinos und von Zambaux gelangt die einfache Formel (S. 72 der allg. Th. d. Feuerungsanlagen)

$$\mathfrak{A} = w_1 F_1 (t - \mathfrak{T}) + w_2 F_2 (t_1 - \mathfrak{T}) + \text{etc.}$$

zur Anwendung, wenn  $\mathfrak{A}$  die durch Abkühlung in der Stunde verschwindende Wärmemenge,  $w_1, w_2$  etc. Wärmeüberführungscoëfficienten,  $F_1, F_2$  einzelne Theile der Oberflächen der Apparate,  $t, t_1$  etc. deren innere Temperaturen und  $\mathfrak{T}$  die Temperatur der umgebenden Luft bedeuten. Für die übrigen mit Mauern umgebenen Kessel dagegen muss die complicirtere Formel: (S. 92 d. allg. Th. d. F.)



$$\mathfrak{A} = \frac{w_1 F_1 (T_0 - T_1)}{\text{lat } (T_0 - \mathfrak{T}) - \text{lat } (T_1 - \mathfrak{T})}$$

benutzt werden, da die Temperaturen  $T_0$  und  $T_1$  zu verschiedenen sind, als dass mit Einführung eines aus beiden genommenen arithmetischen Mittels in obige einfachere Formel genügend genaue Resultate erwartet werden dürften.

Der Einfachheit wegen und weil es hinreichend genau ist, darf in allen Fällen die Temperatur der äusseren Luft

$$\mathfrak{T} = 0$$

angenommen werden.

Alsdann kann man den Molinos'schen und Zambaux'schen Apparat in den Dampf- und Wasserraum zerlegen und für den ersten die Temperatur des Dampfes, für den zweiten als Temperatur den Mittelwerth aus Dampf- und Speisewasser-Temperatur in Rechnung ziehen. Beachtet man darauf, dass sowohl für beide dieser Theile als für beide Apparate zufolge Gleichung 61 d. allg. Th. d. F. und zufolge der auf Seite 66 und 79 derselben Schrift angeführten Péclet'schen Coëfficienten

$$w_1 = w_2 = \frac{5,8 \cdot 28}{2 \cdot 28 + 5,8 \cdot 0,05} = 2,8$$

ist, wobei die Blechdicke zu 5<sup>mm</sup> vorausgesetzt wurde, so bildet sich, wenn aus den betreffenden Tabellen die Mittelwerthe sämtlicher Versuche gezogen werden, folgende Rechnung:

a. Molinos et Pronnier. (Taf. I.)

Oberfläche des Dampfraumes = 10,44 □ Meter

„ „ Wasserraumes = 17 „

Temperatur des Dampfes von 4 Atm. = 145 °

Temperatur des Speisewasser = 54 °

Mittlere Temperatur des Wasserraumes = 100 °

$$\mathfrak{A} = 2,8 [10,44 \cdot 100 + 17 \cdot 145] = 9825 \text{ Calorieen}$$

$$\text{Brennmaterialconsum pro Stunde} = \frac{1161}{12} = 97$$

$$\text{Abkühlung pro Kilogr. Steinkohlen} = \frac{\mathfrak{A}}{M} = \frac{9825}{97} = 101$$

Verhältniss der Abkühlung zum ca-

$$\text{lorimetrischen Effecte} \dots \dots \frac{10100}{7140} = 1,4 \%$$



## b. Zambaux. (Taf. II.)

Oberfläche des Dampfraumes = 4,712 □ Meter

„ „ Wasserraumes = 14,136 „

$$\mathcal{A} = 2,8 [14,136 \cdot 100 + 4,712 \cdot 146] = 2100 \text{ Calorieen.}$$

$$\text{Brennmaterialconsum pro Stunde} = \frac{1059}{12} = 88,2$$

$$\text{Abkühlung pro Kilogr. Brennmat.} = 24$$

Verhältniss der Abkühlung zur theo-

$$\text{retisch erzeugten Wärmemenge} = \frac{2400}{7140} = 0,3 \%$$

Für die übrigen in gemauerten Oefen befindlichen Kessel wird dagegen:

## c. Prouvost. (Taf. III.)

Oberfläche des den Hauptkessel umgebenden Mauer-

werks . . . . . 12 □ Met.

Dicke desselben . . . . . 0,5 Meter

Oberfläche des den Röhrenkessel umgebenden Mauer-

werks . . . . . 8 □ Meter

Dicke desselben . . . . . 0,5 Meter

$$w_1 = \frac{0,6 \cdot 6,6}{2 \cdot 0,6 + 6,6 \cdot 0,5} = 0,9$$

 Temperatur  $T_0$  im Feuerraume nach Annahme . . 1000 °

 Temperatur  $T_1$  . . . . . 185 °

$$\mathcal{A} = \frac{0,9 \cdot 20 (1000 - 185)}{\ln 1000 - \ln 185} = 8700$$

(Dies ist ein Minimum, weil für  $T_1$ , welches beim Austritte der Gase aus dem Röhrenkessel gemessen wurde, ein höherer Werth in Rechnung gezogen werden musste, und weil die Abkühlung des oberen Kesseltheiles vernachlässigt blieb.)

$$\text{Brennmaterialconsum pro Stunde} = \frac{1120}{12} = 93$$

$$\text{Abkühlung pro Kilogr. Brennmat.} = \frac{8700}{93} = 93$$

$$\text{Verhältnisszahl} = \frac{9300}{7140} = 1,3 \%$$



*d. Dollfus Mieg. (Taf. IV.)*

|                                                               |            |
|---------------------------------------------------------------|------------|
| Oberfläche des den Hauptkessel umgebenden Mauerwerks. . . . . | 12 □ Meter |
| Dicke desselben . . . . .                                     | 0,75 Meter |
| Oberfläche des die Sieder umgebenden Mauerwerks               | 9 □ Meter  |
| Dicke desselben . . . . .                                     | 0,75 Meter |

$$w_1 = \frac{0,6 \cdot 6,6}{2 \cdot 0,6 + 0,75 \cdot 6,6} = 0,65$$

$$\mathfrak{A} = \frac{0,65 \cdot 21 (1000 - 441)}{\ln 1000 - \ln 441} = 9538$$

|                                               |       |
|-----------------------------------------------|-------|
| Brennmaterialconsum pro Stunde . . . . .      | 106   |
| Abkühlung pro Kilogr. Brennmaterial . . . . . | 90    |
| Verhältniss . . . . .                         | 1,3 % |

*e. Schlumberger. (Taf. VI.)*

|                                                                               |                 |
|-------------------------------------------------------------------------------|-----------------|
| Oberfläche des den Hauptkessel und die Sieder umgebenden Mauerwerks . . . . . | 18 □ Meter      |
| Dicke desselben . . . . .                                                     | 0,5 Meter       |
| $w_1 =$ . . . . .                                                             | 0,9             |
| Oberfläche des die Vorwärmer umgebenden Mauerwerks . . . . .                  | 9 □ Meter       |
| Dicke desselben . . . . .                                                     | $= 0,31 + 0,12$ |

$$w_2 \text{ (nach Seite 82 d. allg. Th. f. F.)} = \frac{1}{2 \frac{2}{6,6} + \frac{1}{0,6} (0,31 + 0,12)} = 0,77$$

Wird indessen  $w_2$  auch  $= w_1$  gesetzt, so ergibt sich;

$$\mathfrak{A} = \frac{0,9 \cdot 27 (1000 - 148)}{\ln 1000 - \ln 148} = 10900$$

$$\text{Brennmaterialconsum pro Stunde} = \frac{1540}{13} = 118$$

$$\text{Abkühlung pro Kilogr. Brennmat.} = \frac{10900}{118} = 92$$

$$\text{Verhältnisszahl} . . . . . = 1,3 \%$$

*f. Flühr. (Taf. VII.)*

|                                                                               |            |
|-------------------------------------------------------------------------------|------------|
| Oberfläche des den Hauptkessel und die Sieder umgebenden Mauerwerks . . . . . | 8 □ Meter  |
| Dicke desselben . . . . .                                                     | 0,92 Meter |



|                                                                                             |                             |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------|
| $w_1 = \frac{0,6 \cdot 6,6}{2 \cdot 0,6 + 0,92 \cdot 6,6} = \dots \dots \dots$              | 0,55                        |
| Oberfläche des die Vorwärmer einschliessenden                                               |                             |
| Mauerwerks . . . . .                                                                        | 16 □ Meter                  |
| Dicke desselben . . . . .                                                                   | 0,5 Meter                   |
| $w_2 \dots \dots \dots$                                                                     | 0,9                         |
| $\mathfrak{A}$ für den Hauptkessel $= \frac{0,55 \cdot 8 (1000 - 525)}{\ln 1000 - \ln 522}$ | $= 1700$                    |
| $\mathfrak{A}$ für die Vorwärmer $= \frac{0,9 \cdot 16 (525 - 234)}{\ln 525 - \ln 234}$     | $= 5240$                    |
| Summa                                                                                       | 6940                        |
| Brennmaterialconsum pro Stunde $= \frac{1102}{14,4}$                                        | $= 78$                      |
| Abkühlung pro Kilogr. Brennmat. $= \frac{6940}{78}$                                         | $= 89$                      |
| Verhältnisszahl . . . . .                                                                   | $\frac{8900}{7140} = 1,2\%$ |

Aus den Ergebnissen dieser Rechnungen kann man zunächst schliessen, dass die von metallenen Umfangswänden umgebenen Apparate keineswegs so starke Abkühlungsverluste haben, als man beim ersten Anblick und bei Uebersehung des Umstandes glauben sollte, dass, wenn auch die Abkühlungsfähigkeit der eiser-  
nen Flächen bedeutender als die der gemauerten ist, doch die Temperatur der hinter den ersten befindlichen Flüssigkeit immer viel geringer als diejenige der hinter den zweiten vorüberströmenden Verbrennungsproducte sich herausstellt. Es zeigt sich sogar, dass die Abkühlung unter Umständen, wie beim Zambaux'schen Apparate, einen viel geringeren Bruchtheil von der auf dem Herde erzeugten Wärmemenge ausmacht, als bei den mit und noch dazu ziemlich dicken Mauern umgebenen Kesseln.

Mag nun auch der nach den Péclet'schen Experimenten und Formeln ermittelte Wärmeüberführungscoëfficient aus Gründen, welche in der „allgemeinen Theorie der Feuerungsanlagen“ erörtert wurden, nicht so gross sein, als er in Wirklichkeit sich herausstellen würde, so kann er doch über viermal so gross angenommen werden, ehe die Abkühlung des Zambaux'schen Apparates derjenigen der gemauerten Kesselöfen gleichkommt, und andererseits ist nicht zu vergessen, dass die berechnete Abkühlung der



gemauerten Kessel ein Minimum ihres wahrhaften Betrages darstellt, da die Erkaltung der obern, wenn auch mit dickem Mauerwerke und Asche sehr gut verwahrten Kesselfläche unberücksichtigt gelassen wurde.

Ferner folgt aus obigen Ergebnissen, dass die Abkühlungsverluste für sämtliche Apparate sehr unbedeutend sind, dass dieselben auch bei anderen, wenn nur einigermaassen mit soliden Oefen versehenen Dampfgeneratoren nur gering ausfallen werden, und dass sie daher bei Dimensionen-Bestimmung von neu zu erbauenden Kesselanlagen keineswegs in Rechnung gezogen zu werden brauchen.\*)

Ausser der Wärmemenge, welche durch Abkühlung verloren ging und welche durch eine gewisse Brennmaterialmenge ersetzt werden musste, ist auch noch diejenige Wärmequantität in

\*) An die vorgenommene Bestimmung der Abkühlung muss ich noch einige Bemerkungen knüpfen, welche sich auf Widersprüche beziehen, die bei Behandlung der in Tabelle VI aufnotirten Beobachtungsdaten scheinbar hervortreten.

Mit den Ziffern der hier nicht angegebenen, sondern nur im Original enthaltenen Columnen 76, 77, 78 und 79 dieser Tabelle kann man nämlich die durch die Umfangswände der Vorwärmer verschwundene Abkühlungsmenge bestimmen, wenn man beachtet, dass die in die Vorwärmer eingedrungene Wärmemenge  $W$

$$= a (t_3 - t_0),$$

die beim Vorüberströmen vor den Vorwärmern aus den Gasen verschwundene Wärmemenge  $W'$

$$= n A M \sigma (T_3 - T_1);$$

demnach die Abkühlungsmenge

$$A = W' - W$$

und endlich das Verhältniss dieser Menge zu der den Vorwärmern zuströmenden Wärmequantität

$$= \frac{n A M \sigma (T_3 - T_1) - a (t_3 - t_0)}{n A M \sigma T_3}$$

$$= \frac{1}{T_3} \left\{ T_3 - T_1 - \left( \frac{a}{M} \right) \frac{t_3 - t_0}{n A \sigma} \right\}$$

ist, wo leicht erkennbar  $T_3$  und  $t_3$  die Temperaturen respective des Rauches und des Wassers bei Ein- und Austritt in und aus den Vorwärmern bedeuten.

Setzt man nun hierin die oben bezeichneten Tabellenwerthe ein, wobei nicht zu vergessen, dass die Ziffern der das Volumen ange-



die durch Columne 12 (Tabelle XI) dargestellten Verluste einzurechnen, welche zum allmorgigen Anfeuern verbraucht wurde, da dieselbe der Bestimmungsweise der Zahl  $\left(\frac{a}{M}\right)$ , d. h. der pro Kilogr. Steinkohle verdampften Wassermenge, zufolge in dieser Zahl eingeschlossen ist, indem unter dem in dieser Zahl enthaltenen  $M$  die gesammte pro Tag verbrauchte Steinkohlenmenge laut Forderung des Preisausschreibens verstanden ist.

Um dies schneller zu verstehen, bezeichne man mit  $M$  die gesammte pro Tag verbrauchte Kohlenmenge vom Momente des Verdampfens angerechnet, und mit  $m$  die Kohlenmenge, oder auf Kohle reducirte Brennmaterialmenge, welche zu anfänglichem Erwärmen des ganzen Apparates bis zum Momente der Dampfbildung oder bis zum Momente des Beharrungszustandes nöthig

benden Columne mit dem Dichtigkeitscoëfficienten der Luft, also mit 1,299 multiplicirt werden müssen, um die Grösse  $\left(\frac{a}{M}\right)$  zu liefern; so ergibt sich für

$$\begin{array}{l} \text{Schlumberger} \left\{ \begin{array}{l} 0,8 \% \\ 8 \% \end{array} \right. \\ \text{Flühr} . . . . . 27 \% \end{array}$$

Sind nun auch diese Zahlen mit denen für den ganzen Kessel gefundenen nicht direct zu vergleichen, da sie das procentische Verhältniss zu der wirklich an die Vorwärmer geleiteten Wärmemenge angeben, während jene die Beziehung zu der theoretisch erzeugten Wärmequantität bezeichnen, so weichen sie doch, abgesehen von den ersten, sehr bedeutend ab.

Denkt man nun über die Ursache dieser Anomalien nach, so gelangt man zu der Ueberzeugung, dass in den Vorwärmern sehr bedeutende Verdampfung trotz der verhältnissmässig geringen Temperatur des Wassers stattgefunden hat, und dass daher in der hier bezeichneten Weise die Abkühlungsmenge gar nicht ermittelt werden kann. In der That weichen auch die gefundenen Zahlen von den früheren umsomehr ab, je höher die Temperatur des Wassers in den Vorwärmern, also je stärker die Verdampfung in denselben ist. Diese Temperatur stellt sich nämlich bei der ersten Schlumberger'schen Versuchsreihe zu 50 Grad, bei der zweiten zu 55 und bei der Flühr'schen zu 90 Grad heraus. Dass übrigens in den Vorwärmern schon Dampf erzeugt wird, zeigt sich unzweideutig bei den übrigen Apparaten und ist auch schon häufig durch directe Beobachtung in Erfahrung gebracht worden.



war. Nennt man alsdann noch  $a_{12}$  die Wassermenge, welche pro Tag verdampft wurde,  $\mathfrak{A}_{12}$  die Wärmemenge, welche pro Tag durch äussere Abkühlung aus dem Apparate verschwand und  $\mathfrak{G}_{12}$  diejenige, welche zu umfänglicher, alle Morgen vorzunehmender Erwärmung bis zum Momente der Dampfbildung nöthig war, so ist offenbar (Seite 105):

$$[\mathfrak{M} + \mathfrak{m}] \eta_1 k = a_{12} \cdot 650 + \mathfrak{A}_{12} + \mathfrak{G}_{12} + n A [M + \mathfrak{m}] \sigma T_1$$

oder

$$\eta_1 k = \frac{a_{12}}{[\mathfrak{M} + \mathfrak{m}]} 650 + \frac{\mathfrak{A}_{12}}{[\mathfrak{M} + \mathfrak{m}]} + \frac{\mathfrak{G}_{12}}{[\mathfrak{M} + \mathfrak{m}]} + n A \sigma T_1$$

Nun haben die Experimentatoren, obgleich in Wirklichkeit nur  $\mathfrak{M}$  zur Dampfbildung verwendet wurde, zufolge der Forderung des Preisausschreibens auch die zum Anfeuern und Anwärmen erforderliche Kohlenmenge  $\mathfrak{m}$  mit eingerechnet und, sofern  $z$  die Anzahl der täglichen Betriebsstunden bedeutet, die pro Stunde verbrauchte Brennmaterialmenge  $M = \frac{\mathfrak{M} + \mathfrak{m}}{z}$ , wie

die pro Stunde verdampfte Wassermenge  $a = \frac{a_{12}}{z}$  gesetzt, so

dass also  $\frac{a_{12}}{\mathfrak{M} + \mathfrak{m}} = \left( \frac{a}{M} \right)$  wird. Wäre nur die Brennmaterialmenge  $\mathfrak{M}$  in Rechnung gezogen, so brauchte man  $\mathfrak{G}_{12}$  nicht zu berücksichtigen; da aber auch  $\mathfrak{m}$  mit eingerechnet wurde, so ist auch  $\mathfrak{G}_{12}$  den Verlusten der Columne 12 (Tabelle XI) zuzuzählen und, wie der Verlust durch äussere Abkühlung, von der Ziffer dieser Columne in Abzug zu bringen, wenn man aus derselben die Verluste berechnen will, welche allein durch schlechte Verbrennung entstanden.

Um nun  $\mathfrak{G}_{12}$  oder den auf das Kilogr. Brennmaterial vertheilten Procentsatz  $\frac{\mathfrak{G}_{12}}{\mathfrak{M} + \mathfrak{m}} = \frac{\mathfrak{m} \eta_1 k}{\mathfrak{M} + \mathfrak{m}}$  zu ermitteln, brauchte man nur die Brennmaterialmenge  $\mathfrak{m}$  zu kennen. Dieselbe ist aber nicht als Beobachtungselement erhoben worden, und daher muss man sich nach einer anderen Bestimmungsweise umsehen, auf welche man durch folgende Betrachtungen geführt wird.

Denkt man sich einen Dampfkessel zu allererst nach seiner Aufstellung in Function treten, so wird man erkennen, dass, bevor Dampfbildung von Statten gehen kann, das Mauerwerk des



Ofens, das Material des Kessels und das Wasser im Kessel bis zu einer gewissen Temperatur erwärmt werden muss. Die Wärmemenge, welche hierzu nöthig ist, würde sich beispielsweise für den Flühr'schen Kessel etwa folgendermaassen berechnen:

a. für das in Hauptkessel und Siedern enthaltene Wasser, welches 4170 Kilogr. beträgt, ist, da die Temperatur desselben bis auf 145 Grad anfänglich gebracht werden muss, eine Wärmemenge von

$$4170 \cdot 145 = 604650 \text{ Calorien}$$

nothwendig.

b. für das im Vorwärmer befindliche Wasser, welches 2600 Kilogr. beträgt und auf eine mittlere Temperatur von

$$\frac{92 + 32}{2} = 62 \text{ Grad erhitzt werden muss, eine Wärme-}$$

menge von  $2600 \cdot 62 = 161260 \text{ Calorien.}$

c. für Erwärmung der Wandung des Hauptkessels und der Sieder, wovon das Gewicht nach Seite 64 5025 Kilogr. und die specifische Wärmecapacität 0,11 beträgt, mindestens eine Wärmemenge von

$$5025 \cdot 0,11 \cdot 145 = 80185 \text{ Calor.}$$

d. für Erwärmung des den Kessel und den Vorwärmer umgebenden Mauerwerks von 69580 Kilogr. bis auf die mittlere Temperatur von 100 Grad,\*) wobei zu beachten, dass die innern

Canalwände von  $\frac{1000 + 219}{2}$  Grad heissen Gasen berührt

wurden, eine Wärmemenge von

$$69580 \cdot 0,2 \cdot 100 = 1391600 \text{ Calorien.}$$

---

\*) Diese Temperatur könnte niedrig erscheinen, wenn man annimmt, dass diejenige der innern Canalwände  $\frac{1000 + 219}{2} = 609 \text{ Grad}$ , die der äusseren Oberfläche mindestens = 20 Grad, also der mittlere = 315 Grad beträgt. Es ist aber zu bedenken, dass das Mauerwerk nicht gänzlich durchwärmt zu sein braucht, ehe die Dampfbildung beginnt, und dass die Wärme nur langsam im Mauerwerke sich fortpflanzt. Aus diesem Grunde ist übrigens eine genaue Berechnung nicht möglich, oder doch mit Schwierigkeiten behaftet, die unübersteigliche genannt werden können.



Also in Summa zu Erwärmung des ganzen Apparates

2255433 Calorieen,

was einer Brennmaterialmenge von etwa

$$\frac{2255433}{0,7 \cdot 0,8 \cdot 7140} = 564 \text{ Kilogr.}$$

entspricht.

Diese Brennmaterialmenge ist nun aber nicht etwa gleich derjenigen, welche wir oben mit  $m$  bezeichneten, nicht diejenige, welche allmorgendlich nach nächtlicher Unterbrechung des Betriebes, sondern nur diejenige, welche ein einziges Mal, bei Ingangsetzung des Apparates verbraucht werden muss; denn ist die dieser Kohlenmenge entsprechende Wärmequantität von dem Apparate erst aufgenommen, so kann sie nur durch Abkühlung wieder aus demselben verschwinden (durch Abkühlung, welche nebenbeigesagt einerseits durch die äusseren Wandungen, andererseits dadurch erfolgt, dass nach gänzlichem Niederbrennen der Kohle, sofern das Register nicht geschlossen wird, kalte Luft durch die Canäle strömt) und diese Abkühlung geht langsamer von Statten, als dass während der nächtlichen Unterbrechung des Betriebes ein vollständiges Erkalten des Apparates einträte. Die der Brennmaterialmenge  $m$  entsprechende, also die Wärmemenge  $\mathcal{Q}_{12}$  ist vielmehr nicht grösser, als die während der Nacht aus dem Apparate durch Abkühlung verschwindende Wärmemenge, was man auch durch folgenden Schluss erkennt.

Des Abends bei Beendigung des Versuches ist gerade so viel Wärme in dem Wasser und den Wandungen des Apparates, als nöthig ist, um durch Verbrennen von nur etwas Kohle sofortige Dampfbildung erreichen zu lassen; während der Nacht verschwindet ein Theil dieser Wärme durch Abkühlung. Will man daher den Apparat in den Zustand zurückführen, den er Abends vorher hatte, also in den Zustand, in welchem er sofort Dampf zu liefern im Stande ist, so braucht man morgens nur jene durch Abkühlung verschwundene Wärmequantität zu der noch darin befindlichen zuzuleiten.

Diese durch nächtliche Abkühlung verschwindende Wärmemenge ist aber, da die mittlere Temperatur des ganzen Apparates allmählig immer geringer wird, höchstens gleich der auf gleiche



Zeit reducirten täglichen, und daher kann man, wenn  $z$  die Anzahl der Stunden des täglichen Betriebes bedeuten,

$$\mathfrak{G}_{12} = (24 - z) \mathfrak{A}$$

setzen, wo  $\mathfrak{A}$ , wie früher, die am Tage pro Stunde durch Abkühlung verschwindende Wärmemenge bedeutet.

Hieraus folgt dann

$$\frac{\mathfrak{G}_{12}}{\mathfrak{M} + m} = \frac{\mathfrak{G}_{12}}{z \cdot \mathfrak{M}} = \frac{\mathfrak{G}}{\mathfrak{M}} = (24 - z) \frac{\mathfrak{A}}{\mathfrak{M} + m} = \frac{24 - z}{z} \frac{\mathfrak{A}}{\mathfrak{M}}$$

und ferner das procentische Verhältniss

$$\frac{100 \mathfrak{G}}{k \cdot \mathfrak{M}} = \frac{24 - z}{z} \frac{\mathfrak{A}}{k \cdot \mathfrak{M}}$$

Führt man daher in diese Gleichung die auf den vorigen Seiten berechneten Werthe für  $\frac{\mathfrak{A}}{k \cdot \mathfrak{M}}$  und die in Columne 2 (Tabelle I—VIII, Seite 18) sich vorfindenden Werthe für  $z$  ein, so erhält man für den dem allmorgigen Erwärmen entsprechenden Procentsatz an Wärmemenge:

|                        |                                        |             |
|------------------------|----------------------------------------|-------------|
| Molinos et Pronnier    | $\frac{(24 - 12,95)}{12,95} \cdot 1,4$ | $= 1,2 \%$  |
| Zambaux . . . . .      | $\frac{(24 - 12,32)}{12,32} \cdot 0,3$ | $= 0,28 \%$ |
| Prouvost . . . . .     | $\frac{(24 - 12,23)}{12,23} \cdot 1,3$ | $= 1,2 \%$  |
| Dollfus Mieg . . . . . | $\frac{(24 - 12,07)}{12,07} \cdot 1,3$ | $= 1,3 \%$  |
| Schlumberger . . . . . | $\frac{(24 - 13,06)}{13,06} \cdot 1,3$ | $= 1,1 \%$  |
| Flühr . . . . .        | $\frac{(24 - 14,11)}{14,11} \cdot 1,2$ | $= 0,84 \%$ |

### Wirkungsgrad $\eta_1$ des Feuerraums.

Zufolge der Betrachtungen des vorigen Capitels kann der Wirkungsgrad  $\eta_1$ , welchen die verschiedenen Apparate lieferten, durch einfaches Inabzugbringen des Procentsatzes der Abkühlung und des Anwärmens von den Ziffern der 13ten Columne in Tabelle XI, Seite 31 und durch Subtraction des Restes von der



Einheit bestimmt werden, so dass z. B. für die Mittelwerthe aus den officiellen Versuchen mit dem Molinos et Pronnier'schen Apparate sich ergibt:

$$\eta_1 = 1 - (0,094 - 0,014 - 0,012) = 0,932$$

Da indessen noch für mehrere andere Versuche die Berechnung vorgenommen werden soll und hierfür eine etwas andere Formel schneller zum Ziele führt, so sollen auch die wenigen in Tabelle XI befindlichen Werthe ebenfalls mit dieser letzten Formel auf's Neue ermittelt werden. Diese Formel ist:

$$\eta_1 k = \left(\frac{a}{M}\right) 650 + n A \sigma T_1 + \left(\frac{\mathfrak{A}}{M}\right) + \left(\frac{\mathfrak{G}}{M}\right)$$

und wird durch die Bemerkung gefunden, dass die auf dem Roste erzeugte Wärmemenge  $\eta_1 k$  der in den Kessel geleiteten

$\left(\frac{a}{M}\right) 650 +$  der von dem Schornstein abgeführten  $n A \sigma T_1 +$

der durch Abkühlung verschwundenen  $\frac{a}{M} +$  der durch anfäng-

liches Anwärmen verbrauchten  $\left(\frac{\mathfrak{G}}{M}\right)$  gleichgesetzt werden

kann, sämtliche dieser Wärmemengen auf 1 Kilogr. auf dem Roste verbrannter Steinkohle bezogen.

Dabei führt die Weglassung der Speisewasser-Temperatur im Summanden  $\left(\frac{a}{M}\right) \cdot 650$  nicht etwa auf bloss angenäherte

Ziffern, sondern giebt ganz genaue Werthe, da die Zahl  $\left(\frac{a}{M}\right)$

als auf 4<sup>0</sup> Speisewasser-Temperatur reducirt in den Protocollen angegeben und in diesem Sinne hier zur Anwendung gebracht wird.

Eine Division des mit dieser Formel berechneten Resultates durch den hier giltigen calorimetrischen Effect der Ronchamp-Kohle, also durch

$$k = 7140$$

liefert leicht ersichtlich den gesuchten Wirkungsgrad  $\eta_1$ .



Tabelle XVII.

| Bezeichnung<br>des<br>Apparates. | $T_1$ . | $t_1$ | $t_0$ | $nA$  | $nA\sigma T_1$ | $\frac{a}{\bar{M}}$ | $\frac{a}{\bar{M}} \cdot 650$ | $\eta_1 k$ | $\eta_1$ |
|----------------------------------|---------|-------|-------|-------|----------------|---------------------|-------------------------------|------------|----------|
|                                  | 1       | 2     | 3     | 4     | 5              | 6                   | 7                             | 8          | 9        |
| Molinos<br>et<br>Ponnier         | 257     | 150   | 52,6  | 22,42 | 1440           | 7,73                | 5024                          | 6650       | 0,932    |
|                                  | 283     | 146   | 52,7  | 18,92 | 1338           | 5,59                | 3634                          | 5158       | 0,732*)  |
|                                  | 250     | 146   | 53,4  | 17,73 | 1108           | 7,99                | 5194                          | 6488       | 0,908    |
| Zambaux                          | 262     | 146   | 39,4  | 9,39  | 615            | 7,68                | 4992                          | 5650       | 0,791    |
|                                  | 272     | 148   | 21,2  | 8,99  | 611            | 7,84                | 5096                          | 5750       | 0,805    |
|                                  | 229     | 148   | 17,1  | 9,49  | 641            | 7,56                | 4914                          | 5598       | 0,783    |
| Prouvost                         | 184     | 149   | 43,9  | 21,23 | 976            | 7,687               | 5006                          | 6160       | 0,862    |
|                                  | 201     | 150   | 51,1  | 23,93 | 1196           | 7,60                | 4940                          | 6314       | 0,884    |
|                                  | 184     | 148   | 31,9  | 21,22 | 974            | 7,71                | 5011                          | 6163       | 0,862    |
| Dollfus I.                       | 441     | 146   | 55,4  | 11,15 | 1230           | 6,71                | 4361                          | 5777       | 0,809    |
|                                  | 480     | 146   | 56    | 10,07 | 1208           | 6,81                | 4425                          | 5819       | 0,815    |
|                                  | 408     | 144   | 52    | 11,21 | 1143           | 6,48                | 4212                          | 5541       | 0,776    |
| Schlumberger                     | 176     | 151   | 24,7  | 13,48 | 593            | 7,68                | 4992                          | 5755       | 0,806    |
|                                  | 200     | 151   | 31,2  | 12,56 | 638            | 7,54                | 4900                          | 5708       | 0,800    |
|                                  | 136     | 151   | 4     | 13,98 | 475            | 7,60                | 4940                          | 5585       | 0,782    |
| Flühr                            | 234     | 145   | 32,6  | 11,38 | 666            | 7,28                | 4932                          | 5448       | 0,763    |
|                                  | 256     | 145   | 32,6  | 10,69 | 680            | 7,32                | 4758                          | 5588       | 0,782    |
|                                  | 219     | 145   | 32,4  | 11,23 | 618            | 6,68                | 4342                          | 5110       | 0,716    |
| Dollfus II.                      | 437     | 153   | 18,8  | 14,83 | 1614           | 6,61                | 4296                          | 6080       | 0,851    |
|                                  | 473     | 153   | 16,2  | 13,22 | 1560           | 7,34                | 4771                          | 6501       | 0,910    |
|                                  | 411     | 153   | 24,7  | 15,43 | 1590           | 7,01                | 4556                          | 6316       | 0,884    |

Für die erste Reihe des Molinos'schen Apparates wird beispielsweise:

$$\eta_1 k = 5024 + 1440 + \frac{1,4 k}{100} + \frac{1,2 k}{100};$$

$$\eta_1 = \frac{5024 + 1440}{k} + 0,014 + 0,012,$$

wo die ersten beiden Zahlen aus Columnne 4 und 5 obiger Tabelle und die letzten beiden aus der auf Seite 103 sich vorfindenden Zusammenstellung der procentischen Verhältnisszahlen genommen sind.

Von denselben wurden in Columnne 9 für jeden Apparat drei Werthe eingetragen, von denen der erste für die Daten des Mittels aus allen officiellen Versuchen, der zweite für diejenige Versuchsreihe, bei welcher die höchste, und der dritte für dieje-

\*) Dieser Versuch wird in den Protocollen als unzuverlässig bezeichnet.



nige Versuchsreihe, bei welcher die niedrigste Temperatur der abziehenden Verbrennungsproducte beobachtet wurde, Gültigkeit hat.

Dabei wurden für den Apparat von Dollfus II diejenigen Abkühlungs- und Anwärmungs-Verluste in Rechnung gezogen, welche für die ziemlich identischen Kessel von Dollfus I auf den vorhergehenden Seiten ermittelt sind.

In den übrigen Columnen finden sich die Einzelheiten der Rechnung zum Zwecke einer späteren Verwendung vor, und ist dabei nur zu bemerken, dass die Gewichtsmenge  $nA$  durch Multiplication des in den Versuchsprotocollen aufgezeichneten Volumens mit 1,299, also mit der Dichtigkeit der atmosphärischen Luft erhalten wurde.

Aus obiger Tabelle berechnet sich zunächst die Zahl  $n$  oder das Verhältniss, in welchem die wirklich eingeführte zur theoretisch erforderlichen Verbrennungs-Luftmenge steht, und ferner das Verhältniss  $\frac{\eta_1}{n}$ , da  $A = 1,299 \cdot 7,637 = 9,928$  ist, zu:

Tabelle XVIII.

|                       | $n$   | $\eta_1$ | $\frac{\eta_1}{n}$ |
|-----------------------|-------|----------|--------------------|
| Molinos et Pronnier . | 2,26  | 0,932    | 0,41               |
| Zambaux . . . . .     | 0,947 | 0,791    | 0,84               |
| Prouvost . . . . .    | 2,14  | 0,862    | 0,40               |
| Dollfus I . . . . .   | 1,12  | 0,809    | 0,72               |
| Schlumberger . . . .  | 1,35  | 0,806    | 0,60               |
| Flühr . . . . .       | 1,14  | 0,763    | 0,67               |
| Dollfus II . . . . .  | 1,49  | 0,851    | 0,57               |

Wie die Herren Berichterstatter der Versuche durch ihre Rechnungen fanden und wie sich auch aus andern Gründen erwarten liess, zeigt die letzte Zusammenstellung, dass die Wirkungsgrade in der That um so grösser werden, jemehr die eingeführten Luftquantitäten zunehmen. Allein diese Abhängigkeit und einfache Beziehung trifft nicht ganz genau zu, und davon ist sehr natürlicher Grund der Umstand, dass die Wirkungsgrade auch von der Construction des Herdes und von der Art und Weise der Beschickung beeinflusst werden.

Die Grössen, welche auf den Wirkungsgrad influiren, sind: der Abstand  $x$  des Kesselbodens von dem Roste, der Querschnitt



$R'$  der freien Rostfläche, die Anzahl  $y$  der Chargen und die Dicke  $\delta$  der Brennmaterialschicht, oder richtiger das Verhältniss, in welchem diese Dicke zu der pro Quadratmeter Rostfläche und pro Stunde verbrannten Kohlenmenge steht, und welches, mit  $\varepsilon$  bezeichnet, auf Seite 317 d. allg. Th. d. F. specieller bestimmt wurde. Stellt man diese Grössen zusammen, nämlich:

|          | $\eta_1$ | $R$  | $R'$ | $x$   | $y$ | $m$ | $\delta$   | $\varepsilon$     |
|----------|----------|------|------|-------|-----|-----|------------|-------------------|
|          |          |      |      |       |     |     |            | $\frac{1}{40000}$ |
| Mol.     | 0,932    | 1,23 | 0,63 | 1,4 M | 7   | 77  | 0,25 — 0,3 | $\frac{1}{50000}$ |
| Zamb.    | 0,791    | 1,22 | 0,37 | 1,5 „ | 20  | 72  | —————      | —————             |
| Prouv.   | 0,862    | 1,80 | 0,86 | 0,4 „ | 11  | 50  | —————      | —————             |
| Dollf. I | 0,809    | 1,32 | 0,29 | 0,5 „ | 9   | 80  | —————      | —————             |
| Schl.    | 0,806    | 1,88 | 0,63 | 0,4 „ | 9   | 62  | —————      | —————             |
| Flühr    | 0,763    | 1,20 | 0,41 | 0,3 „ | 8   | 56  | —————      | —————             |
| D. II    | 0,851    | 1,32 | 0,29 | 0,6 „ | —   | 142 | —————      | —————             |

so kann man folgenden Vergleich bilden.

Da Dollfus I und Flühr fast gleichgrosse Luftmenge in den Feuerraum geleitet haben, so kann der bei ersterem beobachtete Wirkungsgrad nur durch die in dieser Zusammenstellung aufnotirten Verhältnisse grösser geworden sein. Durch einen Vergleich derselben ergiebt sich, dass sowohl ein grosses  $m$ , als ein grosses  $x$  und ein grosses  $y$ , aber ein kleines  $R'$  günstig eingewirkt hat. Ebenso verbrauchten Molinos und Prouvost gleich grosse Luftmengen, und daher muss man annehmen, dass der bei ersterem wahrgenommene Wirkungsgrad deshalb grösser ausfiel, weil  $m$  und  $x$  gross,  $R'$  dagegen klein war. Zieht man in gleicher Weise die mit ziemlich gleichgrossen Luftmengen functionirenden Apparate von Schlumberger und Dollfus II, Zambaux und Flühr in Betracht und untersucht ferner diejenigen Apparate, welche wegen grösserer Luftmengen höhere Wirkungsgrade geliefert haben müssten, in der That aber geringere gegeben haben; so ergiebt sich:

|                     |   |                                                                      |
|---------------------|---|----------------------------------------------------------------------|
| Mol. mit Prouv.     | — | Vortheilhaft: grosses $m$ , grosses $x$ , kleines $R'$ , kleines $y$ |
| Zamb. mit Flühr     | — | „ grosses $m$ , grosses $x$ , kleines $R'$ , grosses $y$             |
| Dollf. I mit Flühr  | — | „ grosses $m$ , grosses $x$ , kleines $R'$ , grosses $y$             |
| Schl. mit Dollf. II | — | „ grosses $m$ , grosses $x$ , kleines $R'$ , —                       |
| Pr. mit Dollf. II   | — | „ grosses $m$ , grosses $x$ , kleines $R'$ , —                       |

Hieraus geht unzweifelhaft hervor, dass der Wirkungsgrad



des Feuerraumes gesteigert wird, wenn man pro Quadratmeter Rostfläche viel Kohlen verbrennt, wenn man also für eine bestimmte pro Stunde zu verbrennende Kohlenmenge eine kleine Gesamtrostfläche anordnet, wenn man ferner die freie Rostfläche klein, den Abstand des Kesselbodens vom Roste aber gross und zwar grösser, als es üblich ist, herstellt (siehe §. 122 des Berichtes der Experimentatoren), und wenn man endlich die Anzahl der Chargen, also die Häufigkeit des Eintragens von frischem Brennmaterial nicht zu gering sein lässt.

Welche von diesen genannten Grössen und Umständen bedeutender und welche in minderem Grade den Erfolg begünstigt haben, und ebenso, welches der besondere Werth dieser Grössen ist, lässt sich aus obiger Zusammenstellung nicht ermitteln; nur scheint es, als sei die Anzahl der Chargen mehr von Gleichgültigkeit als die übrigen Grössen.

Indessen kann man noch eine andere Vergleichsmethode zu Hülfe nehmen. Betrachtet man nämlich zunächst die übrigen bei den Einzelversuchen beobachteten und in Tabelle XVII aufnotirten Wirkungsgrade, so zeigt sich, dass die von Dollfus II grösser sind, als die von Molinos; und da nun ersterer einen geringeren Abstand zwischen Rost und Kesselboden gehabt hat, so muss man vermuthen, dass das bedeutendere Brennmaterialconsum pro Quadratmeter Rostfläche und die kleinere freie Rostfläche allein auf einen günstigeren Erfolg einwirkten. Die erste dieser letztgenannten Grössen ist bei Dollfus II ausserordentlich bedeutend, fast doppelt so hoch als bei Molinos und fast dreifach so hoch als bei Prouvost.

Wie indessen in der allgemeinen Theorie der Feuerungsanlagen bereits auseinandergesetzt wurde, muss man zufolge von Erfahrungen sowohl, als zufolge von theoretischen Gründen annehmen, dass weniger der absolute Werth der pro Quadratmeter Rostfläche consumirten Brennmaterialmenge, als dessen relatives Verhältniss zur Dicke  $\delta$  der Brennmaterialschicht maassgebend sich bethätigt, da bei Vorhandensein dieses Verhältnisses, die einzelnen Factoren desselben mögen sein, wie sie wollen, in allen Fällen das Brennmaterial mit der Verbrennungsluft gleichlange in Berührung kommt, und vermuthet werden muss, dass für eine gewisse Zeitdauer dieser Berührung die Verbrennung am gün-



stigsten ausfällt. Leider lässt sich dieses durch  $\varepsilon$  bezeichnete relative Verhältniss nicht in Vergleich ziehen, weil nicht bei allen Herden die Dicke  $\delta$  beobachtet wurde.

Aber da beim ersten Apparate eine so vorzügliche Verbrennung stattfand, so scheint es, als könne man

$$\varepsilon = \frac{1}{40000} \text{ bis } = \frac{1}{50000}$$

setzen, wobei angenommen ist, dass die mittlere Temperatur im Brennmaterial = 500 Grad und der mittlere Querschnitt der Brennmaterial-Zwischenräume ( $z\alpha^2$ ) =  $\frac{1}{3}$  von der Rostoberfläche gewesen sei.

Um über den Einfluss der freien Rostfläche noch weitere Aufschlüsse zu erhalten, nehme man zu den hier zusammengestellten Zahlen noch diejenigen für die Rückstände, nämlich

|                      | Auf dem Roste<br>zurückgeblie-<br>bene Kokes in<br>p. c. | In der Asche<br>enthaltene Ko-<br>kes in Kilogr.<br>in p. c. | Gesamtrück-<br>stände in % |
|----------------------|----------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|----------------------------|
| Molinos . . . . .    | 0,25                                                     | 2,7                                                          | 18,8                       |
| Zambaux . . . . .    | —                                                        | —                                                            | 19,3                       |
| Prouvost . . . . .   | 0,2                                                      | 4,8                                                          | 19,6                       |
| Dollfus I. . . . .   | —                                                        | —                                                            | 19,1                       |
| Schlumberger . . . . | —                                                        | —                                                            | 13                         |
| Dollfus II . . . . . | —                                                        | —                                                            | 14                         |

Hieraus erkennt man, dass der Herd von Prouvost auch deshalb einen verhältnissmässig geringen Wirkungsgrad gegeben haben mag, weil durch die grosse freie Rostfläche von 0,86 Quadratmetern die bedeutende Menge von 55 Kilogr. Kokes unverbrannt entwichen ist. Den Vortheil, welchen eine grosse freie Rostfläche gewährt, besteht darin, dass die eindringende Luft vollkommener mit dem Brennmaterial in Berührung tritt; der Nachtheil darin, dass eine grössere Menge von Brennmaterialstückchen in den Aschenraum fällt. Man sieht, dass dieser Nachtheil bei dem Prouvost'schen Roste wohl etwas durch den Vortheil compensirt ist, da trotz der bedeutenden Menge von 55 Kilogr. durchgefallenen Brennmaterial doch nur 19,6 % Rückstände im Ganzen beobachtet wurden, dass aber das Verhältniss von Vor- und Nachtheil nicht so günstig, als bei den übrigen und vorzüglich bei dem Molinos'schen Roste sich herausstellt.



Da nun das Verhältniss zwischen freier und totaler Rostfläche bei Prouvost dasselbe wie bei Molinos ist, nämlich  $= \frac{1}{2}$ , so scheint es, als sei, wenn man an diesem Verhältnisse festhält, ein relativ kleiner Rost unter sonst gleichen Umständen vortheilhafter, als ein grösserer, oder als sei es aus diesem Grunde zweckmässiger, die Menge  $m$  gross anzunehmen. Dasselbe geht aus einem Vergleich von Dollfus I und Dollfus II hervor, deren Roste von ganz und gar übereinstimmender Grösse waren, von denen aber der erste bei  $m = 80$  eine Rückstandmenge von 19,1 %, der letzte dagegen bei  $m = 142$  nur 14 % Rückstände aufwies.

Indessen ist man keineswegs berechtigt, diese Zahlen für allgemein gültige Regeln zu verwenden, da schon bei den anderen Apparaten Anomalien hervortreten, indem z. B. für den Schlumbergerschen bei  $\frac{R'}{R} = \frac{4}{3}$  und  $m = 62$  die Rückstände nur 13 % betragen, und da ausserdem mit Grund vermuthet werden muss, dass nicht nur mit jeder Steinkohlensorte, sondern auch mit jeder Stückengrösse derselben Sorte jene Verhältnisse variiren. Aus diesem Grunde wird man wohl nie eine allgemein gültige Regel zur Bestimmung dieser Rostdimensionen auffinden, sondern dieselben stets dem Ausprobiren jedes Sonderfalles überantworten müssen.

Endlich kann man aus den erhaltenen Resultaten noch schliessen, dass es in Bezug auf Erlangung eines möglichst grossen Wirkungsgrades  $\eta_1$  gleichgültig sei, ob der Feuerraum seitlich von Mauerwerk oder von Wänden umschlossen ist, welche, wie bei den Apparaten von Molinos und von Zambaux, das Brennmaterial stärker abkühlen. Ob auch ein Abschliessen des Feuerraums nach oben zu mit Mauerwerk oder mit kalten Kesselflächen geschehen kann, ohne dass im letzten Falle der Wirkungsgrad beeinträchtigt wird, ist nicht mit Bestimmtheit aus den Versuchen zu erkennen, weil keiner von den geprüften Apparaten einen übermauerten Feuerraum hatte; da aber der Wirkungsgrad kaum bedeutender ausfallen kann, als bei Molinos, so ist anzunehmen, dass auch ein Ueberdecken des Feuerraums mit Mauerwerk oder mit dem Kesselboden ohne Einfluss sein wird. Wenigstens gilt dies für Ronchamp-Kohle und ähnliche Brennstoffsorten.



Weil nun bei nicht übermauerten Feuerräumen die strahlende Wärme besser zur Geltung kommt, so ist es als vortheilhaft hinzustellen, den Rost direct unter und nicht vor dem Kessel anzu bringen; aber, wie aus dem früheren hervorgeht, den Abstand desselben vom Kesselboden grösser anzuordnen, als es üblich ist, nämlich 1 bis 1,5 Meter.

---

### Die Temperatur $T_0$ im Feuerraum und die strahlende Wärme.

Mit Hülfe des berechneten Wirkungsgrades  $\eta_1$  für den Feuerraum und noch schneller mit Hülfe des auf Seite 106 ermittelten Quotienten  $\frac{\eta_1}{n}$  könnte die Temperatur  $T_0$ , welche den über dem Brennmaterial schwebenden Gasen zugehört, bestimmt werden, sobald man die Quantität der strahlenden Wärme anzugeben wüsste. Bezeichnet nämlich zufolge der in „der allgemeinen Theorie der Feuerungsanlagen“ angestellten Erörterungen  $\omega$  das Verhältniss, in welchem die ausgestrahlte Wärmemenge zu der ganzen auf dem Roste erzeugten steht, giebt also  $\omega$  den Bruchtheil von der vom Brennmaterial verwirklichten Wärme an, welcher durch Strahlung emittirt wird, so hat die Gleichung Gültigkeit.

$$n A \sigma T_0 + \omega \eta_1 k = \eta_1 k;$$

und daraus folgt:

$$T_0 = \frac{\eta_1 k (1 - \omega)}{n A \sigma}$$

Die strahlende Wärme auf diese Weise in Rechnung zu ziehen wurde bereits in der allgem. Th. d. F. als ungenau bezeichnet, da sie nicht bloss von der Beschaffenheit des Brennmaterials, sondern auch von der Art und Weise, wie dasselbe verwendet wird, von der Construction des Feuerraumes, von der Grösse der Rostfläche pro Gewichtseinheit Brennmaterial, von der eingeleiteten Verbrennungsluftmenge und von der Temperatur des über dem Feuerraume befindlichen, zu erwärmenden Körpers abhängig ist. Allein schon genügend würde es sein, wenn nur wenigstens zu jener angenäherten Berechnungsweise bei den in Rede ste-



henden Versuchen Beobachtungen gesammelt wären, weil man alsdann, wenn auch nicht über die strahlende Wärme selbst, so doch über deren Einfluss auf viele anderen zu ermittelnden Grössen Aufschlüsse erhalten könnte. Um nun die durch diese mangelnden Beobachtungen entstehende Lücke auszufüllen, giebt es kein anderes Auskunftsmittel, als innerhalb der Grenzen, welche der Betrag an strahlender Wärme nach beiden Richtungen hin erreichen kann, einzelne Werthe herauszugreifen, und zu untersuchen, welcher von denselben durch die damit berechneten Grössen als der wahrscheinlichste erklärt wird.

Nach Péclet's, allerdings mit grobem Zuschnitt angestellten Experimenten, variirt die Quantität der ausgestrahlten Wärmemenge der Steinkohle innerhalb der Grenzen  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{2}$  vom calorimetrischen Effect oder von der auf dem Roste pro Kilogr. Brennmaterial erzeugten Anzahl von Calorieen; es würde also  $\omega = \frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{2}$  in obige Gleichung einzusetzen sein. Um indessen der Uebersicht ein weiteres Feld zu geben, berechne ich die Temperaturen  $T_0$  innerhalb der entfernteren Grenzen von  $\frac{1}{2}$  bis 0, und erhalte auf diese Weise:

Tabelle

|                 | $\omega = 0$ | $\omega = \frac{1}{8}$ | $\omega = \frac{1}{4}$ | $\omega = \frac{1}{2}$ |
|-----------------|--------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| Molinos . . .   | 1180         | 1010                   | 890                    | 590                    |
| Zambaux . . .   | 2400         | 2100                   | 1800                   | 1200                   |
| Prouvost . . .  | 1150         | 1000                   | 860                    | 575                    |
| Dollfus I . . . | 2070         | 1820                   | 1560                   | 1035                   |
| Schlumberger .  | 1700         | 1490                   | 1380                   | 850                    |
| Flühr . . . .   | 1900         | 1660                   | 1430                   | 950                    |
| Dollfus II . .  | 1600         | 1400                   | 1200                   | 800                    |

Hiernach scheint es, als habe bei Zambaux eine Ausstrahlung von  $\omega = \frac{1}{2}$  und darüber, bei Dollfus I, Schlumberger und Flühr von  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{2}$  und bei den Uebrigen von  $\frac{1}{4}$  stattgefunden.

#### Wirkungsgrade der Heizfläche $\eta_t$ und $\eta$ .

Der Wirkungsgrad  $\eta_t$  der totalen sowohl indirecter als directer Heizfläche, welcher das Verhältniss angiebt, in welchem die durch die Heizfläche eingedrungene Wärmemenge  $W$  zu der



in gleicher Zeit auf dem Roste erzeugten  $\eta_1 k M$  steht, berechnet sich zufolge dieser Definition durch

$$\eta_t = \frac{W}{\eta_1 k M}$$

Die zu Verdampfung von 1 Kilogr. Wasser erforderliche Wärmemenge beträgt nach Regnault

$$606,5 + 0,305 t_1 - t_0 \text{ Calorien}$$

wenn  $t_1$  die Temperatur des erzeugten Dampfes und  $t_0$  diejenige des Speisewassers bedeutet; also ist die Wärmemenge  $W$  oder die zu  $a$  Kilogr. Wasser erforderliche Anzahl von Calorien:

$$W = a (606,5 + 0,305 t_1 - t_0)$$

und daher:

$$\eta_t = \frac{(606,5 + 0,305 t_1 - t_0)}{\eta_1 k} \left( \frac{a}{M} \right)$$

Im vorliegenden Falle ist nach Tabelle XVII. die Temperatur  $t_1$  im Mittel = 150, die Temperatur  $t_0$  aber = 4 Grad zu setzen, da die aus den Protocollen zu entnehmende, pro Kilogr. Brennmaterial eingeleitete Wassermenge  $\left( \frac{a}{M} \right)$  auf 4 Grad reducirt angegeben ist, wenngleich die in Wirklichkeit stattgehabten Temperaturen  $t_0 = 52,6 ; 52,7 ; 53,4 ; \text{etc.}$  waren. Hiernach kann angenähert genug für alle Fälle und Apparate

$$\eta_t = \frac{650}{\eta_1 k} \left( \frac{a}{M} \right)$$

gesetzt werden, so dass zufolge der Columnen 7 und 8 der Tabelle XVII. für den Molinos'schen Kessel

$$\eta_t = \frac{5024}{6650} = 0,755$$

$$\eta_t = \frac{3634}{5158} = 0,704$$

$$\eta_t = \frac{5194}{6488} = 0,807$$

sich ergibt.

Wirkungsgrad  $\eta$  der indirecten Heizfläche wurde in der allgemeinen Theorie der Feuerungsanlagen das Verhältniss zwischen der von der indirecten Heizfläche aufgenommenen und der an dieselbe geleiteten Wärmemenge genannt. Da durch Strahlung der Betrag  $\omega \eta_1 k M$  in die directe Heizfläche dringt, und demnach



auch aus den Verbrennungsproducten verschwindet (siehe Seite 111), so berechnet sich die erstgenannte Wärmemenge durch

$$W - \omega \eta_1 k M,$$

die zweitgenannte durch

$$\eta_1 k M - \omega \eta_1 k M$$

und daher wird

$$\eta = \frac{W - \omega \eta_1 k M}{\eta_1 k M - \omega \eta_1 k M} = \frac{\frac{W}{\eta_1 k M} - \omega}{1 - \omega},$$

oder wegen

$$\frac{W}{\eta_1 k M} = \eta_t \text{ (Seite 113):}$$

$$\eta = \frac{\eta_t - \omega}{1 - \omega}$$

Nach Seite 112 ist  $\omega$  für Molinos et Pronnier  $= \frac{1}{4}$  zu setzen und daher wird für diesen Apparat

$$\eta = \frac{0,755 - 0,25}{0,75} = 0,673$$

$$\eta = \frac{0,704 - 0,25}{0,75} = 0,605$$

$$\eta = \frac{0,807 - 0,25}{0,75} = 0,743$$

Berechnet man in derselben Weise  $\eta_t$  und  $\eta$  für die übrigen Apparate, indem man zufolge Seite 112

$$\text{für Zambaux} \quad \omega = \frac{1}{2}$$

$$\text{für } \left\{ \begin{array}{l} \text{Dollfus I.} \\ \text{Flühr} \\ \text{Schlumberger} \end{array} \right\} \quad \omega = \frac{1}{3}$$

$$\text{für } \left\{ \begin{array}{l} \text{Molinos} \\ \text{Prouvost} \\ \text{Dollfus II.} \end{array} \right\} \quad \omega = \frac{1}{4}$$

annimmt, so entsteht folgende Tabelle:



Tabelle XIX.

| Bezeichnung<br>der<br>Apparate. | Wirkungsgrad der Heizfläche.                              |                |                                           |        |                                              |        | Grösse der Heizfläche<br>im □-M. | Steinkohlenmenge pro<br>Stunde. | Mittlere Luftmenge pro<br>Kilogr. Steink. in Kilogr. | Mittlerer<br>Wirkungs-<br>grad<br>$\eta_1$ |
|---------------------------------|-----------------------------------------------------------|----------------|-------------------------------------------|--------|----------------------------------------------|--------|----------------------------------|---------------------------------|------------------------------------------------------|--------------------------------------------|
|                                 | Für die Mit-<br>telwerthe aus<br>sämmlichen<br>Versuchen. |                | Für die<br>höchste<br>Temperatur<br>$T_1$ |        | Für die<br>niedrigste<br>Temperatur<br>$T_1$ |        |                                  |                                 |                                                      |                                            |
|                                 | $\eta_t$                                                  | $\eta$         | $\eta_t$                                  | $\eta$ | $\eta_t$                                     | $\eta$ |                                  |                                 |                                                      |                                            |
| Molinos et<br>Pronnier          | 0,755                                                     | 0,673<br>0,711 | 0,704                                     | 0,605  | 0,807                                        | 0,743  | 49,46                            | 97                              | 22,42                                                | 0,932                                      |
| Zambaux                         | 0,883                                                     | 0,766<br>0,781 | 0,886                                     | 0,772  | 0,876                                        | 0,752  | 89                               | 93                              | 9,39                                                 | 0,791                                      |
| Prouvost                        | 0,813                                                     | 0,751<br>0,786 | 0,782                                     | 0,709  | 0,813                                        | 0,754  | 103                              | 106                             | 21,23                                                | 0,862                                      |
| Dollfus I.                      | 0,755                                                     | 0,633<br>0,680 | 0,764                                     | 0,646  | 0,760                                        | 0,640  | 27,25                            | 106                             | 11,15                                                | 0,809                                      |
| Schlumberger                    | 0,867                                                     | 0,801<br>0,844 | 0,858                                     | 0,787  | 0,887                                        | 0,831  | 76,7                             | 130                             | 13,48                                                | 0,806                                      |
|                                 | 0,813                                                     | 0,720          | 0,816                                     | 0,725  | 0,824                                        | 0,736  | 44,7                             |                                 |                                                      |                                            |
| Flühr                           | 0,868                                                     | 0,802<br>0,815 | 0,851                                     | 0,777  | 0,850                                        | 0,777  | 40                               | 78                              | 11,38                                                | 0,763                                      |
|                                 | 0,700                                                     | 0,551          | 0,708                                     | 0,562  | 0,708                                        | 0,562  | 19,04                            |                                 |                                                      |                                            |
| Dollfus II.                     | 0,706                                                     | 0,608<br>0,636 | 0,734                                     | 0,645  | 0,721                                        | 0,628  | 47,74                            | 190                             | 14,83                                                | 0,851                                      |

Die zweite Zahlenreihe für den Schlumberger'schen und Flühr'schen Apparat, welche sich auf die Wirkungsgrade des Hauptkessels und der Sieder allein bezieht, hat mit einer andern Formel, als die übrigen Ziffern, berechnet werden müssen, da die Wärmemenge, welche nur in den Hauptkessel und in die Sieder geleitet wurde, aus dem verdampften Wasserquantum nicht ermittelt werden konnte.

Vielmehr liess sich diese Wärmemenge nur erhalten, indem man von der auf dem Herde erzeugten Wärmequantität diejenige in Abzug brachte, welche beim Eintritt in die Canäle der Vorwärmer noch in den Verbrennungsproducten enthalten war, wie diejenige, welche durch äussere Abkühlung und durch die Verluste des Anwärmens als aus den Gasen verschwunden zufolge der auf Seite 103 durchgeführten Rechnungen angenommen wer-



den konnte. Die Formel, welche hiernach zur Anwendung gelangt, ist:

$$\eta_t = \frac{\eta_1 k - n A \sigma T_1 - \frac{\mathfrak{A} + \mathfrak{E}}{M}}{\eta_1 k} = 1 - \frac{n A \sigma T_1}{\eta_1 k} - \frac{\mathfrak{A} + \mathfrak{E}}{\eta_1 k M}$$

worin  $\mathfrak{A}$  die pro Stunde durch äussere Abkühlung verschwindende Wärmemenge und  $\mathfrak{E}$  diejenige bedeutet, welche für das auf die Stunde reducirte anfängliche Erwärmen des Apparates erforderlich ist.

Da diese letzten beiden Wärmequantitäten und sogar ihre procentischen Verhältnisse zum calorimetrischen Effecte, also

$\frac{\mathfrak{A}}{k M}$  und  $\frac{\mathfrak{E}}{k M}$  auf Seite 103 bereits berechnet sind, so erhält man sofort z. B. die erste Ziffer des Schlumberger'schen Apparates:

$$\eta_t = 1 - \frac{13,48 \cdot 0,25 \cdot 267}{5755} - \frac{0,013 + 0,11}{0,806} = 0,813,$$

wenn man darin für  $n A$ ,  $\eta_1 k$  und  $\eta_1$  die in Columnen 4, 8 und 9 der Tabelle XVII. berechneten Zahlen und für  $T_1$  die aus den Versuchsprotocollen (Seite 18) zu entnehmenden Grössen einsetzt.

Aehnlich, wie diese letztgenannten Ziffern, sind auch diejenigen berechnet, welche sich unter  $\eta$  der ersten Vertical-Columnen befinden, nur ist dabei absichtlich die äussere Abkühlung nicht berücksichtigt worden. Sie geben daher die Wirkungsgrade an, welche die Apparate gehabt haben würden, wenn keine äussere Abkühlung vorhanden gewesen, wenn also sämtliche aus den Verbrennungsproducten verschwundene Wärme durch die Heizfläche gedrungen wäre.

Da auf Seite 112 die Temperaturen  $T_0$  bereits berechnet sind, so konnten diese Wirkungsgrade mit Hülfe der einfacheren Gleichung

$$\eta = \frac{T_0 - T_1}{T_0},$$

welche sich sofort aus der Definition für den Wirkungsgrad, nämlich

$$\eta = \frac{\text{von der Heizfläche aufgenommene Wärme}}{\text{derselben zugeführte Wärmemenge}} = \frac{n A M \sigma (T_0 - T_1)}{n A M \sigma T_0}$$

ergiebt, ermittelt werden.

Nach dieser Erklärung ist einzusehen, dass die Differenz der beiden für  $\eta$  untereinander geschriebenen Zahlen die durch äussere



Abkühlung und anfängliches Erwärmen verschwundene Wärmemenge im procentischen Betrage von derjenigen Wärmequantität angiebt, welche der Heizfläche zugeleitet wurde, welche sich also durch das Product  $n A M \sigma T_0$  berechnet.

Dieser procentische Betrag hat eine andere Bedeutung, als derjenige, welcher auf Seite 103 für Abkühlung und Anwärmen ermittelt wurde, da sich letzterer auf die gesammte, im Feuer-raume erzeugte Wärmemenge bezieht. Daher zeigt sich auch sehr richtig, dass der hier gefundene Betrag grösser ist, als der dort ermittelte, denn es muss zufolge dieser Auseinandersetzungen z. B. für Molinos et Pronnier die identische Gleichung:

$(0,711 - 0,673) n A M \sigma T_0 = (0,014 + 0,012) \eta_1 k M$   
Gültigkeit haben und da nun (wegen der strahlenden Wärme)  $n A M \sigma T_0$  jedenfalls kleiner als  $\eta_1 k M$  ist, so muss  $(0,711 - 0,673)$  grösser sein als  $(0,014 + 0,012)$ . In der That ergibt sich durch Einführung der für  $n A$  und  $\eta_1 k$  in Tabelle XVII. und der für  $T_0$  auf Seite 112 unter  $\omega = \frac{1}{4}$  befindlichen Werthe

$$184 = 162,$$

was als Controle für die Richtigkeit sämmtlicher bis jetzt ange-stellten Rechnungen angesehen werden kann, da die sehr geringe Abweichung in beiden Zahlen allein durch Abrundung des Werthes für  $T_0$  und durch Weglassung höherer Decimalstellen entstanden ist, und schon verschwinden würde, sobald man etwa statt  $(0,711 - 0,673)$  den etwas kleineren Werth  $(0,709 - 0,676)$  schriebe.

Bei Betrachtung der Tabelle bemerkt man, dass die Wirkungsgrade der Apparate ausserordentlich verschieden sind und dass sich diese Verschiedenheit nicht bloss aus den Grössen der Heizflächen und aus der pro Stunde verbrannten Kohlenmenge erklären lässt. Der Wirkungsgrad  $\eta$  ist, wie Formel 100 auf Seite 97 der allg. Th. d. F., nämlich:

$$\eta = \left[ 1 - \frac{n A \sigma}{\eta_1 k} t_1 \right] \left[ 1 - e^{-\frac{w F}{n A M \sigma}} \right],$$

oder angenähert geschrieben:

$$\eta = \left[ 1 - \frac{n A \sigma}{\eta_1 k} t_1 \right] \frac{w F}{n A M \sigma} = \left[ \frac{1}{n A} - \frac{\sigma}{\eta_1 k} t_1 \right] \frac{w F}{M \sigma}$$

erkennen lässt, bei constantem  $\sigma$ ,  $t_1$ ,  $M$  und  $k$  von der Luftmenge,



welche pro Kilogr. Brennmaterial in die Feuerungsanlage tritt, von der Heizfläche  $F$ , vom Wirkungsgrade  $\eta_1$  des Feuerraumes und von dem Wärmeüberführungs-Coëfficienten  $w$  abhängig. Mit der ersten dieser vier letztgenannten Grössen nimmt er ab, mit den drei anderen zu.

Vergleicht man nun z. B. den Schlumberger'schen Apparat mit dem Zambaux'schen, so sieht man, dass derselbe bei ziemlich gleichgrossem Wirkungsgrade  $\eta_1$ , eine kleinere Heizfläche und eine grössere Verbrennungsluftmenge, wie ausserdem noch eine grössere Brennmaterialmenge, aber trotzdem einen grösseren Wirkungsgrad  $\eta$  hat. Dasselbe zeigt sich beim Vergleiche der übrigen Apparate und nöthigt daher zu dem Schluss, dass der Wärmeüberführungs-Coëfficient sehr verschieden gross gewesen sein muss.

Dieser Schluss entsteht auch, wenn man die am Ende des vorigen Capitels erwähnten Ursachen für die dort wahrgenommenen Anomalieen aufsuchte, und daher wird es von besonderem Interesse, den in der Regel bei allen Dampferzeugern für gleichgros angenommenen Wärmeüberführungs-Coëfficienten mit den hier gegebenen Erfahrungsunterlagen zu bestimmen und dabei zu untersuchen, wie sich die Verschiedenheiten erklären lassen und wie sie mit der Construction der Apparate oder mit sonstigen Umständen zusammenhängen.

Ehe ich indessen zu dieser Untersuchung übergehe, sei noch in Bezug auf die letzte Tabelle bemerkt, dass die Differenzen aus den beiden untereinanderstehenden Zahlen  $\eta_t$  der für Schlumberger und Flühr gültigen Columnen, die Leistungen der Vorwärmer dieser Apparate angeben und dass demnach der Schlumberger'sche Vorwärmer im ersten Falle  $(0,867 - 0,813) = 5,4\%$ , der Flühr'sche in demselben Falle  $(0,868 - 0,700) = 16,8\%$  von der auf dem Roste erzeugten Wärme für die Verdampfung nutzbar gemacht hat.

Da man nun zufolge der auf Seite 61 und 64 angegebenen Notizen die Herstellungskosten für die Vorwärmer und ebenso den Kaufpreis der verwendeten Steinkohle kennt, so ist man mit diesen procentischen Werthen den effectiven Nutzen der Vorwärmer genauer anzugeben im Stande, als es durch die auf Seite 67 angestellten Berechnungen geschah. Die verwendete Ronchamp-



Steinkohle kostete nämlich pro Tonne oder pro 1000 Kilogr. 28 Fr.; also wird unter der Annahme, dass der Kessel 300 Tage im Jahre functionire, bei dem für Schlumberger stattgefundenen täglichen Kohlenconsum von 1661 Kilogr. oder 1,661 Tonnen und dem Wirkungsgrade  $\eta_1 = 0,806$  mit jedem Procent Ausnutzung jährlich eine Summe von

$$0,806 \cdot 1,661 \cdot 300 \cdot 28 \cdot 0,01 = 110 \text{ Fr.}$$

gewonnen; und da nun nach Seite 61 der Vorwärmer 3801 Fr. kostet, was einem Capitale entspricht, welches zu 10 % Amortisations- und 5 % Verkehrszinsen gerechnet, 570 Fr. jährlich einbringen muss, so sind  $\frac{570}{108} = 5,3 \%$  Leistung des Vorwärmers erforderlich, damit das Anlagecapital von den Kohlenersparungen gedeckt werden könne. Hiernach würde es bei dem Schlumberger'schen Apparate fraglich sein, ob der Vorwärmer wirklichen Nutzen gebracht hat und ob es nicht vortheilhafter gewesen wäre, denselben etwas kleiner herzustellen; denn während in der letzten Versuchsreihe allerdings 6,3 % Leistung hervorgebracht, also 1 % oder 110 Fr. wirklicher Nutzen geliefert wurden, gaben die beiden ersten Versuchsreihen nur 5,4 respective 4,2 % Leistung, also nicht mehr, respective 1,1 % weniger, als sie zur Erreichung einer wahrhaften Ersparung hätten hervorbringen müssen.

Beim Flühr'schen Apparate dagegen ist die mit jedem Procent Ausnutzung zu gewinnende Ersparung

$$= 0,763 \cdot 1,102 \cdot 300 \cdot 28 \cdot 0,01 = 68 \text{ Fr.}$$

also die ganze jährliche Ersparung:

nach den Werthen der 1sten Columne  $= 16,8 \cdot 68 = 1142 \text{ Fr.}$

„ „ „ „ 2ten „  $= 14,3 \cdot 68 = 960 \text{ „}$

„ „ „ „ 3ten „  $= 14,2 \cdot 68 = 960 \text{ „}$

Die Herstellungskosten für die Vorwärmer und deren Oefen betrugen nach Seite 64 circa 2500 Fr., ein Capital, welches bei obigem Zinsfuss jährlich 375 Fr. einbringen muss. Daher wurde im ersten Falle ein Reinertrag von  $1142 - 375 = 767 \text{ Fr.}$ , im zweiten und dritten von  $960 - 375 = 585 \text{ Fr.}$  jährlich gewonnen.

Hieraus sieht man, dass der Gewinn, welchen man durch Anbringung von Vorwärmern oder überhaupt durch Vermehrung



der Heizfläche erreichen kann, unter Umständen nicht sehr bedeutend ist, ja dass er über eine gewisse Grenze der Vermehrung hinaus sogar nach negativer Seite ausschlägt, wo dann die Ersparung an Brennmaterial kleiner als die Einbusse an Anlagecapital sich herausstellt.

Diese kleine Rechnung ist indessen nur als Vorläuferin einer später folgenden ausgedehnteren zu betrachten und nur angenähert richtig, da dabei der Umstand nicht berücksichtigt wurde, dass sowohl bei Anwendung als bei Weglassung der Vorwärmer stets die verlangte Wärmemenge  $W$  in den Apparat geleitet oder die gleichgross geforderte Dampfmenge erzeugt werden soll. Würde dies geschehen sein, so hätten sich beim Austritt der Gase aus den Canälen des Hauptkessels und der Sieder andere und zwar höhere Temperaturen ergeben, als bei Vorhandensein der Vorwärmer beobachtet wurden, und alsdann würden die Ersparungen bedeutender ausgefallen sein, als sie hier die Rechnung ergibt. Da aber auf der anderen Seite zu berücksichtigen ist, dass bei Anwendung der Vorwärmer und dadurch entstehender Vermehrung des Canal-Widerstandes, wie Verminderung der Temperatur der abziehenden Gase der Schornstein höher und demnach das Anlagecapital grösser, als im andern Falle werden muss, so compensirt sich jene Ungenauigkeit in Etwas und die berechneten Ersparungen weichen nicht viel von ihren wahren Werthen ab.

---

#### Wärmeüberführungs-Coëfficient $w$ .

Dieser Coëfficient, welcher die Wärmemenge angiebt, die pro Quadratmeter Heizfläche pro Stunde und pro Einheit der zwischen Heizgas und zu erwärmendem Körper herrschenden Temperaturdifferenz von ersterem durch die Heizfläche in den zweiten übergeführt wird, kann mit den bereits erhaltenen Resultaten und den noch in den Versuchsprotocollen befindlichen Werthen auf mannichfaltige Weise berechnet werden. Indessen schlage ich zu dieser Berechnung einen Weg ein, welcher die Anwendung der bereits aufgefundenen Zahlen thunlichst ausschliesst und mit directer Benutzung der Versuchs-Tabellen zum Ziele führt, da derselbe wegen nur approximativer und mögli-



cherweise selbst fehlerhafter Ermittlung jener Zahlen grössere Garantie für die Genauigkeit und Richtigkeit der Ergebnisse gewährt.

Sucht man nun unter den in der allgemeinen Theorie der Feuerungsanlagen abgeleiteten Formeln diejenige heraus, welche in diesem Falle zur Berechnung von  $w$  in Anwendung kommen kann, so hat man sich zunächst die Frage zu beantworten, welcher der dort betrachteten Kategorieen von Heizflächen die hier in Rede stehenden Apparate zugeordnet werden müssen, ob den Nichtstrom-, den Parallel- oder den Gegenstromheizflächen. Da die Vorwärmer so angeordnet sind, dass das in dieselben eingepresste Speisewasser nach einer Richtung sich bewegt, welche der von den Verbrennungsproducten verfolgten entgegengesetzt ist, so könnte man sich dafür entscheiden, die mit solchen Vorwärmern versehenen Kessel als Gegenstromapparate in Rechnung zu ziehen. Allein alsdann würde der Calcul auf die Hauptkessel und auf die Sieder nicht passen, weil in denselben die Temperatur an allen Orten ziemlich gleich hoch ist und sie daher als Nichtstrom-Heizflächen wirken. Es können daher zu Anstellung einer genauen Rechnung weder die Formeln für Gegenstrom- noch die für Nichtstrom-Flächen angewendet werden. Wäre die Temperatur des Wassers in dem Verbindungsrohre zwischen Vorwärmer und Hauptkessel und die Temperatur der Verbrennungsgase bei deren Uebertritt aus dem Hauptcanal in denjenigen der Vorwärmer bei allen Versuchen gemessen, so könnte man jeden der betreffenden Apparate in zwei Theile, in einen Nichtstrom- und einen Gegenstrom-Apparat zerlegt denken und für jeden dieser Theile die Rechnung besonders vornehmen. Aber auch dann würde man ganz genaue Resultate nicht erwarten dürfen, da erstens eine continuirliche Speisung nicht stattgefunden hat, der Vorwärmer also nur temporär als Gegenstrom-Apparat wirkte, und zweitens nicht angenommen werden kann, dass in den Vorwärmern nur Erwärmung und keine partielle Verdampfung stattgefunden habe. Indessen ist für einige Fälle die Rechnung in dieser Weise angestellt worden.

Fast kein Dampfkessel kann streng nach Definition als Gegenstrom- oder Parallelstrom-Apparat wirksam werden, da jedesmal innerhalb eines grösseren Theiles desselben energische Dampf-



entwicklung stattfindet und in diesem Theile die Temperatur des Wassers an allen Orten constant und zwar gleich der Dampftemperatur ist, ausserdem aber noch an verschiedenen anderen Partien, wo nur Erwärmung vorausgesetzt wird, in Wirklichkeit Dampferzeugung stattfindet. Denkt man sich der bequemerer Anschauung halber den Dampfgenerator aus einem Hauptkessel, in welchem zum Theil der Dampfraum sich befindet, und aus einem darunter liegenden Vorwärmer zusammengesetzt und derartig angeordnet, dass die Bewegung des Wassers und die der Verbrennungsproducte der Definition eines Gegenstrom-Apparates entspricht und dass das Wasser in dem Vorwärmer gerade bis zur Dampftemperatur erhitzt wird, also mit dieser Temperatur in den Hauptkessel übertritt, so würde die Temperatur im Hauptkessel, trotzdem das Wasser den heisseren Gasen entgegenströmt, überall gleich hoch sein und demnach den Hauptkessel in die Kategorie der Nichtstrom-Apparate einordnen. Da nun die Erwärmungs-Wirkung dieses Hauptkessels in jedem Falle die des Vorwärmers übertrifft, indem zur Verdampfung 550, zur Erwärmung bis auf 100 Grad aber nur 100 Calorieen erforderlich sind, so würde der ganze Generator mehr als Nichtstrom-Apparat anzusehen sein.

Richten wir daher zu vorliegender Berechnung unser Augenmerk bloss auf die für Nichtstrom-Heizflächen abgeleiteten Formeln, so erscheint unter Berücksichtigung der durch die Versuchsprotocolle direct gegebenen Zahlen Nr. 111 auf Seite 103 der allg. Th. d. F. als am zweckmässigsten. Diese Formel schreibt sich für  $w$  aufgelöst:

$$w = \frac{n A M \sigma}{F} \ln \left\{ \frac{\eta_1 k (1 - \omega) - n A \sigma t_1}{\eta_1 k (1 - \omega) (1 - \eta) - n A \sigma t_1} \right\},$$

oder wenn man darin zufolge Formel 94 und 109 der allg. Th. d. F.  $\eta_1 k (1 - \omega) (1 - \eta) = n A \sigma T_1$  setzt:

$$w = \frac{n A M \sigma}{F} \ln \left\{ \frac{\eta_1 k (1 - \omega) - n A \sigma t_1}{n A \sigma (T_1 - t_1)} \right\},$$

worin  $F$  die totale Heizfläche in  $\square$  Metern,  $n A$  die pro Kilogr. Brennmaterial eingeleitete Luftmenge in Kilogr.,  $M$  die pro Stunde verbrannte Steinkohlenmenge in Kilogr.,  $k$  die Heizkraft oder den calorimetrischen Effect,  $T_1$  die Temperatur der abziehenden Verbrennungsproducte,  $t_1$  diejenige des erwärmten Wassers oder des



Dampfes,  $\sigma$  die specifische Wärme der Verbrennungsgase und  $\omega$  eine Verhältnisszahl bedeutet, welche denjenigen Theil vom calorimetrischen Effecte, oder genauer, von der pro Kilogr. Steinkohle wirklich erzeugten Wärmemenge angiebt, welcher durch Strahlung an die directe Heizfläche abgeliefert wird.

In vorliegendem Falle ist zufolge der in den Versuchsberichten mitgetheilten Angaben

$$k = 7140$$

$$\sigma = 0,25 = \frac{1}{4}$$

zu setzen,  $F$  aus Tabelle IX., Seite 21,  $\eta_1$  aus Tab. XVII.,  $nA$  aus Columnne 22,  $M$  aus Columnne 8,  $T_1$  aus Columnne 5 und  $t_1$  aus Columnne 7 (Tab. I.) zu entnehmen, indem mit Hülfe einer hierüber existirenden Tabelle aus der Pressung die Temperatur  $t_1$  abgelesen wird. Dabei darf aber nicht übersehen werden, dass die Ziffern der Columnne 22 nur die Luftvolumina liefern, also mit 1,299, oder angenähert mit 1,3 multiplicirt werden müssen, um die Werthe für  $nA$  zu geben.

Die Grösse  $\omega$ , also die Quantität der strahlenden Wärme ist bei den Versuchen leider nicht ermittelt worden. Deshalb habe ich keinen bestimmten Werth für diese Grösse einführen können, sondern statt dessen jeden Versuch mit zwei Werthen und zwar denjenigen berechnet, welche ich mir als die Grenzen dachte. Der eine dieser Werthe ist jedenfalls  $\omega = \text{Null}$ , den andern habe ich stets zu  $\frac{1}{2}$  angenommen, da aus den Approximativ-Versuchen Péclet's hervorgeht, dass die strahlende Wärme der Steinkohle höchstens diesen Werth erreicht, und auch andere Beobachtungen hierfür sprechen.

Die wahre Grösse der gesuchten Zahlen wird daher zwischen den berechneten Ziffern liegen, wahrscheinlich aber näher an dem  $\omega = \frac{1}{2}$ , als an dem  $\omega = 0$  entsprechenden Werthe.

Die aus der Strahlung hervorgehenden oder mit derselben zusammenhängenden Vorzüge des einen oder anderen Apparates haben zufolge dieser Bemerkungen selbstverständlich nicht ermittelt werden können.

In Tabelle XX. findet man die mit oben angeführter Formel erhaltenen Resultate für  $w$  zusammengetragen. Ich begnüge mich indessen nicht damit, bloss diese Tabelle mitzutheilen, sondern lasse die numerische Berechnung im Detail abdrucken, da-







$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \log (a' - b) = . . . . . \\ \log (a' - b) + c = . . . . . \\ \text{Numerus hiervon} = w = . . \end{cases}$$

Mit diesem Schema, wovon leicht ersichtlich die erste Rechnung für  $\omega = 0$  und die zweite für  $\omega = \frac{1}{2}$  gilt, sind nun für jeden Apparat drei Doppelwerthe bestimmt worden, und zwar der erste aus dem Mittel sämmtlicher Versuche, der zweite aus denjenigen Daten, die der höchsten Temperatur  $T_1$  und der dritte aus denjenigen, die der niedrigsten Temperatur  $T_1$  zugehören. Von diesem Principe ist indessen abgewichen, wenn der der höchsten oder niedrigsten Temperatur angehörende Versuch Mangelhaftigkeiten hatte oder nach Aussage der protocollirten Bemerkungen mit wahrscheinlichen Fehlern und Ungenauigkeiten behaftet war. Ausser diesen drei Doppelwerthen sind für den Schlumberger'schen und Flühr'schen Kessel noch drei andere Doppelwerthe ermittelt, welche sich auf den Hauptkessel und die Sieder allein beziehen, also mit Hülfe der Temperaturen berechnet wurden, mit denen die Verbrennungsproducte an die Vorwärmer gelangten, und welche das Wasser beim Uebertritt aus den Vorwärmern in den Hauptkessel hatte.

### Molinos et Pronnier.

(Mittelwerth.)

$$\omega = 0 \begin{cases} \text{Int } [0,932 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 17,25 \cdot 150] = 8,670 \\ \text{Int } \frac{1,3}{4} \cdot 17,25 (257 - 150) = 6,396 \\ \hline 2,274 \end{cases}$$

$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \text{Int } [0,932 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 17,25 \cdot 150] = 7,820 \\ \text{Int } \frac{1,3}{4} \cdot 17,25 (257 - 150) = 6,396 \\ \hline 1,424 \end{cases}$$



$$\log 17,25 = 1,2367891$$

$$\log 1194 = 3,0770043$$

$$\underline{4,3137934}$$

$$- \log 1830 = 3,2624511$$

$$\underline{1,0513423}$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 2,274 = 0,3567905 \\ \phantom{\log} \phantom{2,274} = 1,4077328 \\ \phantom{\log} \phantom{2,274} \phantom{=} w = 25,57 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 1,424 = 0,1535100 \\ \phantom{\log} \phantom{1,424} = 1,2048523 \\ \phantom{\log} \phantom{1,424} \phantom{=} w = 16,03 \end{array} \right.$$

Höchste Temperatur  $T_1$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln t [0,732 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 14,55 \cdot 146] = 8,487 \\ \ln t \frac{1,3}{4} \cdot 14,55 (283 - 146) = 6,459 \\ \phantom{\ln t} \phantom{\frac{1,3}{4} \cdot 14,55 (283 - 146)} \phantom{=} \underline{2,028} \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln t [0,732 \cdot 7140 \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 14,55 \cdot 146] = 7,732 \\ \ln t \frac{1,3}{4} \cdot 14,55 (283 - 146) = 6,459 \\ \phantom{\ln t} \phantom{\frac{1,3}{4} \cdot 14,55 (283 - 146)} \phantom{=} \underline{1,273} \end{array} \right.$$

$$\log 14,55 = 1,1628630$$

$$\log 1350 = 3,1296899$$

$$\underline{4,2925529}$$

$$- \log 1830 = 3,2624511$$

$$\underline{1,0301018}$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 2,028 = 0,3070680 \\ \phantom{\log} \phantom{2,028} = 1,3371698 \\ \phantom{\log} \phantom{2,028} \phantom{=} w = 21,73 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 1,273 = 0,1048284 \\ \phantom{\log} \phantom{1,273} = 1,1349302 \\ \phantom{\log} \phantom{1,273} \phantom{=} w = 13,64 \end{array} \right.$$



Niedrigste Temperatur  $T_1$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,908 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 13,64 \cdot 146] = 8,672 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 13,64 (250 - 146) = 6,098 \\ \hline 2,574 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,908 \cdot 7140 \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 13,64 \cdot 146] = 7,821 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 13,64 (250 - 146) = 6,098 \\ \hline 1,723 \end{array} \right.$$

$$\log 13,64 = 1,1348144$$

$$\log 1152 = 3,0610753$$

$$\hline 4,1958897$$

$$- \log 1830 = 3,2624511$$

$$\hline 0,9334386$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 2,574 = 0,4106085 \\ \phantom{\log} 1,3440471 \\ \phantom{\log} w = 22,09 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 1,723 = 0,2362853 \\ \phantom{\log} 1,1697239 \\ \phantom{\log} w = 14,78 \end{array} \right.$$



**Zambaux.**

(Mittelwerth.)

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \text{Int } [0,791 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 7,23 \cdot 146] = 8,580 \\ \text{Int } \frac{1,3}{4} \cdot 7,23 (262 - 146) = 5,609 \\ \hline 2,971 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \text{Int } [0,791 \cdot 7140 \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 7,23 \cdot 146] = 7,810 \\ \text{Int } \frac{1,3}{4} \cdot 7,23 (262 - 146) = 5,609 \\ \hline 2,201 \end{array} \right.$$

$$\log 7,23 = 0,8591383$$

$$\log 965 = 2,9845273$$

$$\hline 3,8436656$$

$$- \log 3293 = 3,5175917$$

$$\hline 0,3260639$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 2,971 = 0,4729027 \\ \phantom{\log} 0,7989666 \\ \phantom{\log} w = 6,293 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 2,201 = 0,3424227 \\ \phantom{\log} 0,6684966 \\ \phantom{\log} w = 4,661 \end{array} \right.$$

Höchste Temperatur  $T_1$ 

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \text{Int } [0,805 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 6,92 \cdot 148] = 8,586 \\ \text{Int } \frac{1,3}{4} \cdot 6,92 (272 - 148) = 5,753 \\ \hline 2,833 \end{array} \right.$$



$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln t [0,805 \cdot 7140 \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 6,92 \cdot 148] = 7,830 \\ \ln t \frac{1,3}{4} \cdot 6,92 (272 - 148) \quad \quad \quad = 5,753 \\ \hline 2,077 \end{array} \right.$$

$$\log 6,92 = 0,8401061$$

$$\log 1202 = 3,0799045$$


---


$$3,9200106$$

$$- \log 3293 = 3,5175917$$


---


$$0,4024189$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 2,833 = 0,4522466 \\ \quad \quad \quad 0,8546655 \\ \quad \quad \quad w = 7,156 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 2,077 = 0,3174365 \\ \quad \quad \quad 0,7198554 \\ \quad \quad \quad w = 5,246 \end{array} \right.$$

Niedrigste Temperatur  $T_1$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln t [0,783 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 7,3 \cdot 148] = 8,567 \\ \ln t \frac{1,3}{4} \cdot 7,3 (229 - 148) \quad \quad \quad = 5,283 \\ \hline 3,284 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln t [0,783 \cdot 7140 \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 7,3 \cdot 148] = 7,800 \\ \ln t \frac{1,3}{4} \cdot 7,3 (229 - 148) \quad \quad \quad = 5,283 \\ \hline 2,517 \end{array} \right.$$

$$\log 7,3 = 0,8633229$$

$$\log 1127 = 3,0519239$$


---


$$3,9152468$$

$$- \log 3293 = 3,5175917$$


---


$$0,3976551$$







Höchste Temperatur  $T_1$ 

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,884 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 18,41 \cdot 150] = 8,597 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 18,41 (201 - 150) = 5,717 \\ \hline 2,880 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,884 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 18,41 \cdot 150] = 7,726 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 18,41 (201 - 150) = 5,717 \\ \hline 2,009 \end{array} \right.$$

$$\log 18,41 = 1,2650538$$

$$\log 1162 = 3,0652061$$

$$\hline 4,3302599$$

$$- \log 3820 = 3,5820634$$

$$\hline 0,7481965$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 2,880 = 0,4593925 \\ \log 2,009 = 0,3029799 \\ \hline 1,2075890 \\ w = 16,11 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 2,880 = 0,4593925 \\ \log 2,009 = 0,3029799 \\ \hline 1,0511764 \\ w = 11,25 \end{array} \right.$$

Niedrigste Temperatur  $T_1$ 

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,862 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 16,33 \cdot 148] = 8,590 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 16,33 (184 - 148) = 5,247 \\ \hline 3,343 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,862 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 16,33 \cdot 148] = 7,739 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 16,33 (184 - 148) = 5,247 \\ \hline 2,492 \end{array} \right.$$



$$\log 16,33 = 1,2129862$$

$$\log 1136 = 3,0553783$$

$$\underline{4,2683646}$$

$$- \log 3820 = 3,5820634$$

$$\underline{0,6863011}$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 3,343 = 0,5241364 \\ \phantom{\log} \phantom{3,343} \phantom{=} 1,2104375 \\ \phantom{\log} \phantom{3,343} \phantom{=} w = 16,24 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 2,492 = 0,3965480 \\ \phantom{\log} \phantom{2,492} \phantom{=} 1,0828491 \\ \phantom{\log} \phantom{2,492} \phantom{=} w = 12,1 \end{array} \right.$$

## Dollfus-Mieg I.

(Mittelwerth.)

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \text{Int } [0,809 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 8,58 \cdot 146] = 8,606 \\ \text{Int } \frac{1,3}{4} \cdot 8,58 \cdot (441 - 146) \phantom{=} = 6,708 \\ \phantom{\text{Int}} \phantom{\frac{1,3}{4}} \phantom{\cdot 8,58 \cdot (441 - 146)} \phantom{=} \underline{1,892} \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \text{Int } [0,809 \cdot 7140 \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 8,58 \cdot 146] = 7,828 \\ \text{Int } \frac{1,3}{4} \cdot 8,58 \cdot (441 - 146) \phantom{=} = 6,708 \\ \phantom{\text{Int}} \phantom{\frac{1,3}{4}} \phantom{\cdot 8,58 \cdot (441 - 146)} \phantom{=} \underline{1,120} \end{array} \right.$$

$$\log 8,58 = 0,9334873$$

$$\log 1273 = 3,1048284$$

$$\underline{4,0383157}$$

$$- \log 1008 = 3,0030295$$

$$\underline{1,0352862}$$



$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 1,892 = 0,2769211 \\ 1,3122073 \\ w = 20,52 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 1,120 = 0,0492180 \\ 1,0844942 \\ w = 12,15 \end{array} \right.$$

Höchste Temperatur  $T_1$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,815 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 7,76 \cdot 146] = 8,607 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 7,76 (480 - 146) = 6,738 \\ \hline 1,869 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,815 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 7,76 \cdot 146] = 7,845 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 7,76 (480 - 146) = 6,738 \\ \hline 1,107 \end{array} \right.$$

$$\begin{array}{r} \log 7,76 = 0,8893017 \\ \log 1320 = 3,1205739 \\ \hline 4,0098756 \\ - \log 1008 = 3,0034605 \\ \hline 1,0064151 \end{array}$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 1,869 = 0,2716093 \\ 1,2780244 \\ w = 18,97 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 1,107 = 0,0441476 \\ 1,0505627 \\ w = 11,23 \end{array} \right.$$

Niedrigste Temperatur  $T_1$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,776 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 8,626 \cdot 144] = 8,546 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 8,626 (408 - 144) = 6,566 \\ \hline 1,980 \end{array} \right.$$



$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \text{Int} [0,776 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 8,626 \cdot 144] = 7,726 \\ \text{Int} \frac{1,3}{4} \cdot 8,626 (408 - 144) = 6,566 \\ \hline 1,160 \end{cases}$$

$$\log 8,626 = 0,9358095$$

$$\log 1264 = 3,1017471$$

$$\hline 4,0375566$$

$$- \log 1008 = 3,0034605$$

$$\hline 1,0340961$$

$$\omega = 0 \begin{cases} \log 1,980 = 0,2966652 \\ \phantom{\log} 1,3307613 \\ \phantom{\log} w = 21,42 \end{cases}$$

$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \log 1,160 = 0,0644580 \\ \phantom{\log} 1,0985541 \\ \phantom{\log} w = 12,55 \end{cases}$$

## Schlumberger.

(Mittelwerth.)

$$\omega = 0 \begin{cases} \text{Int} [0,806 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 10,37 \cdot 151] = 8,567 \\ \text{Int} \frac{1,3}{4} \cdot 10,37 (176 - 151) = 4,44 \\ \hline 4,127 \end{cases}$$

$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \text{Int} [0,806 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 10,37 \cdot 151] = 7,770 \\ \text{Int} \frac{1,3}{4} \cdot 10,37 (176 - 151) = 4,44 \\ \hline 3,33 \end{cases}$$



$$\log 10,37 = 1,0157788$$

$$\log 1602 = 3,2046625$$

$$\hline 4,2204413$$

$$- \log 2838 = 3,4530124$$

$$\hline 0,7674289$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 4,127 = 0,6156345 \\ \phantom{\log} \phantom{4,127} 1,3830634 \\ \phantom{\log} \phantom{4,127} \hline w = 24,16 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 3,33 = 0,5224442 \\ \phantom{\log} \phantom{3,33} 1,2898731 \\ \phantom{\log} \phantom{3,33} \hline w = 19,49 \end{array} \right.$$

Höchste Temperatur  $T_1$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln t [0,800 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 9,74 \cdot 151] = 8,560 \\ \ln t \frac{1,3}{4} \cdot 9,74 (200 - 151) \phantom{=} = 5,060 \\ \phantom{\ln t} \phantom{\frac{1,3}{4}} \phantom{\cdot 9,74} \phantom{(200 - 151)} \phantom{=} \hline \phantom{\ln t} \phantom{\frac{1,3}{4}} \phantom{\cdot 9,74} \phantom{(200 - 151)} \phantom{=} 3,500 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln t [0,800 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 9,74 \cdot 151] = 7,775 \\ \ln t \frac{1,3}{4} \cdot 9,74 (200 - 151) \phantom{=} = 5,060 \\ \phantom{\ln t} \phantom{\frac{1,3}{4}} \phantom{\cdot 9,74} \phantom{(200 - 151)} \phantom{=} \hline \phantom{\ln t} \phantom{\frac{1,3}{4}} \phantom{\cdot 9,74} \phantom{(200 - 151)} \phantom{=} 2,715 \end{array} \right.$$

$$\log 9,74 = 0,9885590$$

$$\log 1600 = 3,2041200$$

$$\hline 4,1926790$$

$$- \log 2838 = 3,4530124$$

$$\hline 0,7396668$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 3,500 = 0,5514500 \\ \phantom{\log} \phantom{3,500} 1,2911168 \\ \phantom{\log} \phantom{3,500} \hline w = 19,55 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 2,715 = 0,4337698 \\ \phantom{\log} \phantom{2,715} 1,1734266 \\ \phantom{\log} \phantom{2,715} \hline w = 14,91 \end{array} \right.$$











Niedrigste Temperatur  $T_1$ 

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,782.7140 - \frac{1,3}{4} 10,76.150] = 8,515 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 10,76 (233 - 150) = 5,669 \\ \hline 2,846 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,782.7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 10,76.150] = 7,712 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 10,76 (233 - 150) = 5,669 \\ \hline 2,043 \end{array} \right.$$

$$\log 10,76 = 1,0318123$$

$$\log 1494 = 3,1743506$$

$$\hline 4,2061629$$

$$- \log 1654 = 3,2185355$$

$$\hline 0,9876274$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 2,846 = 0,4542349 \\ \phantom{\log} 1,4418613 \\ \phantom{\log} \cdot w = 27,66 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 2,043 = 0,3100557 \\ \phantom{\log} 1,2976831 \\ \phantom{\log} w = 19,85 \end{array} \right.$$



**Flühr.**

(Mittelwerth.)

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,763 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 8,76 \cdot 145] = 8,524 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 8,76 (234 - 145) = 5,533 \end{array} \right.$$


---


$$2,991$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,763 \cdot 7140 \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 8,76 \cdot 145] = 7,745 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 8,76 (234 - 145) = 5,533 \end{array} \right.$$


---


$$2,212$$

$$\log 8,76 = 0,9420081$$

$$\log 948 = 2,9763500$$

$$3,9183581$$

$$- \log 1480 = 3,1702617$$

$$0,7480964$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 2,991 = 0,4758164 \\ 1,2239128 \\ w = 16,75 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 2,212 = 0,3447851 \\ 1,0928815 \\ w = 12,38 \end{array} \right.$$

Höchste Temperatur  $T_1$ 

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,782 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 8,18 \cdot 145] = 8,557 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 8,18 \cdot (256 - 145) = 5,687 \end{array} \right.$$


---


$$2,870$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,782 \cdot 7140 \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 8,18 \cdot 145] = 7,787 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 8,18 (256 - 145) = 5,687 \end{array} \right.$$


---


$$2,100$$



$$\log 8,18 = 0,9127533$$

$$\log 978 = 2,9903389$$

$$\underline{3,9030922}$$

$$- \log 1480 = 3,1702617$$

$$\underline{0,7328305}$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 2,870 = 0,4578819 \\ \phantom{\log} \phantom{2,870} = 1,1907124 \\ \phantom{\log} \phantom{2,870} w = 15,52 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 2,100 = 0,3222193 \\ \phantom{\log} \phantom{2,100} = 1,0550498 \\ \phantom{\log} \phantom{2,100} w = 11,35 \end{array} \right.$$

Niedrigste Temperatur  $T_1$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln t [0,716 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 8,64 \cdot 145] = 8,277 \\ \ln t \frac{1,3}{4} \cdot 8,64 (219 - 145) \phantom{=} = 5,333 \\ \phantom{\ln t} \phantom{\frac{1,3}{4}} \phantom{\cdot 8,64} \phantom{(219 - 145)} \phantom{=} \underline{2,944} \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln t [0,716 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 8,64 \cdot 145] = 7,480 \\ \ln t \frac{1,3}{4} \cdot 8,64 (219 - 145) \phantom{=} = 5,333 \\ \phantom{\ln t} \phantom{\frac{1,3}{4}} \phantom{\cdot 8,64} \phantom{(219 - 145)} \phantom{=} \underline{2,147} \end{array} \right.$$

$$\log 8,64 = 0,9365137$$

$$\log 960 = 2,9822712$$

$$\underline{3,9187849}$$

$$- \log 1480 = 3,1702617$$

$$\underline{0,7485232}$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 2,944 = 0,4689378 \\ \phantom{\log} \phantom{2,944} = 1,2174610 \\ \phantom{\log} \phantom{2,944} w = 16,50 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 2,147 = 0,3318320 \\ \phantom{\log} \phantom{2,147} = 1,0803552 \\ \phantom{\log} \phantom{2,147} w = 12,03 \end{array} \right.$$



Mit Weglassung der Vorwärmer.

(Mittelwerth.)

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln t [0,763 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 8,76 \cdot 145] = 8,524 \\ \ln t \frac{1,3}{4} \cdot 8,76 (525 - 145) = 6,99 \\ \hline 1,534 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln t [0,763 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 8,76 \cdot 145] = 7,745 \\ \ln t \frac{1,3}{4} \cdot 8,76 (525 - 145) = 6,99 \\ \hline 0,755 \end{array} \right.$$

$$\log 8,76 = 0,9420081$$

$$\log 937 = 2,9717396$$

$$\hline 3,9137477$$

$$- \log 703 = 2,8469553$$

$$\hline 1,0667924$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 1,534 = 0,1858254 \\ 1,2526178 \\ w = 17,89 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 0,755 = 0,8779470 - 1 \\ 0,9447394 \\ w = 8,81 \end{array} \right.$$

Höchste Temperatur  $T_1$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln t [0,782 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 8,18 \cdot 145] = 8,557 \\ \ln t \frac{1,3}{4} \cdot 8,18 (554 - 145) = 7,032 \\ \hline 1,525 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln t [0,782 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 8,18 \cdot 145] = 7,787 \\ \ln t \frac{1,3}{4} \cdot 8,18 (554 - 145) = 7,032 \\ \hline 0,755 \end{array} \right.$$



$$\log 8,18=0,9127537$$

$$\log 920 = 2,9637878$$

3,8765411

$$-\log 703 = 2,8469553$$

1,0295858

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 1,525 = 0,1832698 \\ \phantom{\log 1,525} \phantom{=} 1,2128556 \\ \phantom{\log 1,525} \phantom{=} \phantom{=} w = 16,33 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \log 0,755 = 0,8779470 - 1 \\ \phantom{\log 0,755 = } 0,9075328 \\ w = 8,08 \end{cases}$$

Niedrigste Temperatur  $T_1$

$$\omega = 0 \begin{cases} \ln [0,716 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 8,64 \cdot 145] = 8,277 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 8,64 (482 - 145) = 6,849 \end{cases}$$

$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \ln [0,716 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 8,64 \cdot 145] = 7,480 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 8,64 (482 - 145) = 6,849 \end{cases}$$

$$\log 8,64 = 0,9365137$$

$$\log 960 = 2,9822712$$

3,9187849

—  $\log 703 = 2,8469553$

1.0718296

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 1,428 = 0,1547282 \\ \quad \quad \quad 1,2265578 \\ \quad \quad \quad w = 16,85 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \log 0,631 = 0,8000294 - 1 \\ 0,8718590 \\ w = 7,44 \end{cases}$$



## Dollfus II.

(Mittelwerth.)

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,851 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 11,41 \cdot 153] = 8,599 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 11,41 (437 - 153) = 6,955 \\ \hline 1,645 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,851 \cdot 7140 \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 11,41 \cdot 153] = 7,820 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 11,41 (437 - 153) = 6,955 \\ \hline 0,865 \end{array} \right.$$

$$\log 11,41 = 1,0572856$$

$$\log 2268 = 3,3556431$$

$$\hline 4,4129287$$

$$- \log 1766 = 3,2469907$$

$$\hline 1,1659380$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 1,644 = 0,2159018 \\ \phantom{\log} \phantom{1,644} = 1,3818398 \\ \phantom{\log} \phantom{1,644} \phantom{=} w = 24,1 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 0,865 = 0,9370161 - 1 \\ \phantom{\log} \phantom{0,865} = 1,1029541 \\ \phantom{\log} \phantom{0,865} \phantom{=} w = 12,67 \end{array} \right.$$

Höchste Temperatur  $T_1$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,910 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 10,17 \cdot 153] = 8,700 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 10,17 (473 - 153) = 6,957 \\ \hline 1,753 \end{array} \right.$$



$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \ln [0,910 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 10,17 \cdot 153] = 7,920 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 10,17 (473 - 153) = 6,957 \\ \hline 0,963 \end{cases}$$

$$\log 10,17 = 1,0073210$$

$$\log 2530 = 3,4031205$$

$$\hline 4,4104415$$

$$- \log 1766 = 3,2469907$$

$$\hline 1,1634508$$

$$\omega = 0 \begin{cases} \log 1,753 = 0,2437819 \\ 1,4072327 \\ w = 25,54 \end{cases}$$

$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \log 0,963 = 0,9836263 - 1 \\ 1,1470771 \\ w = 14,03 \end{cases}$$

Niedrigste Temperatur  $T_1$

$$\omega = 0 \begin{cases} \ln [0,884 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 11,87 \cdot 153] = 8,653 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 11,87 (411 - 153) = 6,917 \\ \hline 1,736 \end{cases}$$

$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \ln [0,884 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 11,87 \cdot 153] = 7,850 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 11,87 (411 - 153) = 6,917 \\ \hline 0,933 \end{cases}$$

$$\log 11,87 = 1,0718820$$

$$\log 2040 = 3,3096302$$

$$\hline 4,3815122$$

$$- \log 1766 = 3,2469907$$

$$\hline 1,1345215$$



$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 1,736 = 0,2395497 \\ 1,3740712 \\ w = 23,66 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 0,933 = 0,9698816 - 1 \\ 1,1044031 \\ w = 12,72 \end{array} \right.$$

**Tabelle XXI.**

| Bezeichnung<br>der<br>Apparate. | q <sub>4</sub><br>Quer-<br>schnitt<br>der<br>Canäle<br>in<br>Q.-M. | Entfer-<br>nung<br>der<br>Canal-<br>wände<br>vom<br>Kessel<br>in M. | Heiz-<br>fläche<br>in<br>Q.-M. | Wärmeüberführungs - Coëfficient w.                        |       |                                                    |       |                                                       |        |
|---------------------------------|--------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|--------------------------------|-----------------------------------------------------------|-------|----------------------------------------------------|-------|-------------------------------------------------------|--------|
|                                 |                                                                    |                                                                     |                                | Für die Mittel-<br>werthe der<br>officiellen<br>Versuche. |       | Für die<br>höchste<br>Temperatur<br>T <sub>1</sub> |       | Für die<br>niedrigste<br>Temperatur<br>T <sub>1</sub> |        |
|                                 |                                                                    |                                                                     |                                | ω = 0                                                     | ω = ½ | ω = 0                                              | ω = ½ | ω = 0                                                 | ω = ½  |
| Molinos<br>et<br>Pronnier       | 0,165                                                              | —                                                                   | 49,46                          | 25,57                                                     | 16,03 | 21,73                                              | 13,64 | 22,09                                                 | 14,78  |
| Zambaux                         | 0,389                                                              | —                                                                   | 89                             | 6,293                                                     | 4,661 | 7,156                                              | 5,246 | 8,204                                                 | 6,288  |
|                                 |                                                                    |                                                                     | 56                             | 10,068                                                    | 7,457 | 11,449                                             | 8,403 | 13,126                                                | 10,060 |
| Prouvost                        | 0,495<br>0,66<br>0,285                                             | (0,4)                                                               | 103                            | 16,15                                                     | 12,02 | 16,11                                              | 11,25 | 16,24                                                 | 12,1   |
| Dollfus M. I.                   | 0,6<br>0,45                                                        | 0,4                                                                 | 27,25                          | 20,52                                                     | 12,15 | 18,97                                              | 11,23 | 21,42                                                 | 12,55  |
| Schlumberger                    | 0,25<br>0,40<br>0,86                                               | 0,5                                                                 | 76,7                           | 24,16                                                     | 19,49 | 19,55                                              | 14,91 | imaginär                                              |        |
|                                 | 0,25<br>0,40                                                       |                                                                     | 44,7                           | 25,89                                                     | 17,88 | 24,18                                              | 16,78 | 27,66                                                 | 19,85  |
| Flühr                           | 0,65<br>0,444                                                      | 0,4                                                                 | 40                             | 16,75                                                     | 12,38 | 15,52                                              | 11,35 | 16,50                                                 | 12,03  |
|                                 | 0,65                                                               |                                                                     | 19,04                          | 17,89                                                     | 8,81  | 16,33                                              | 8,08  | 16,85                                                 | 7,44   |
| Dollfus II.                     | 0,85<br>0,4<br>0,4                                                 | 0,4                                                                 | 47,74                          | 24,1                                                      | 12,67 | 25,54                                              | 14,03 | 23,66                                                 | 12,72  |



Was zufolge der am Ende der beiden vorigen Capitel angestellten Betrachtungen vermuthet werden musste, legt diese Tabelle durch Zahlenwerthe vor Augen: der Ueberführungs-Coëfficient  $w$  ist bei den verschiedenen Apparaten von ausserordentlich wechselnder Grösse; er nimmt, wenn man nur von den mit Vernachlässigung der strahlenden Wärme berechneten, also der Columne  $\omega = 0$  zugehörnden Ziffern redet, eine Höhe von 27,66 an und fällt bis auf 4,661.

Da nun, wie alle hierüber abgeleiteten Formeln ausweisen, die eine bestimmte Wärmemenge aufnehmende und einen bestimmten Wirkungsgrad liefernde Heizfläche mit diesem Coëfficienten proportional wächst und fällt, also unter sonst gleichen Umständen zweimal und dreimal so gross hergestellt werden muss, wenn jener halb und ein drittel so gross, als das erste Mal ist, so hat die genaue Kenntniss besagten Coëfficienten ganz besondere Wichtigkeit und fordert daher zu einer gründlichen Untersuchung nach den Ursachen auf, welche die Verschiedenheit obiger Tabellenwerthe bewirkt haben können.

Zu diesem Ende kann man 1stens die Frage stellen, ob nicht die Annahme, welche den zu Bestimmung der Tabellenwerthe verwendeten Formeln zu Grunde liegt — die Annahme, dass der Coëfficient  $w$  für alle Temperaturen constant sei, als eine von der Wahrheit zu weit abstehende sich erweise und demnach die hauptsächlichste Schuld an jenen Anomalieen trage. In der That nämlich lehren die Experimente von Péclet, dass der Coëfficient  $w$  um so grösser wird, je höher die absolute Temperatur ist, dass also die Wärmemenge, welche pro Stunde, pro  $\square$  Meter Heizfläche und pro 1 Grad Temperaturdifferenz zwischen Heizgas und zu erwärmendem Körper übertritt, einen grösseren Betrag annimmt, wenn die Temperaturen des Heizgases und des zu erwärmenden Körpers beispielsweise 1000 und 999 Grad sind, als wenn sie nur die Werthe 100 und 99 Grad erreichen.

Hiernach müsste denn der Coëfficient  $w$  an den Orten der Apparate, wo die Gase die Heizfläche zu berühren beginnen, grösser sein, als wo sie von derselben abströmen, und müsste ferner bei denjenigen der hier untersuchten Kessel am grössten sich ergeben, bei denen der Mittelwerth  $\frac{T_0 + T_1}{2}$  aus der Tempe-



ratur  $T_0$  im Feuerraume und derjenigen am Endpunkte der Canäle am grössten ist. Die Temperatur  $T_0$  nun könnte mit Hülfe der Formel

$$T_0 = \frac{(1 - \omega) \eta_1 k}{n A \sigma}$$

in derselben Weise, wie es auf Seite 112 mit den Daten der aus sämtlichen officiellen Versuchen sich ergebenden Mittelwerthe bereits geschehen ist, auch für die übrigen Versuchsreihen ermittelt werden. Da aber die Wirkungsgrade  $\eta$  für sämtliche hier in Frage kommenden Fälle durch Tabelle XX., Seite 115, schon bekannt sind, so verfährt man einfacher, indem man zufolge Formel:

$$T_1 = (1 - \eta) T_0$$

Seite 116

$$\frac{T_0 + T_1}{2} = \frac{T_0}{2} \frac{2 - \eta}{1 - \eta}$$

schreibt und hierin genannte Werthe für  $\eta$  einsetzt.

Die auf diese Weise erhaltenen Mittelwerthe der Temperatur sind in nachfolgender Tabelle XXII. eingetragen.

2tens kann man, ja muss man sogar annehmen, dass der Coëfficient  $w$  mit der Querschnittsgrösse der Feuercanäle, oder noch richtiger mit dem Verhältnisse variirt, in welchem diese Grösse zu der durch dieselbe strömenden Gasmenge steht; denn denkt man sich für eine bestimmte Menge von Verbrennungsproducten bei demselben Kessel einmal einen weiten, ein anderes Mal einen engen Querschnitt, so sind die Umstände, welche auf die nützliche Abkühlung einwirken, sehr verschieden.

Erstens nämlich wird durch eine Erweiterung der Canäle eine Anzahl von Gastheilchen weiter von der Heizfläche entfernt und dadurch eine so vollkommene Wärmeabgabe, wie im ersten Falle, verhindert; denn die Gesamtmasse der vor der Heizfläche vorüberströmenden Verbrennungsproducte giebt ihre Wärme theils durch Strahlung, theils durch Berührung und Strahlung ab, und die Strahlung eines Theilchens vermindert sich mit dem Quadrate seiner Entfernung von der Heizfläche, während die Leitungsfähigkeit der Gase, d. h. die Wärmemittheilung von Theilchen zu Theilchen von nur sehr geringem Betrage ist.

Zweitens wird durch Vergrösserung der Canäle deren innere



Begrenzungswand weiter von der Heizfläche entfernt und dadurch ebenfalls die Wärmeabgabe vermindert, weil die Rückstrahlung und zwar gleichfalls im quadratischen Verhältnisse zum Abstände, sich abschwächt.

Dagegen aber wird durch Erweiterung der Canäle die Pressung oder Spannung der Verbrennungsproducte vergrößert und dadurch, wie wenigstens vermuthet werden muss, der Betrag an nützlicher Abkühlung vermehrt. Auf den ersten Blick sollte man zwar meinen, dass durch Erweiterung der Canäle eine Verringerung der Pressung eintreten würde, indem man folgert, dass die Gase, um enge Canäle zu durchströmen, dichter zusammengedrückt werden müssten. Allein dem ist nicht so, sondern die Pressung steht in Folge des Grundsatzes von der Erhaltung oder dem fortwährenden Constantbleiben der lebendigen Kräfte in umgekehrtem Verhältnisse zu der Geschwindigkeit, und diese Geschwindigkeit ist für dieselbe Gasmasse in weiten Canälen geringer, als in engen (allg. Th. d. F., Seite 251).

Endlich wird durch Erweiterung der Canäle die Berührungszeit der Verbrennungsproducte mit der Heizfläche verlängert und dadurch die nützliche Abkühlung vermehrt. Ist nämlich die Länge der Canäle  $= L$ , die Berührungszeit und Geschwindigkeit zuerst  $= z$  und  $v$ , nach erfolgter Erweiterung  $= z'$  und  $v'$ , so gelten die Gleichungen

$$z v = L$$

$$z' v' = L;$$

und da nun wegen der direct aus der Voraussetzung des fortbestehenden Beharrungszustandes folgenden Formel:

$$3600 \cdot q \gamma v = n A M$$

worin  $\gamma$  die mittlere Dichtigkeit der Verbrennungsproducte bedeutet und der Factor 3600 gesetzt ist, weil  $v$  auf die Secunde und  $M$  auf die Stunde sich bezieht,

$$v = \frac{n A M}{3600 \cdot q \gamma},$$

und ebenso wegen Unveränderlichkeit von  $n A M$ :

$$v' = \frac{n A M}{3600 \cdot q' \gamma'}$$

ist, so ergibt sich:



$$\frac{z}{z'} = \frac{q \gamma}{q' \gamma'}$$

Es muss aber, wenn in  $q'$  die Wärmeabgabe stärker, als in  $q$  sein soll,  $\gamma'$  grösser, also mindestens gleich  $\gamma$ , und daher mindestens:

$$\frac{z}{z'} = \frac{q}{q'}$$

sein, wodurch ausgesprochen wird, dass die Berührungszeiten und daher auch die Quantitäten der nützlichen Abkühlung im geraden Verhältnisse mit der Zunahme des Querschnittes, genauer genommen aber noch stärker wachsen. Hiernach aber muss auch bei denjenigen Apparaten, welche bei sonst gleichen Constructionsverhältnissen durch weitere Canäle den Gasen längere Berührungszeit mit der Heizfläche gewähren, der Wärmeüberführungs-Coëfficient grösser, als bei den andern ausfallen; denn in der zur Bestimmung desselben auf Seite 122 angewendeten Formel:

$$w = \frac{n A M \sigma}{F} \ln \left\{ \frac{\eta_1 k (1 - \omega) - n A \sigma t_1}{n A \sigma (T_1 - t_1)} \right\}$$

würde zufolge der oben angestellten Betrachtungen durch Erweiterung des Canales  $T_1$  kleiner werden, während alle anderen Grössen dieselben bleiben.

Ob nun bei Erweiterung der Canäle dieser letzte, oder ob die drei ersten Umstände vorwiegenden Einfluss auf die Grösse des beredeten Coëfficienten ausüben, lässt sich theoretisch nicht ermitteln, sondern man kann nur behaupten, dass derselbe mit jener Erweiterung sich verändern muss.

Strömen nicht, wie bislang vorausgesetzt wurde, gleichgrosse, sondern verschieden grosse Gasquantitäten  $n A M$  durch die Canäle  $q_4$ , so muss man annehmen, dass der Wärmeüberführungs-Coëfficient im Allgemeinen mit dem Quotienten  $\frac{n A M}{q_4}$ , also mit der pro  $\square$  Meter Canalquerschnitt durchströmenden Gasmenge variirt.

Um in dieser Beziehung einen Vergleich zu ermöglichen, sind die Quotienten  $\frac{n A M}{q_4}$  in Tabelle XXII. eingetragen, indem bei deren Berechnung für  $q_4$  das Mittel aus den Querschnitten der einzelnen Canäle eingeführt und dabei beachtet wurde, den-



jenigen Canälen den grösseren Einfluss auf den Mittelwerth einzuräumen, welche dem grösseren Theile der Heizfläche zugehören. So z. B. haben die am Schlumberger'schen Apparate vorkommenden drei Canäle die Querschnitte 0,25 ; 0,40 und 0,86; als Mittelwerth ist aber nicht  $\frac{0,25 + 0,4 + 0,86}{3}$ , sondern

da der erste an einer Heizfläche von 27,01, der zweite an einer von 17,69 und der dritte an einer von 32 Quadratmetern hinführt und die Gesamtheizfläche 76,7 Quadratmeter beträgt, das Verhältniss  $\frac{1}{76,7} \left\{ 0,25 \cdot 27,01 + 0,4 \cdot 17,69 + 0,86 \cdot 32 \right\}$  = circa 0,5 gesetzt.

Die Werthe für  $nAM$  dagegen sind mit den Ziffern der Columnne 4 (Tabelle XVII.) und den bereits bei Berechnung des Wärmeüberführungs-Coëfficienten verwendeten Versuchsdaten für  $M$  ermittelt worden.

Anstatt anzunehmen, der Wärmeüberführungs-Coëfficient verändere sich mit der Gewichtsmenge  $nAM$ , kann man auch vermuthen, er variire mit dem mittleren Volumen dieser Menge, also mit der Grösse  $\frac{nAM}{\gamma} = \frac{nAM}{\gamma_0} \left( 1 + \alpha \frac{T_0 + T_1}{2} \right)$

wo der Einfachheit wegen die Spannungen an allen Orten der Canäle als gleich gross und gleich der äusseren Spannung vorausgesetzt sind. Alsdann würde er für verschieden grosse Canäle mit dem Quotienten  $\frac{nAM}{q_4 \gamma_0} \left( 1 + \alpha \frac{T_0 + T_1}{2} \right)$  oder

da nach der bereits auf Seite 148 angeführten Gleichung dieser Quotient =  $3600 \cdot v$  ist, mit der mittleren Geschwindigkeit  $v$  der Verbrennungsproducte veränderlich sein. Daher sind, um in dieser Beziehung einen Vergleich anstellen zu lassen, in Columnne 9 der nächsten Tabelle die Werthe von  $\frac{nAM}{q_4} \left( 1 + \alpha \frac{T_0 + T_1}{2} \right)$ , also die identischen von  $3600 \cdot \gamma_0 \cdot v$  eingetragen.

3tens könnte angenommen werden, dass die Form der Heizfläche einen bislang nicht in Rechnung gezogenen Einfluss ausgeübt hätte, dass also der Wärmeüberführungs-Coëfficient des-



halb verschieden gross ausgefallen wäre, weil die Heizfläche einmal aus Röhren von geringem Durchmesser, das andere Mal aus fast ebenen Wandungen bestand. Denn zufolge der Péclet'schen Formeln und derjenigen anderer Autoren ist der Ueberführungs-Coëfficient

a. für ebene Wände

$$w_t = \frac{1}{\frac{1}{k_3} + \frac{1}{k_3} + \frac{\delta}{k_1}}$$

b. für cylindrische Röhren, die von innen vom Heizgase berührt werden

$$w_c = \frac{1}{\frac{1}{k_3} + \frac{1}{k_3} \frac{r_1}{r_1} + \frac{r_1}{k_1} \ln \frac{r_2}{r_1}}$$

c. für cylindrische Röhren die von aussen vom Heizgase berührt werden

$$w_c' = \frac{1}{\frac{1}{k_3} \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{k_3} + \frac{r_2}{k_1} \ln \frac{r_2}{r_1}},$$

sofern

$k_3$  Coëfficient für die Wärmeabgabe, respect. Wärmeaufnahme der Oberflächen,

$k_1$  Coëfficient der Wärmeleitung,

$\delta$  die Wandstärke,

$r_1$  innerer } Durchmesser der Röhren  
 $r_2$  äusserer }

bedeutet. Setzt man aber in diese Formeln die für Blech und für einen Wärmeübergang von stagnirendem Heizgas in stagnirende Flüssigkeit gültigen Werthe, nämlich  $k_3 = 6$ ,  $k_1 = 28$  und nimmt für  $\delta = 0,005$  Meter, für  $r_2$  und  $r_1$  die äussersten Werthe 0,05 und 0,045, so ergiebt sich:

$$w_t = \frac{1}{\frac{1}{6} + \frac{1}{6} + \frac{0,005}{28}} = 3,00$$

$$w_c = \frac{1}{\frac{1}{6} + \frac{1}{6} \cdot 0,9 + \frac{0,045}{28} \ln \frac{0,05}{0,045}} = 3,16$$



$$w_c' = \frac{1}{\frac{1}{6} \cdot 1,11 + \frac{1}{6} + \frac{0,05}{28} \ln \frac{0,05}{0,045}} = 2,86,$$

und man muss aus diesen selbst den äussersten Grenzen angehörenden geringen Differenzen schliessen, dass die wegen der Form der Heizfläche entstehenden Unterschiede in obigen Rechnungsergebnissen keineswegs bemerkbar hervortreten können.

4tens ist endlich zu beachten, dass nicht die ganze, bei obiger Bestimmung des Ueberführungs-Coëfficienten in Rechnung gezogene Heizfläche als nutzbare Heizfläche zur Geltung gekommen sein, sondern dass ein Theil derselben sich mit Russ bedeckt und dadurch nur verhältnissmässig wenig Wärme übergeführt haben wird. Da nun dieser durch Ablagerung von Russ fast unwirksame Theil der Heizfläche bei jedem der betrachteten Apparate verschieden gross sich herausstellt, so ist auch hierdurch die Verschiedenheit in der Grösse der berechneten Wärmeüberführungs-Coëfficienten erklärbar.

In der Regel pflegt man anzunehmen, dass die nutzbare Heizfläche in Rücksicht auf erwähnte Russablagerung aus der ganzen Heizfläche, d. h. aus derjenigen Flächengrösse, welche einerseits vom Wasser, andererseits von den Verbrennungsproducten umströmt wird, berechnet werden könne, indem man bei Rauchröhren  $\frac{1}{3}$ , bei Siedern und Vorwärmern  $\frac{1}{4}$  von der letzteren in Abzug bringt. Diese Berechnung oder Reduction ist mit den protocollirten und bei obiger Bestimmung des Ueberführungs-Coëfficienten verwendeten Werthen nicht vorgenommen worden, sondern dieselben geben die ganze, von den Verbrennungsproducten umspülte Heizfläche an. Sonst würden sich folgende Werthe ergeben haben:

#### a. Molinos et Pronnier.

|                                                           |   |       |         |
|-----------------------------------------------------------|---|-------|---------|
| Die ganze Heizfläche ist . . . . .                        | = | 49,46 | □ Meter |
| Die innere Oberfläche der Röhren . . . . .                | = | 42,8  | „       |
| Also nutzbare Heizfläche des Hauptkessels                 | = | 6,66  | „       |
| Nutzbare Heizfläche der Röhren = $\frac{2}{3} \cdot 42,8$ | = | 28,5  | „       |
| Ganze nutzbare Heizfläche = $6,66 + 28,5$                 | = | 35,16 | „       |



*b. Zambaux.*

Behält den in Rechnung genommenen Werth bei, weil die Rauchröhren vertical stehen und daher keinen Russ, oder doch nur in solcher Weise ablagern lassen, dass die den hier verwendeten Regeln untergelegenen Annahmen nicht passen. Uebrigens aber muss die Heizfläche deshalb als kleiner angesehen werden, weil der obere Theil derselben nur von Dampf und nicht von Wasser umgeben ist. Würde dieser obere Theil gar nicht als Heizfläche wirken, gar keine Wärme überführen, so ergäbe sich die nutzbare Heizfläche zu

56 □ Meter,

ein Werth, mit welchem die Ziffern der zweiten Zambaux'schen Horizontal-Columne in Tabelle XXI. berechnet sind. Endlich ist noch zu berücksichtigen, worauf später besonders aufmerksam gemacht wird, dass diese Heizfläche nicht aus Eisenblech, sondern aus Messing hergestellt ist.

*c. Prouvost.*

|                                                         |   |        |         |
|---------------------------------------------------------|---|--------|---------|
| Die ganze Heizfläche ist . . . . .                      | = | 103,24 | □ Meter |
| Die innere Oberfläche der Röhre . . . . .               | = | 82,00  | „       |
| Also nutzbare Heizfläche des Hauptkessels               |   |        |         |
| + ganze Heizfläche der kleinen Sieder . . . . .         | = | 21,24  | „       |
| Oberer Theil der Sieder . . . . .                       | = | 2,9    | „       |
| Also nutzbare Heizfläche des Hauptkessels               |   |        |         |
| und der Sieder . . . . .                                | = | 18,34  | „       |
| Nutzbare Heizfläche der Röhren = $\frac{2}{3} \cdot 82$ | = | 54,66  | „       |
| Ganze nutzbare Heizfläche . . . . .                     | = | 73,00  | „       |

*d. Dollfus-Mieg I.*

Behält den in Rechnung genommenen Werth bei, weil die oberen Theile der Sieder eingemauert sind und daher bereits nicht als Heizfläche angesehen wurden.

*e. Schlumberger.*

Da auch hier die oberen Theile der Sieder eingemauert sind, so bleibt auch hier die nutzbare Heizfläche von Hauptkessel und Siedern gleich der protocollirten



|                                          |   |      |         |
|------------------------------------------|---|------|---------|
| Zahl, also . . . . .                     | = | 44,7 | □ Meter |
| Die nutzbare Heizfläche der Vorwärmer    |   |      |         |
| wird = $\frac{3}{4} \cdot 32$ . . . . .  | = | 24   | „       |
| Also die ganze nutzbare Heizfläche . . . | = | 68,7 | „       |

## f. Flühr.

|                                                              |   |       |         |
|--------------------------------------------------------------|---|-------|---------|
| Nutzbare Heizfläche des Kessels . . . . .                    | = | 11,52 | □ Meter |
| Nutzbare Heizfläche der Sieder = $\frac{3}{4} 7,52$          | = | 5,64  | „       |
| Also nutzbare Heizfläche von Hauptkessel                     |   |       |         |
| und Siedern . . . . .                                        | = | 17,16 | „       |
| Nutzbare Heizfläche d. Vorwärmer = $\frac{3}{4} \cdot 20,96$ | = | 15,72 | „       |
| Also die ganze nutzbare Heizfläche . . .                     | = | 32,88 | „       |

## g. Dollfus-Mieg II.

Bleibt aus denselben Gründen, die bei Dollfus-Mieg I. angeführt wurden, unverändert.

Um nun mit diesen reducirten, also mit den wirklich nutzbaren Heizflächengrößen die Wärmeüberführungs-Coëfficienten zu bestimmen, ist weiter nichts nöthig, als die bereits berechneten Werthe mit dem Quotienten aus der ganzen und aus der nutzbaren Heizfläche zu multipliciren, also z. B. für Molinos mit dem Quotienten  $\frac{49,46}{35,16}$ ; denn, wie die auf Seite 122 sich vorfindende allgemeine Formel für  $w$  aussagt, ist dieser Coëfficient mit der Heizfläche umgekehrt proportional.

Durch diese Rechnung erhält man die Ziffern der zweiten und dritten Columne in Tabelle XXII.

Die vierte Columne dieser Tabelle,  $\omega = \omega$  überschrieben, giebt die Werthe für  $w$  an, welche den wahrscheinlich stattgehabten durch Strahlung eingeleiteten Wärmequantitäten, also den wahrscheinlich stattgehabten Werthen für  $\omega$  entsprechen. Diese Werthe sind auf Seite 114 angegeben und wurden zur Berechnung z. B. der Molinos'schen Ziffern verwendet, indem zu dem Werthe für  $\omega = \frac{1}{2}$  die Hälfte der Differenz aus den Werthen für  $\omega = 0$  und  $\omega = \frac{1}{2}$  addirt wurde. Ebenso ergab sich die erste Schlumberger'sche Ziffer durch  $22,46 + \frac{1}{3} (27,2 - 22,46)$ . Bei dieser Berechnung sind indessen die Zahlen in abgerundeter Grösse angegeben, weil doch nur Approximationen erwartet werden dürfen.

Die erste Horizontal-Columne jedes Apparates entspricht den



Werthen, welche für die Mittel aus sämmtlichen Versuchen, die zweite und dritte denjenigen, welche für die Versuche gelten, bei denen respective die höchsten und die niedrigsten Temperaturen  $T_1$  beobachtet wurden.

**Tabelle XXII.**

| Bezeichnung<br>der<br>Apparate. | Nutz-<br>bare<br>Heiz-<br>fläche | Wärmeüberfüh-<br>rungs-Coëfficient w. |                      |                 | $\frac{T_0+T_1}{2}$ | n A M | Mittel-<br>werth<br>für<br>$q_4$ | $\frac{n A M}{q_4}$ | $3600 \cdot \gamma_0 \cdot v$ |
|---------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|----------------------|-----------------|---------------------|-------|----------------------------------|---------------------|-------------------------------|
|                                 |                                  | $\omega=0$                            | $\omega=\frac{1}{2}$ | $\omega=\omega$ |                     |       |                                  |                     |                               |
| Molinos<br>et<br>Pronnier       | 35,16                            | 34,10                                 | 20,76                | 27              | 520                 | 2230  | 0,165                            | 13520               | 39208                         |
|                                 |                                  | 30,94                                 | 19,18                | 26              | 508                 | 2109  | 0,165                            | 12783               | 36540                         |
|                                 |                                  | 30,52                                 | 20,41                | 26              | 620                 | 1702  | 0,165                            | 10320               | 33746                         |
| Zambaux                         | 89                               | 6,81                                  | 5,03                 | 5,03            | 690                 | 755   | 0,389                            | 1940                | 6854                          |
|                                 |                                  | 7,21                                  | 5,25                 | 5,25            | 770                 | 900   | 0,389                            | 2320                | 8720                          |
|                                 |                                  | 8,27                                  | 6,34                 | 6,34            | 570                 | 891   | 0,389                            | 2300                | 6950                          |
|                                 | 56                               | 10,89                                 | 8,05                 | 8,05            | 690                 | 755   | 0,389                            | 1940                | 6854                          |
|                                 |                                  | 11,54                                 | 8,40                 | 8,40            | 770                 | 900   | 0,389                            | 2320                | 8720                          |
|                                 |                                  | 13,33                                 | 10,14                | 10,14           | 570                 | 891   | 0,389                            | 2300                | 6950                          |
| Prouvost                        | 73                               | 22,25                                 | 16,39                | 19              | 450                 | 1997  | 0,358                            | 5580                | 14787                         |
|                                 |                                  | 22,26                                 | 15,22                | 19,5            | 440                 | 2308  | 0,358                            | 6445                | 16757                         |
|                                 |                                  | 22,46                                 | 17,35                | 20              | 450                 | 2009  | 0,358                            | 5612                | 14872                         |
| Dollfus I.                      | 27,25                            | 20,52                                 | 12,15                | 14              | 882                 | 1186  | 0,52                             | 2280                | 9644                          |
|                                 |                                  | 18,97                                 | 11,23                | 13,5            | 1036                | 1110  | 0,52                             | 2134                | 10234                         |
|                                 |                                  | 21,42                                 | 12,55                | 15              | 810                 | 1180  | 0,52                             | 2278                | 8143                          |
| Schlumberger                    | 68,7                             | 27,40                                 | 22,46                | 24              | 428                 | 1800  | 0,5                              | 3600                | 9252                          |
|                                 |                                  | 21,22                                 | 16,34                | 18,5            | 590                 | 1780  | 0,5                              | 3560                | 11249                         |
|                                 |                                  | imaginär                              | —                    | —               | —                   | 1740  | 0,5                              | 3480                | —                             |
|                                 | 44,7                             | 25,35                                 | 18,10                | 20              | 618                 | 1800  | 0,33                             | 5400                | 17342                         |
|                                 |                                  | 23,82                                 | 16,84                | 19              | 640                 | 1780  | 0,33                             | 5340                | 17835                         |
|                                 |                                  | 27,55                                 | 19,76                | 22              | 550                 | 1740  | 0,33                             | 5220                | 15660                         |
| Flühr                           | 32,9                             | 19,84                                 | 14,36                | 16,5            | 702                 | 899   | 0,55                             | 1635                | 5838                          |
|                                 |                                  | 18,46                                 | 13,39                | 16              | 750                 | 864   | 0,55                             | 1570                | 5887                          |
|                                 |                                  | 20,85                                 | 15,50                | 17              | 640                 | 898   | 0,55                             | 1633                | 5434                          |
|                                 | 16,78                            | 19,66                                 | 8,82                 | 12              | 790                 | 899   | 0,66                             | 1348                | 5257                          |
|                                 |                                  | 19,99                                 | 9,54                 | 13              | 920                 | 864   | 0,66                             | 1296                | 5886                          |
|                                 |                                  | 21,34                                 | 11,37                | 15              | 800                 | 898   | 0,66                             | 1347                | 5264                          |
| Dollfus II.                     | 47,74                            | 24,10                                 | 12,69                | 18,5            | 780                 | 2803  | 0,5                              | 5606                | 21639                         |
|                                 |                                  | 25,54                                 | 14,03                | 19,5            | 890                 | 2790  | 0,5                              | 5580                | 23880                         |
|                                 |                                  | 23,66                                 | 12,72                | 17,5            | 760                 | 2623  | 0,5                              | 5256                | 19867                         |



Nach dieser Tabelle muss man vermuthen, dass die übergeführte Wärmemenge nicht mit  $\frac{T_0 + T_1}{2}$  variirt, sondern, wie wir annahmen, davon unabhängig, also mit der Temperaturdifferenz zwischen Heizgas und Wasser einfach proportional ist; denn schon bei Betrachtung der Schlumberger'schen und Flühr'schen Ziffern, wovon sich die 3 ersten auf den ganzen Kessel, die 3 letzten auf Hauptkessel und Sieder allein beziehen, findet man, dass der Wärmeüberführungs-Coëfficient mit wachsender Temperatur  $\frac{T_0 + T_1}{2}$  bald grösser, bald kleiner wird, während er,

wenn die übergeführte Wärmemenge mit  $\frac{T_0 + T_1}{2}$  variirte, bei höherem Betrage dieses Werthes, also jedenfalls bei den 3 letzten Ziffern unter sonst gleichen Umständen grösser ausgefallen sein müsste. Dieses Resultat ist zwar keins, dessen Richtigkeit durch die Verlässlichkeit der Rechnungsmethode und der Unterlagen verbürgt wird, und das eine unanzuzweifelnde Wahrheit ausspricht, aber doch eins, welches für die bei der hier behandelten Materie in Frage kommenden Untersuchungen als genügend approximativ betrachtet werden kann.

Aus dieser Tabelle ist ferner zu erkennen, dass der Wärmeüberführungs-Coëfficient mit  $v$ , noch besser aber mit  $\frac{n A M}{q_4}$  beständig wächst. Um in dieser Beziehung einen bequemeren Ueberblick zu geben, sind die Werthe in nachstehender Tabelle nach der Grösse von  $w$  geordnet.

Tabelle XXIII.

| Bezeichnung der<br>Aparate. | $w$ | $\frac{T_0 + T_1}{2}$ | $\frac{n A M}{q_4}$ | $3600 \cdot \gamma_0 v$ |
|-----------------------------|-----|-----------------------|---------------------|-------------------------|
| Molinos . . . .             | 27  | 520                   | 13520               | 39208                   |
| „ . . . .                   | 26  | 508                   | 12783               | 36546                   |
| „ . . . .                   | 26  | 620                   | 10320               | 33746                   |
| Schlumberger . .            | 24  | 428                   | 3600                | 9252                    |
| „ . . . .                   | 22  | 550                   | 5220                | 15660                   |
| „ . . . .                   | 20  | 610                   | 5400                | 17342                   |



| Bezeichnung der Apparate. | w     | $\frac{T_0 - T_1}{2}$ | $\frac{n A M}{q_4}$ | 3600 . $\gamma_0$ v |
|---------------------------|-------|-----------------------|---------------------|---------------------|
| { Prouvost. . . . .       | 20    | 450                   | 5612                | 14872               |
| { „                       | 19,6  | 440                   | 6445                | 16757               |
| { „                       | 19    | 450                   | 5580                | 14787               |
| Dollfus II. . . . .       | 19,5  | 760                   | 5256                | 19867               |
| Schlumberger . . . .      | 19    | 640                   | 5340                | 17835               |
| „                         | 18,5  | 590                   | 3560                | 11249               |
| Dollfus II. . . . .       | 18,5  | 780                   | 5606                | 21639               |
| „                         | 17    | 890                   | 5580                | 23880               |
| Flühr . . . . .           | 17    | 640                   | 1633                | 5434                |
| „                         | 16,5  | 702                   | 1635                | 5838                |
| „                         | 16    | 750                   | 1570                | 5887                |
| „                         | 15    | 800                   | 1347                | 5264                |
| Dollfus I. . . . .        | 15    | 810                   | 2278                | 8143                |
| „                         | 14    | 882                   | 2280                | 9644                |
| „                         | 13,5  | 1036                  | 2134                | 10243               |
| Flühr . . . . .           | 13    | 920                   | 1296                | 5886                |
| „                         | 12    | 790                   | 1348                | 5257                |
| { Zambaux . . . . .       | 10,14 | 570                   | 2300                | 6950                |
| { „                       | 8,40  | 770                   | 2320                | 8720                |
| { „                       | 8,05  | 690                   | 1940                | 6854                |

Hierin kommen aber, selbst abgesehen von den eingeklammerten, später besonders discutirten Werthen, noch bedeutende

Anomalieen vor, denn nach der Grösse des Quotienten  $\frac{n A M}{q_4}$

zu urtheilen, müssten die *w*-Ziffern von Dollfus I. und Dollfus II. in der Rangordnung weiter hinauf und die von Schlumberger weiter herunter gerückt auftreten. Diese Anomalieen beseitigen sich aber noch, wenn man zweier Umstände gedenkt, die auf die Grösse der Wärmeüberführungs-Coëfficienten influirten und die bislang noch keine Berücksichtigung fanden. Erstens nämlich ist von den Herren Berichterstatlern der Versuche an den Dollfus-schen Apparaten beobachtet worden, dass, wie dieselben durch Fig. 7, Taf. IV., dargestellt haben, die Verbrennungsproducte, anstatt die Sieder vollständig zu umspülen, in der Diagonale des unteren Canales direct der Oeffnung zuströmten, welche sie an



den Hauptkessel führte, und dass sie dadurch einen grossen Theil der Heizfläche ohne Wirkung liessen.\*) Nimmt man diesen unwirksamen Theil der Sieder zu  $\frac{1}{6}$  ihrer totalen Heizfläche an, so berechnet sich die nutzbare Heizfläche:

## für Dollfus-Mieg I.

|                                                          |         |         |
|----------------------------------------------------------|---------|---------|
| Die ganze Heizfläche beträgt . . . . .                   | = 27,25 | □ Meter |
| Die ganze Heizfläche der Sieder . . . . .                | = 14,55 | „       |
| Also nutzbare Heizfläche des Hauptkessels                | = 12,70 | „       |
| Die nutzbare Heizfläche der Sieder = $\frac{5}{6}$ 14,55 | = 12,12 | „       |
| Also die ganze nutzbare Heizfläche . . . . .             | = 24,82 | „       |

## für Dollfus-Mieg II.

|                                                         |         |         |
|---------------------------------------------------------|---------|---------|
| Die ganze Heizfläche beträgt . . . . .                  | = 47,74 | □ Meter |
| Die ganze Heizfläche der Sieder . . . . .               | = 29,5  | „       |
| Also nutzbare Heizfläche des Hauptkessels               | = 18,24 | „       |
| Die nutzbare Heizfläche der Sieder = $\frac{5}{6}$ 29,5 | = 24,6  | „       |
| Also die ganze nutzbare Heizfläche . . . . .            | = 42,84 | „       |

Wird mit diesen wirklichen Heizflächen eine Reduction des Coëfficienten  $w$  in derselben Weise, wie bei den übrigen Apparaten, vorgenommen, so ergibt sich:

## für Dollfus-Mieg I.

| $w = 0$ | $w = \frac{1}{2}$ | $w = w$ |
|---------|-------------------|---------|
| 22,53   | 13,36             | 16,5    |
| 20,8    | 12,35             | 15,5    |
| 23,56   | 13,8              | 17      |

## für Dollfus-Mieg II.

|      |      |      |
|------|------|------|
| 26,8 | 14,1 | 20,5 |
| 28,4 | 15,6 | 22   |
| 26,3 | 14,2 | 20   |

Eine ähnliche Reduction muss auch mit dem Flühr'schen Apparate vorgenommen werden, da derselbe wegen des seitwärts

---

\*) Man lese die Beschreibung des Schlumberger'schen Apparates auf Seite 59 nach.



angebrachten Verbindungscanales zwischen Hauptkessel und Vorwärmern ebenfalls die Verbrennungsproducte derartig unter dem Hauptkessel strömen liess, dass ein Theil von dessen Heizfläche ohne Wirkung blieb. Dieser Theil kann zu  $\frac{1}{10}$  der Heizfläche des Hauptkessels angenommen werden, und alsdann ergibt sich:

|                                            |         |         |
|--------------------------------------------|---------|---------|
| Nutzbare Heizfläche des Hauptkessels . . . | = 10,37 | □ Meter |
| ditto der Sieder . . . . .                 | = 5,64  | „       |
| ditto des Hauptkessels und der Sieder      | = 16,01 | „       |
| ditto der Vorwärmer . . . . .              | = 15,72 | „       |
| Die ganze nutzbare Heizfläche . . . . .    | = 31,73 | „       |

Hiermit werden die in Tabelle XXIII. angegebenen Wärmeüberführungs-Coëfficienten

| $\omega = 0$ | $\omega = \frac{1}{2}$ | $\omega = \omega$ |
|--------------|------------------------|-------------------|
| 20,6         | 15,23                  | 17                |
| 19,08        | 13,96                  | 15,5              |
| 20,3         | 14,8                   | 16,5              |
| 21,45        | 10,5                   | 14                |
| 19,5         | 9,6                    | 13                |
| 20,1         | 8,9                    | 12,5              |

Ferner ist in Hinblick auf den Schlumberger'schen Apparat zu bedenken, dass die mit der Wirklichkeit disharmonirende Annahme, die Heizfläche sei als Nichtstrom-Heizfläche wirksam, auf die Genauigkeit des Coëfficienten  $w$  bei diesem Apparate am meisten von allen andern influirt hat. Es treten nämlich die Unterschiede und Eigenthümlichkeiten der einzelnen Heizflächen-Kategorien um so stärker hervor, je niedriger die Temperatur  $T_1$  der abziehenden Verbrennungsproducte ist, wie man schon erkennt, wenn man diese Temperatur bis zu derjenigen des Kesselampfes abgekühlt annimmt, wo dann die Heizfläche eines Nichtstrom-Apparates unendlich gross werden müsste, während die eines Gegenströmers noch immer mit mässiger Ausdehnung genügen würde. Bei Schlumberger nun, wie man bei Betrachtung von Tabelle XVII. bemerken wird, sank diese Temperatur bis auf 200, ja sogar bis auf 136 Grad, war also im letzten Falle geringer als die des Dampfes. Aus diesem Grunde fiel bei einem Versuchsdatum der Werth für  $w$  sogar imaginär, also mehr als unendlich gross aus, und daher muss schon hieraus geschlossen



werden, dass die übrigen Werthe höher von der Rechnung geliefert sind, als sie in Wirklichkeit sich herausstellen.

Wie am betreffenden Orte auseinandergesetzt wurde, kam bei Berechnung des Wärmeüberführungs-Coëfficienten nicht die Formel für Gegenstrom-, sondern die für Nichtstrom-Apparate in Anwendung, weil die Dampfkessel weder der einen, noch der andern Kategorie zugeordnet werden können, vielmehr eine Combination von beiden sind, und die Formel für Nichtstrom-Apparate sich bequemer behandeln lässt. In der That fallen auch die Ergebnisse bei denjenigen Apparaten, welche die Verbrennungsproducte mit nicht zu niedriger Temperatur  $T_1$  entströmen lassen, nicht sehr ungenau aus, und weichen nur beim Schlumberger'schen Kessel bedeutender, wenngleich ebenfalls nicht sehr erheblich, von der Wirklichkeit ab.

Um nun für diesen letzten Kessel richtigere Werthe zu erhalten, berechne ich jetzt den Coëfficienten  $w$  unter der Annahme, dass derselbe ganz und gar Gegenstrom-Apparat sei, und nehme aus den sich ergebenden Resultaten und den früheren das arithmetische Mittel.

Bei dieser Berechnung gelangt im Hinblick auf die bereits gewonnenen Rechnungsergebnisse am zweckmässigsten die in der allg. Th. d. F. auf Seite 104 angegebene Formel 121 zur Anwendung, indem sich dieselbe mit Einführung der bereits auf Seite 124 vorliegender Schrift benutzten Bezeichnungen und unter Beachtung, dass auch hier

$$\eta_1 k (1 - \omega) (1 - \eta) - n A \sigma t_0 = n A \sigma (T_1 - t_0)$$

ist, schreibt:

$$w = \frac{1,3 \mathfrak{B} \cdot M' \cdot 0,25}{F \cdot 12} \cdot \frac{1}{1 - \frac{1,3 \cdot \mathfrak{B} \cdot 0,25}{\left(\frac{a}{M}\right)}} \times$$

$$\left\{ \ln [\eta_1 7140 (1 - \omega) - \frac{1,3}{4} \mathfrak{B} t_1] - \ln \frac{1,3}{4} \mathfrak{B} (T_1 - t_0) \right\}$$

Setzt man hierin die bei der früheren Bestimmung von  $w$  bereits erhaltenen Werthe, nimmt die übrigen, also  $\left(\frac{a}{M}\right)$  und  $t_0$  aus Tabelle XVII. und beachtet die auf Seite 153 vorgenommenen Reductionen der Heizfläche, so ergibt sich:



# Schlumberger.

(Mittelwerth.)

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,806 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 10,37 \cdot 151] = 8,567 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 10,37 (176 - 24,7) = 6,23 \\ \hline = 2,337 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,806 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 10,37 \cdot 151] = 7,77 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 10,37 (176 - 24,7) = 6,23 \\ \hline 1,54 \end{array} \right.$$

$$\log 10,37 = 1,0157788$$

$$\log 1602 = 3,2046625$$

$$\hline 4,2204413$$

$$- \log 2542 = 3,4051755$$

$$\hline 0,8152658$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 2,337 = 0,3686587 \\ 1,1839245 \\ w = \frac{1}{1 - \frac{1,3 \cdot 0,25}{\left(\frac{a}{M}\right)}} \cdot 15,27 = 27,2 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 1,54 = 0,1875207 \\ 1,0027865 \\ w = \frac{1}{1 - \frac{1,3 \cdot 0,25}{\left(\frac{a}{M}\right)}} \cdot 10,06 = 18. \end{array} \right.$$



Höchste Temperatur  $T_1$ 

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,800 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 9,74 \cdot 151] = 8,560 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 9,74 (200 - 31,2) = 6,273 \\ \hline 2,287 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,800 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 9,74 \cdot 151] = 7,775 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 9,74 (200 - 31,2) = 6,273 \\ \hline = 1,502 \end{array} \right.$$

$$\log 9,74 = 0,9885590$$

$$\log 1600 = 3,2041200$$


---


$$4,1926790$$

$$- \log 2542 = 3,4051755$$


---


$$0,7874935$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 2,287 = 0,3592662 \\ 1,1467597 \\ w = \frac{1}{1 - \frac{1,3 \cdot 9,74}{4 \cdot 7,54}} \cdot 14,02 = 24,1 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 1,502 = 0,1766699 \\ 0,9641634 \\ w = \frac{1}{1 - \frac{1,3 \cdot 9,74}{4 \cdot 7,54}} \cdot 9,21 = 15,8 \end{array} \right.$$

Niedrigste Temperatur  $T_1$ 

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,782 \cdot 7140 - \frac{1,3}{4} \cdot 10,76 \cdot 150] = 8,515 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 10,76 (136 - 4) = 6,118 \\ \hline 2,397 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln [0,782 \cdot 7140 \cdot \frac{1}{2} - \frac{1,3}{4} \cdot 10,76 \cdot 150] = 7,712 \\ \ln \frac{1,3}{4} \cdot 10,76 (136 - 4) = 6,118 \\ \hline 1,594 \end{array} \right.$$



$$\log 10,76 = 1,0318123$$

$$\log 1494 = 3,1743506$$

$$4,2061629$$

$$- \log 2542 = 3,4051755$$

$$0,8009874$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 2,397 = 0,3796680 \\ \phantom{\log 2,397 = } 1,1806554 \\ w = \frac{1}{1 - \frac{1,3 \cdot 10,76}{4 \cdot 7,60}} \cdot 15,16 = 28,0 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 1,594 = 0,2024883 \\ \phantom{\log 1,594 = } 1,0034757 \\ w = \frac{1}{1 - \frac{1,3 \cdot 10,76}{4 \cdot 7,60}} \cdot 10,08 = 18,6. \end{array} \right.$$

Mit Berücksichtigung, dass die wahrscheinlich stattgefundene ausgestrahlte Wärmemenge durch  $\omega = \frac{1}{3}$  sich berechnet (siehe Seite 114), erhält man also:

| $\omega = 0$ | $\omega = \frac{1}{2}$ | $\omega = \frac{1}{3}$ |
|--------------|------------------------|------------------------|
| 27,2         | 18                     | 21                     |
| 24,1         | 15,8                   | 18,5                   |
| 28           | 18,6                   | 22                     |

und nimmt man zwischen diesen und den in Tabelle XXIII. aufgeführten Werthen die arithmetischen Mittel, so würden die am wahrscheinlichsten stattgehabten Werthe;

| $\omega = 0$ | $\omega = \frac{1}{2}$ | $\omega = \frac{1}{3}$ |
|--------------|------------------------|------------------------|
| 27,3         | 20                     | 22,5                   |
| 22,5         | 16                     | 18,5                   |
| 28           | 18,6                   | 22.                    |

Bei Betrachtung der ersten Columnne von Tabelle XVII. sollte man meinen, dass eine ähnliche Reduction, wie mit den Schlumberger'schen, auch mit den Prouvost'schen Ziffern vorgenommen werden müsste. Allein die Zeichnung des letzten Apparates weist



aus, dass derselbe nicht als Gegenströmer gewirkt hat, weil das Speisewasser nicht an dem Orte eingeführt wurde, wo es, um dem Apparat die Eigenthümlichkeit und Wirkungsweise eines Gegenströmers zu ertheilen, hätte eingeführt werden müssen. Dieser Ort befindet sich am Endpunkte *P* des Röhrenkessels, weil alsdann, wenigstens angenähert, eine Bewegung des Speisewassers nach entgegengesetzter Richtung derjenigen des Rauches stattgefunden haben würde; statt dessen mündet das Speiserohr im kleinen Vorwärmer *G* und führt das Wasser von hieraus erst in den vorderen Theil des Röhrenkessels. Es ist anzunehmen, dass der Prouvost'sche Apparat aus diesem Grunde trotz seiner grossen Heizfläche einen so mittelmässigen Effect geliefert hat, und hieraus zu erkennen, wie oft eine anscheinend gleichgültige Aenderung in der Construction und Anordnung der Apparate von sehr ungünstigem Erfolge sein kann.

Wenn übrigens der Wärmeüberführungs - Coëfficient beim Schlumberger'schen Apparat mit der zweiten Rechnung nicht viel anders, als mit der ersten ausgefallen ist, so darf man daraus nicht schliessen, dass der Apparat als Nichtströmer fast ebenso gut, wie als Gegenströmer gewirkt haben würde, sondern muss bedenken, dass, wenn er wirklich als Nichtströmer thätig gewesen wäre, die Verbrennungsproducte nicht so stark sich abgekühlt und demnach nicht so viel Wärme abgeliefert hätten, als sie es in Wahrheit gethan haben.

Mit Berücksichtigung der vorgenommenen Reductionen entsteht nun folgende nach der Grösse des Wärmeüberführungs - Coëfficienten geordnete Tabelle:

### Tabelle XXIV.

| Bezeichnung<br>der Apparate | w    | $\frac{T_0 + T_1}{2}$ | $\frac{n \text{ A M}}{q_1}$ | 3600 $\gamma_0 \cdot v$ |
|-----------------------------|------|-----------------------|-----------------------------|-------------------------|
| Mol.                        | 27   | 520                   | 13520                       | 39208                   |
| „                           | 26   | 508                   | 12783                       | 36546                   |
| „                           | 26   | 620                   | 10320                       | 33746                   |
| Schl.                       | 22,5 | 428                   | 3600                        | 9252                    |
| „                           | 22   | 550                   | 5220                        | 15660                   |



| Bezeichnung<br>der Apparate | $w$   | $\frac{T_0 + T_1}{2}$ | $\frac{nAM}{q_4}$ | $3600 \gamma_0 \cdot v$ |
|-----------------------------|-------|-----------------------|-------------------|-------------------------|
| Schl.                       | 22    | —                     | 3480              | —                       |
| D. II.                      | 22    | 890                   | 5580              | 23880                   |
| „                           | 20,5  | 780                   | 5606              | 21639                   |
| „                           | 20    | 760                   | 5256              | 19867                   |
| Schl.                       | 20    | 610                   | 5400              | 17342                   |
| { Pr.                       | 20    | 450                   | 5612              | 14872                   |
| { „                         | 19,5  | 440                   | 6445              | 16757                   |
| { „                         | 19    | 450                   | 5580              | 14787                   |
| Schl.                       | 19    | 640                   | 5340              | 17835                   |
| „                           | 18,5  | 590                   | 3560              | 11249                   |
| Fl.                         | 17    | 702                   | 1635              | 5838                    |
| D. I.                       | 17    | 810                   | 2278              | 8143                    |
| „                           | 16,5  | 882                   | 2280              | 9644                    |
| Fl.                         | 16,5  | 640                   | 1633              | 5434                    |
| D. I.                       | 15,5  | 1036                  | 2134              | 10243                   |
| Fl.                         | 15,5  | 750                   | 1570              | 5887                    |
| „                           | 14    | 790                   | 1348              | 5257                    |
| „                           | 13    | 920                   | 1296              | 5886                    |
| „                           | 12,5  | 800                   | 1347              | 5264                    |
| { Z                         | 10,14 | 570                   | 2300              | 6950                    |
| { „                         | 8,40  | 770                   | 2320              | 8720                    |
| { „                         | 8,15  | 690                   | 1940              | 6854                    |

Zufolge der auf den letzten Seiten angestellten Erörterungen müssen die Ziffern dieser letzten Tabelle gegenüber denen der früheren Tabellen als die richtigsten Werthe für den Wärmeüberführungs-Coëfficienten  $w$  angesehen werden; wenn daher eine gesetzmässige Beziehung zwischen  $w$  und den übrigen Tabellenwerthen existirt, so sind sie es, aus welchen man dieselbe ableiten muss.

Bei Betrachtung der Tabelle zeigt sich nun, dass, wie auch bereits früher gefunden wurde, der in Rede stehende Coëfficient im Allgemeinen mit  $\frac{nAM}{q_4}$  und mit  $3600 \gamma_0 \cdot v$  wächst; ob mit der ersten Grösse gesetzmässiger, als mit der zweiten, lässt sich mit Sicherheit nicht entscheiden, scheint aber bei genauerem Ver-



gleich der Ziffern am meisten glaubhaft. Lassen wir daher die letzte Verticalcolumnne vorläufig aus der Untersuchung, und nehmen an, dass  $w$  mit einer Zunahme von  $\frac{nAM}{q_4}$  wenigstens innerhalb der hier vorkommenden Grenzen beständig grösser werde, so ist, wie auch schon früher angeführt wurde, zu vermuthen, dass  $w$  mit dem absoluten Werthe von  $\frac{T_0 + T_1}{2}$  nicht variiert, sondern für alle Temperaturdifferenzen, sowohl für  $(T_0 - t_1)$ , als für  $(T_1 - t_0)$  constant bleibt. Demnach braucht auch die zweite Verticalcolumnne bei der weiteren Betrachtung nicht mehr berücksichtigt, sondern nur untersucht zu werden, welche gesetzmässige Beziehung zwischen den Ziffern von  $w$  und denen von  $\frac{nAM}{q_4}$  besteht.

Trägt man zu diesem Zwecke die Werthe von  $\frac{nAM}{q_4}$  als Abscissen, und diejenigen von  $w$  als Ordinaten in einem rechtwinkligen Coordinatensysteme auf und verbindet die Endpunkte der Ordinaten durch eine Curve, so erkennt man, dass sich diese Curve am meisten einer cubischen Parabel anschliesst und demnach eine Gleichung von der Form:

$$w = p \sqrt[3]{\frac{nAM}{q_4}}$$

hat. Die einzigen bedeutendern Unregelmässigkeiten im Laufe dieser Curve rühren von dem Schlumberger'schen Apparate her. Daher habe ich diesen Apparat auf's Neue wiederholt in's Auge gefasst, aber weder aus der Construction desselben noch aus anderen Umständen jene Anomalieen erklären können.

Dagegen glaube ich annehmen zu dürfen, dass die bei den beiden Dollfus'schen Kesseln auftretenden Abweichungen recht wohl in der Unbestimmtheit der Annahme Begründung finden, welche bezüglich der Grösse des unwirksamen Theiles der Heizfläche gestellt wurden.

Die für Prouvost und Zambaux berechneten Ziffern sind deshalb eingeklammert und bei Bestimmung obiger Formel ausge-



geschlossen worden, weil jene Apparate nicht wie die anderen aus Eisenblech, sondern, der erste wenigstens theilweise, aus Messing hergestellt waren. Dabei könnte auffällig sein, dass die Wärmeüberführungs-Coëfficienten für diese messingenen Apparate kleiner ausgefallen sind, als die für die eisernen, während man doch weiss, dass das Messing ein besserer Wärmeleiter als das Eisen ist. Allein man würde alsdann in den Irrthum verfallen, dem man noch häufig bei Empirikern begegnet und welcher in der unrichtigen Ansicht begründet ist, die von der Heizfläche übergeführte Wärmemenge hänge allein von der Leitungs- und nicht gleichzeitig von der Wärmeaufnahme- und Abgabefähigkeit des Materials ab. Es ist aber bereits mehrfach und auch in der allg. Th. d. F. dargethan worden, dass der von den Verbrennungsproducten durch die Heizfläche in den zu erwärmenden Körper übergehenden Wärme drei Widerstände sich entgegenstellen, nämlich der durch die Wärmeaufnahmefähigkeit der einen Oberfläche, der durch die Leitungsfähigkeit des Materials und der durch die Wärmeabgabefähigkeit der anderen Oberfläche bedingte. Sind nun der erste und letzte dieser Widerstände relativ viel bedeutender als der zweite, so beherrschen sie vorzugsweise die Quantität der übertretenden Wärmemenge und ertheilen demjenigen Material den grösseren Wärmeüberführungs-Coëfficienten, bei welchem sie gering sind, selbst wenn das andere eine bedeutendere Leitungsfähigkeit hat. Diese Umstände vereinigen sich nun beim Messing und Eisen. Die Leitungsfähigkeit des ersteren ist allerdings nach Péclet = 69, während die des letzten nur 28 beträgt, aber die Wärmeab- und Aufnahmefähigkeit des erstern stellt sich nicht grösser, als 3,2 heraus, während die des letzten bis auf 6,4 anwächst. Führt man diese Zahlen, welche die pro  $\square$  Meter Oberfläche, pro Meter Metalldicke und pro Stunde geleiteten respective abgegebenen Wärmemengen in Calorieen bezeichnen, in die von Péclet aufgestellte und auch in d. allg. Th. d. F. auf Seite 75 abgeleitete Formel für den Wärmeüberführungs-Coëfficienten, nämlich:

$$w = \frac{1}{\frac{2}{k_3} + \frac{\delta}{k_2}} \text{ Calorieen pro Stunde}$$



ein, indem man die Wanddicke  $\delta$  der hier in Betracht kommenden Röhren  $= 0,003$  M. setzt, so ergibt sich in der That:

$$\text{für Messing . . } w = \frac{1}{\frac{2}{3,2} + \frac{0,003}{69}} = 1,6$$

$$\text{für Eisenblech . } w = \frac{1}{\frac{2}{6,4} + \frac{0,003}{28}} = 3,1,$$

also der letzte Coëfficient fast doppelt so gross, als der erste.

Gleichzeitig sieht man indessen aus dieser Berechnung, dass wenn auch die relativen Verhältnisse der Leitungs- und Wärmeübertragungsfähigkeiten richtig bestimmt sind, doch die absoluten Werthe derselben mit den hier gefundenen Werthen nicht passen, und daher, wie auch in der allg. Th. d. F. specieller auseinandergesetzt wurde, zum mindesten auf derartige Fälle, wie sie hier vorliegen, nicht angewendet werden können. Dass diese Péclet'schen Werthe so sehr viel kleiner, fast 10 Mal, und mindestens 4 Mal so klein sind, als die von uns aus den Experimenten abgeleiteten, ist um so auffälliger, als jene unter der Voraussetzung bestimmt wurden, dass reine Heizflächen vorhanden seien, während bei den hier untersuchten Kesselflächen das Eisenblech jedenfalls mit Kesselstein, wenn auch nur in geringem Maasse, bedeckt war und dadurch der Wärmeübertragungs-Coëfficient sehr bedeutend kleiner wird.

Man könnte hierdurch fast auf die Vermuthung kommen, diese Widersprüche liessen sich, abgesehen von den Ungenauigkeiten, welche den Péclet'schen Experimenten anhaften und auf welche ich in der allg. Th. d. F. aufmerksam gemacht habe, dadurch erklären, dass bei den Péclet'schen Versuchsapparaten die Luft ausserordentlich langsam vor dem sich abkühlenden Gefässe vorüberströmte, dass also der Quotient  $\frac{nAM}{q_4}$  ausserordentlich

klein war, wodurch dann der Wärmeübertragungs-Coëfficient nach obiger Formel (Seite 166) fast  $= p$ , also, wie später berechnet ist, fast  $= 1,2$  wird. Allein dann müsste man annehmen, dass der Vorgang, welcher beim Uebertritt der Wärme aus dem in einem Gefässe befindlichen Wasser in die dasselbe umgebende



Luft erscheint, mit demjenigen identisch wäre, welcher umgekehrt beim Uebergange der Wärme aus der das Gefäss umgebenden heissen Luft in das innerhalb befindliche kalte Wasser sich bildet; und diese Annahme wäre im Hinblick auf die Veränderlichkeit von  $w$  mit  $\frac{n A M}{q_4}$  etwas gewagt.

Um nun die auf den Parameter der cubischen Parabel sich beziehende Constante  $p$  der Formel

$$w = p \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$$

zu bestimmen, braucht man nur die beobachteten Quotienten

$$\sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}} : w$$

für sämtliche Versuche zu berechnen und darauf die Methode der kleinsten Quadrate anzuwenden, oder genügend genau aus ihnen das arithmetische Mittel zu nehmen.

Auf diese Weise habe ich

$$p = 1,24$$

gefunden, setze aber dafür, weil die sehr stark abweichenden Ziffern des Schlumberger'schen Apparates es sehr vergrößert haben und weil es für die Fälle, in denen ein Apparat construirt werden soll, den Erfolg sicherer stellt, den kleineren und gleichzeitig für die Rechnung bequemerem Werth 1,2, so dass alsdann

$$w = 1,2 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$$

wird.

Hält man die wenigen mit dem Zambaux'schen Apparate angestellten Versuche zur Unterlage für die Bestimmung eines ähnlichen auf messingene Heizflächen sich beziehenden Werthes für genügend, so muss man

$$w' = 0,6 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$$



setzen, da aus den Ziffern der letzten Tabelle  $p = 0,69$  sich berechnet und nun noch zu berücksichtigen ist, dass der obere Theil der Zambaux'schen Röhren, was vorläufig vernachlässigt wurde, ebenfalls Wärme übergeführt hat und hierdurch  $p$  etwas kleiner ausfällt, als die Berechnung ergibt.

Die Ziffern des Prouvost'schen Kessels können mit denen des Zambaux'schen nicht vereinigt werden, weil derselbe nur zum Theil aus Messing und zum übrigen aus Eisenblech besteht. In- dessen findet sich für denselben allein

$$w'' = 1,07 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$$

also, wie zu erwarten war, ein Werth, der zwischen den beiden andern liegt.

Um zu zeigen, welchen Annäherungsgrad an die Wirklichkeit diese Formeln gewähren, ist mit denselben und den experimentellen Werthen für  $\frac{n A M}{q_4}$  nachstehende Tabelle berechnet und durch Beisetzung der oben, aus der Beobachtung gefundenen Werthe vervollständigt worden:

## Tabelle XXV.

| Bezeichnung<br>der<br>Apparate. | W               |                 | Bezeichnung<br>der<br>Apparate. | W                |                 | Bezeichnung der<br>Apparate. | W                |                 |
|---------------------------------|-----------------|-----------------|---------------------------------|------------------|-----------------|------------------------------|------------------|-----------------|
|                                 | Beob-<br>achtet | Berech-<br>net. |                                 | Beob-<br>achtet. | Berech-<br>net. |                              | Beob-<br>achtet. | Berech-<br>net. |
| Mol.                            | 27              | 28,6            | Schl.                           | 20               | 21              | Fl.                          | 16,5             | 14,1            |
| Mol.                            | 26              | 27,6            | Pr.                             | 20               | 19              | Dol. I.                      | 15,5             | 15,4            |
| Mol.                            | 26              | 26,0            | „                               | 19,5             | 19,9            | Fl.                          | 15,5             | 13,9            |
| Schl.                           | 22,5            | 18,4            | „                               | 19               | 18,9            | „                            | 14               | 13,3            |
| Schl.                           | 22              | 20,8            | Schl.                           | 19               | 20,9            | „                            | 13               | 13,1            |
| Schl.                           | 22              | 18,2            | „                               | 18,5             | 18,3            | „                            | 12,5             | 13,2            |
| Dol. II.                        | 22              | 21,3            | Fl.                             | 17               | 14,1            | Zam.                         | 10,14            | 9,27            |
| „                               | 20,5            | 21,4            | Dol. I.                         | 17               | 15,8            | „                            | 8,40             | 9,27            |
| „                               | 20              | 20,8            | „                               | 16,5             | 15,8            | „                            | 8,15             | 8,7             |

Man sieht hieraus, wie genau die Berechnung mit der Beobachtung übereinstimmt, zumal wenn man bedenkt, dass, abgesehen



von wahrscheinlichen Beobachtungsfehlern, auch noch die approximative Annahme der Zahl  $\omega$ , also der Quantität von ausgestrahlter Wärme, den Ziffern  $w$  Unregelmässigkeiten ertheilt, welche in Wirklichkeit nicht vorhanden sind. Trotzdem aber wird man nicht bis zu der Behauptung sich erheben dürfen, dass in dieser Formel ein wahrhaftes Gesetz sich ausspreche, dass also der Wärmeüberführungs-Coëfficient erstens allein mit dem Quo-

tienten  $\frac{n A M}{q_4}$  und zweitens unter allen Umständen und über

jede beliebige Grenze hinaus mit der cubischen Wurzel aus diesem Quotienten veränderlich sei; denn in Bezug auf den letzten Punkt kann man nicht vermuthen, dass mit einem fortwährenden

Wachsthum von  $\frac{n A M}{q_4}$ , also mit einer beständigen Abnahme

von  $q_4$ , auch ein fortwährendes Wachsthum des Coëfficienten  $w$  im cubischen Wurzelverhältnisse verknüpft sei, weil sonst  $w$  zu übermässig gross unter Umständen ausfallen würde; und in Bezug auf den ersten Punkt muss man, selbst wenn eine Variation mit der Temperatur wirklich nicht stattfinden sollte, doch annehmen, dass noch die grössere oder geringere Entfernung der Canalwände von der Heizfläche mit den hier berücksichtigten Grössen in irgend welche Concurrenz trete, weil sie die von den Canalwänden zurückgestrahlte Wärmemenge im quadratischen Verhältnisse ihres Betrages abschwächt.

Diese Entfernung wird grösser, wenn die pro Stunde verbrauchte Brennmaterialmenge vergrössert wird und der Durchmesser des Kessels, wie der Quotient  $\frac{n A M}{q_4}$  constant bleiben

soll; sie wird z. B. doppelt so gross für einen Kessel, der doppelt so viel Brennmaterial als ein anderer consumiren muss und der denselben Durchmesser und dasselbe Canalverhältniss  $\frac{n A M}{q_4}$

als dieser andere hat.

Spricht nun aber auch die Formel für den Wärmeüberführungs-Coëfficienten kein physikalisches Gesetz aus, so kann sie doch bei den in der Praxis erscheinenden Fällen als hinreichend genaue Werthe liefernd jedesmal in Anwendung gebracht werden. Sehr wünschenswerth wäre es, wenn so genaue Ex-



perimente und Beobachtungen, wie sie unsern Untersuchungen hier vorliegen, am besten auch noch bei gleichzeitiger Ermittelung der strahlenden Wärme, zu noch schärferer und in weiteren Grenzen ausgedehnter Bestimmung der Constanten  $p$  fernerhin angestellt würden.

Bis dahin möchte ich für die Fälle, in denen ein neuer Apparat berechnet werden soll, diese Constante  $= 1$  anzunehmen rathen, und zwar erstens, weil alsdann der Wärmeüberführungs-Coëfficient jedes Mal etwas kleiner ausfällt, als er sich in Wirklichkeit herausstellt, wodurch der beabsichtigte Erfolg gesicherter wird, und zweitens, weil mit dieser Annahme ohne erhebliche Beeinträchtigung der Genauigkeit, welche wegen grösserer oder geringerer Russablagerung und überhaupt wechselnder Ordnungsmässigkeit der Feuerungsanlage ohnehin innerhalb gewisser Grenzen schwanken wird, die Rechnung gleichzeitig sich vereinfacht.

Als Zeugniß für die Richtigkeit unserer Formel kann auch noch die sehr gute Uebereinstimmung derselben mit den aus den Brix'schen Versuchen sich ergebenden, wahrscheinlichen Werthen angesehen werden. Diese in Berlin angestellten und unter dem Titel „Untersuchungen über die Heizkraft der wichtigeren Brennstoffe des preussischen Staates“ veröffentlichten Versuche hatte ich in der allg. Th. d. F. zur Prüfung der in dieser Schrift aufgestellten Zugwirkungs-Theorie benutzt, und dabei ausserordentlich befriedigendes Zusammenstimmen von Calcul und Beobachtung gefunden. Bei dieser Prüfung musste ich den Coëfficienten  $w$ , da er aus den Versuchen wegen mangelnder Beobachtungselemente nicht ermittelt werden konnte, annehmen, und setzte ihn  $= 23$ , weil Redtenbacher auf Grund von mehrfachen vergleichenden Rechnungen ihm diesen Werth als den wahrscheinlich richtigsten ertheilt.

Berechnet man nun diesen Coëfficienten mit unserer Formel und zwar mit der genauesten:

$$w = 1,24 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$$

so ergibt sich folgender Werth.



Das Canalsystem bei dem Brix'schen Versuchskessel besteht aus drei verschieden weiten Canälen; der erste hat einen Querschnitt von 0,28 Quadratmetern, der zweite einen Querschnitt von 0,09 Quadratmetern, und der dritte einen Querschnitt von 0,177 Quadratmetern. Die Heizflächen, an welchen diese Canäle hinführen, sind respective 7, 15 und 12 Quadratmeter. Daher ergibt sich nach der auf Seite 150 befolgten Methode ein mittlerer Canalquerschnitt von

$$q_4 = \frac{1}{34} [0,28 \cdot 7 + 0,09 \cdot 15 + 0,177 \cdot 12] = 0,16 \text{ □ M.}$$

Das beobachtete, durch die Canäle strömende Luftquantum  $nAM$  betrug 987 Kilogr. und daher ergibt sich:

$$w = 1,24 \sqrt[3]{\frac{987}{0,16}} = 22,74,$$

also ein Werth, der nicht wohl genauer mit dem in jenen Rechnungen angenommenen ( $w = 23$ ) und zu so überzeugenden Ergebnissen führenden übereinstimmen kann.

Da nun unsere Formel aussagt, dass der Werth von  $w$  je nach Constructionsverhältnissen einer Feuerungsanlage innerhalb sehr weiter Grenzen variirt, so muss ich es im Hinblick auf die in der allg. Th. d. F. angestellten Untersuchungen als einen glücklichen Zufall ansehen, dass der Brix'sche Versuchsapparat gerade solche Dimensionen hatte, wie sie dem Werthe  $w = 23$  entsprechen; denn ich glaubte damals nicht, dass  $w$  für verschieden construirte Dampfkesselanlagen sehr verschieden ausfallen würde, und war zu dieser Annahme berechtigt, weil die Praxis, d. h. die im groben Ganzen operirende Beobachtung in derartigem Sinne sich ausspricht, und genauere Experimente mir noch nicht zu Händen gekommen waren.

Es sagen nämlich empirische Regeln aus, dass ein guter Erfolg erreicht würde, wenn man den Querschnitt der Canäle so gross als den der freien Rostfläche und diesen für Steinkohlen  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{3}$ , für Holz  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{4}$  von der ganzen Oberfläche  $R$  des Rostes herstellte. Diese Oberfläche aber wird nach der Brennmaterialmenge  $m$  bestimmt, welche man pro Quadratmeter und pro Stunde mit gutem Erfolge verbrennen kann, und diese Menge



variirt für Steinkohle innerhalb der weiten Grenzen von 20 bis 150 Kilogr., für Holz von 60 bis 450 Kilogr. Auf den Rosten der in Bezug auf Leistung rühmlichst bekannten Cornwallis'schen Kessel wurden nach Wicksteed's Versuchen sogar nur 12 Kilogr. Steinkohlen pro Quadratmeter Oberfläche und pro Stunde verbrannt.

Hiernach berechnet sich nun das Verhältniss der Canalweite zu dem durchströmenden Gasquantum zu:

für Steinkohlen:

$$\frac{n A M}{q} = \frac{n A M}{\frac{1}{3} R} \text{ bis } \frac{n A M}{\frac{1}{4} R} = 3 n A m \text{ bis } 4 n A m$$

für Holz:

$$\frac{n A M}{q} = \frac{n A M}{\frac{1}{4} R} \text{ bis } \frac{n A M}{\frac{1}{7} R} = 4 n A m \text{ bis } 7 n A m,$$

also nach Einführung der obigen Werthe für  $m$  und einer pro Kilogr. Brennmaterial erforderlichen Luftmenge  $n A$ , für Holz  $= 8$ , für Steinkohlen  $= 20$ :

$$\frac{n A M}{q} = 1200 \text{ bis } 25000.$$

Wenn daher die Praxis behauptet, dass bei Befolgung der genannten empirischen Regeln, also trotz dieser ausserordentlich wechselnden Verhältnisse zwischen Canalquerschnitt und durchströmendem Gasquantum immer günstige Resultate erzielt seien, so musste man annehmen, dass die Weite des Querschnittes keinen erheblichen Einfluss auf den Wärmeüberführungs-Coëfficienten haben könne, wenn man auch, wie ich es in der allg. Th. d. F. aussprach, gestützt auf theoretische Betrachtungen zuliess, dass geringe, von der empirischen Beobachtung übersehene Variationen sich geltend machen würden.

Aus unserer Formel, also aus dem Resultate einer schärferen Beobachtung geht nun hervor, dass bei Befolgung jener empirischen Regeln der Wärmeüberführungs-Coëfficient innerhalb der Grenzen



$$w = \sqrt[3]{1200} \text{ bis } \sqrt[3]{25000} = 13 \text{ bis } 36$$

schwanken, also in dem einen äussersten Falle fast 3 Mal so gross sich herausstellen würde, als im andern, und daher muss jene Formel als ein sehr wichtiges Ergebniss betrachtet werden.



## II.

Als die vorstehenden Berechnungen fast beendet waren, wurde mir von der *Société industrielle de Mulhouse* ein Auszug aus ihren Bulletins zugeschickt, in welchem sich die Resultate von neuen und zwar mit ein und demselben Dampfkessel angestellten Versuchen vorfinden. Diese Versuche wurden zu dem besondern Zwecke unternommen, um Heizer, für welche von der genannten Gesellschaft eine Concurrenz angeordnet war, auf Geschicklichkeit und Leistungsfähigkeit zu prüfen, gleichzeitig aber auch, um neues Material zu empirischen Unterlagen für die Construction und Behandlung der Feuerungen zu liefern.

Da sie besonders aus diesem letzten Grunde mit derselben Umsicht und Sorgfalt angestellt wurden, wie die im ersten Theile dieser Schrift berichteten, so gewähren sie vortreffliche Ausbeute für Erweiterung und Vermehrung unserer bis jetzt gewonnenen theoretisch-praktischen Resultate und empfehlen sich zu fortgesetzten Untersuchungen um so mehr, als sie wegen Identität ihrer Organisation mit den früheren die erforderlichen Rechnungen sehr vereinfachen, und als sie an einem Apparate erhoben wurden, welcher unter die Zahl der bereits behandelten gehört.

Dieser Apparat ist der Dampfkessel von Dollfus-Mieg et Co. in Mühlhausen, welchen wir zur Unterscheidung von einem andern desselben Besitzers mit Nr. I bezeichneten, und welcher also, auf Tafel IV. abgebildet, 27,25 Quadratmeter totale und

$$F = 24,82 \text{ Quadratmeter}$$

nutzbare Heizfläche, wie 1,32 Quadratmeter Rostfläche hat, ausserdem auch noch mit derselben Brennmaterialsorte, also mit Ronchamp-Steinkohle von



$$k = 7140 \text{ Calorieen}$$

Heizkraft und 7,637 Cubikmeter, oder

$$A = 9,928 \text{ Kilogr.}$$

theoretischer Verbrennungs-Luftmenge functionirte.

Die bei den Versuchen erhobenen Resultate haben die Herren Berichterstatter in einer Tabelle zusammengestellt, welche nachstehend mitgetheilt ist:

**Tabelle XXVI.**

| Num-<br>mer der<br>Ver-<br>suchs-<br>reihe. | Total ver-<br>brannte<br>Steinkoh-<br>lenmenge<br>reducirt<br>auf 12 St. | Be-<br>triebs-<br>dauer<br>des<br>Kessels. | Mittlere<br>Dampf-<br>span-<br>nung. | Kohlen-<br>menge<br>pro<br>Charge. | ProKilogr.<br>Kohle ver-<br>dampfte<br>Wasser-<br>menge von<br>0 Grad. | Ver-<br>hält-<br>niss-<br>zahl. | ProKilogr.<br>Kohle ein-<br>geführte<br>Luft-<br>menge.<br>00 u. 0,76 <sup>m</sup> | Tempera-<br>tur des<br>Rauches<br>am Re-<br>gister. |
|---------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|--------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|
| 1                                           | 2                                                                        | 3                                          | 4                                    | 5                                  | 6                                                                      | 7                               | 8                                                                                  | 9                                                   |
|                                             | Kilogr.                                                                  | Stund.                                     | Atm.                                 | Kilogr.                            | Liter                                                                  |                                 | Cubikm.                                                                            | Centes-<br>Grad                                     |
| I.                                          | 1115                                                                     | 11,47                                      | 4,3                                  | 5,3                                | 7,51                                                                   | 100                             | 7,8                                                                                | 453                                                 |
| II.                                         | 1140                                                                     | 12,02                                      | 4,5                                  | 4,9                                | 7,50                                                                   | 99,8                            | 6,9                                                                                | 411                                                 |
| III.                                        | 1290                                                                     | 11,17                                      | 4,2                                  | 7,1                                | 7,08                                                                   | 94,2                            | 7,1                                                                                | 466                                                 |
| IV.                                         | 1358                                                                     | 12,02                                      | 4,3                                  | 9,5                                | 6,87                                                                   | 91,4                            | 8,4                                                                                | 484                                                 |
| V.                                          | 1809                                                                     | 11,17                                      | 4,3                                  | 8,2                                | 6,79                                                                   | 90,4                            | 10,4                                                                               | 490                                                 |
| VI.                                         | 1288                                                                     | 12,00                                      | 4,3                                  | 7,8                                | 6,76                                                                   | 90,0                            | 6,4                                                                                | 452                                                 |
| VII.                                        | 1345                                                                     | 11,48                                      | 4,0                                  | 10,0                               | 6,63                                                                   | 88,2                            | 8,5                                                                                | 459                                                 |
| VIII.                                       | 1321                                                                     | 12,20                                      | 4,0                                  | 7,0                                | 6,57                                                                   | 87,4                            | 9,3                                                                                | 462                                                 |

Jede Horizontalcolumnne dieser Tabelle giebt die Resultate eines andern Heizers an, von denen demnach acht concurrirten. Die Verticalcolumnnen sind nach den Leistungen der Heizer, also nach den von denselben erhaltenen Liefermengen geordnet, wie Columnen 6 und 7 ausweisen, von denen letztere die procentischen Leistungen der Heizer in Bezug auf diejenige des besten unter ihnen angiebt.

Indem nun die Zahlen dieser Tabelle in derselben Weise wie diejenigen der früheren Daten zu unsern Untersuchungen angewendet werden, ist es zweckmässig zu bequemerer Behandlung später folgender Rechnungen, ähnlich, wie auf Seite 105, folgende Zusammenstellung niederzuschreiben.



Tabelle XXVII.

| Nummer<br>der<br>Versuchs-<br>reihe. | $T_1$ | $t_1$ | $M$ | $\frac{a}{M}$ | $nA$  | $nA \sigma T_1$ | $nAM$ | $\frac{650}{a} \times \frac{M}{M}$ | $\eta_1 k$ | $\eta_1$ |
|--------------------------------------|-------|-------|-----|---------------|-------|-----------------|-------|------------------------------------|------------|----------|
|                                      | 1     | 2     | 3   | 4             | 5     | 6               | 7     | 8                                  | 9          | 10       |
| I.                                   | 453   | 148   | 93  | 7,51          | 10,14 | 1146            | 943   | 4882                               | 6208       | 0,870    |
| II.                                  | 411   | 149   | 95  | 7,50          | 8,97  | 822             | 852   | 4875                               | 5877       | 0,823    |
| III.                                 | 466   | 147   | 108 | 7,08          | 9,23  | 1075            | 997   | 4602                               | 5857       | 0,820    |
| IV.                                  | 484   | 148   | 113 | 6,87          | 10,92 | 1321            | 1420  | 4466                               | 5967       | 0,835    |
| V.                                   | 490   | 148   | 151 | 6,79          | 13,52 | 1655            | 2042  | 4414                               | 6249       | 0,875    |
| VI.                                  | 452   | 148   | 107 | 6,76          | 8,32  | 940             | 890   | 4394                               | 5534       | 0,775    |
| VII.                                 | 459   | 145   | 112 | 6,63          | 11,05 | 1270            | 1238  | 4310                               | 5760       | 0,807    |
| VIII.                                | 462   | 145   | 110 | 6,57          | 12,09 | 1396            | 1330  | 4270                               | 5846       | 0,819    |

Hierin haben die Bezeichnungen der Columnenköpfe dieselbe Bedeutung, wie bislang; die Ziffern der 2ten Columnne sind aus denen der 4ten vorhergehender Tabelle mit Hülfe der von Regnault ermittelten und durch viele Schriften genugsam verbreiteten Beziehungen zwischen Spannung und Temperatur gefunden, während die Ziffern von Columnne 9 mit der bereits auf Seite 105 benutzten Formel und der Annahme bestimmt wurden, dass der auf das Kilogr. Brennmaterial reducirte Verlust durch Abkühlung und durch anfängliches Anwärmen ebenso gross sei, als der für denselben Apparat auf Seite 96 und 103 berechnete, also

$$\frac{A + G}{M} = 180 \text{ Calorieen.}$$

Um zunächst aus den Wirkungsgraden  $\eta_1$  ähnliche Folgerungen, wie bei den früheren Untersuchungen zu ziehen, stelle ich folgende nach der Grösse dieser Wirkungsgrade geordnete Tabelle zusammen, indem ich die früher für denselben Kessel ermittelten Werthe, mit  $D$  bezeichnet, beifüge.



**Tabelle XXVIII.**

| Nummer<br>des<br>Versuchs. | $\eta_1$ | $n$   | $\frac{\eta_1}{n}$ | $m$  | Kohle<br>pro<br>Charge. |
|----------------------------|----------|-------|--------------------|------|-------------------------|
|                            | 1        | 2     | 3                  | 4    | 5                       |
| V.                         | 0,875    | 1,36  | 0,643              | 114  | 8,2                     |
| I.                         | 0,870    | 1,02  | 0,853              | 70,5 | 5,3                     |
| IV.                        | 0,835    | 1,10  | 0,759              | 85,6 | 9,5                     |
| II.                        | 0,823    | 0,904 | 0,898              | 72   | 4,9                     |
| III.                       | 0,820    | 0,93  | 0,881              | 81,8 | 7,1                     |
| VIII.                      | 0,819    | 1,21  | 0,677              | 83,3 | 7,0                     |
| D.                         | 0,809    | 1,12  | 0,72               | 80   | 9                       |
| VII.                       | 0,807    | 1,11  | 0,727              | 85,5 | 10,0                    |
| VI.                        | 0,775    | 0,84  | 0,923              | 81,6 | 7,8                     |

Würde der Wirkungsgrad  $\eta_1$ , würde also der Grad der vollkommenen Verbrennung unter allen Umständen mit einer Vermehrung der Verbrennungs-Luftmenge, also mit einem Wachstume des Coëfficienten  $n$  beständig zunehmen, so müssten die Ziffern der zweiten Columne in derselben Rangordnung erscheinen, wie die der ersten. In der That ist dies aber nur mit einigen der Fall und daher müssen auf die übrigen Wirkungsgrade noch andere Einflüsse als die Verbrennungs-Luftmengen eingewirkt haben. Da diese Einflüsse in der Construction des Herdes und in den Dimensionen des Rostes nicht gesucht werden können, indem bei allen hier betrachteten Versuchen derselbe Apparat unverändert beibehalten wurde, so braucht man nur die Art der Bedienung zu berücksichtigen, welche durch die Ziffern der beiden letzten Columnen, ausserdem aber auch noch durch die leider nicht ermittelte Dicke der Brennmaterialschicht und durch die ebenfalls nicht genau bestimmte Rückstandsmenge dargestellt wird.

Aus Mangel an diesen letzten beiden Grössen ist man nicht im Stande in Bezug auf die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Bedienungsweise weitere Schlüsse zu ziehen, nur scheint es, dass eine kleine Chargenmenge günstiger sei, als eine grössere.

Liest man die Betrachtungen nach, welche auf Seite 372 d. allg. Th. d. F. über den Einfluss des Quotienten  $\frac{\eta_1}{n}$  auf den öco-



nomischen Punkt angestellt wurden, so muss man annehmen, dass jener Quotient für die Versuchsreihe I am grössten hätte ausfallen und dass die übrigen Ziffern dieser Quotienten nach der Rangordnung der Versuchsreihen, also wie die Zahlen I, II, III etc., oder auch wie die Werthe für  $\frac{\alpha}{M}$  in fallender Progression aufeinander hätten folgen müssen. In der That aber erhält man die Rangordnung:

| $\frac{\eta_1}{n}$ | Nr.  | $\eta_1$ | $nA$  | $T_1$ |
|--------------------|------|----------|-------|-------|
| 0,923              | VI   | 0,775    | 8,32  | 459   |
| 0,898              | II   | 0,823    | 8,97  | 411   |
| 0,881              | III  | 0,820    | 9,23  | 466   |
| 0,853              | I    | 0,870    | 10,14 | 453   |
| 0,759              | IV   | 0,835    | 10,92 | 484   |
| 0,727              | VII  | 0,807    | 11,05 | 459   |
| 0,72               | D    | 0,809    | 11,15 | 441   |
| 0,677              | VIII | 0,819    | 12,09 | 462   |
| 0,643              | V    | 0,875    | 13,52 | 490   |

wonach beinahe die schlechteste Versuchsreihe, nämlich VI, die günstigsten Resultate hätte geliefert haben müssen. Diese Anomalieen können nun, wenn man an kleine Ungenauigkeiten in der Beobachtung nicht glauben will, nur durch eine Verschiedenheit im ordnungsmässigen Zustande der Heizfläche, also in verschieden starker Russ- und Kesselsteinablagerung oder dadurch erklärt werden, dass nicht, wie bei den hier angestellten Rechnungen vorausgesetzt wurde, die durch Abkühlung und anfängliches Anwärmen verlorene Wärmemenge für alle Versuchsreihen gleich gross war. Dass diese Erklärungen nichts Gewagtes oder Gesuchtes an sich tragen, sondern auf die wirklichen Erscheinungen sich stützen, erkennt man deutlicher durch einen Vergleich der Quotienten  $\frac{\eta_1}{n}$  oder der daraus berechneten Temperaturen  $T_0$  des Verbrennungsraumes mit den Luftmengen  $nA$  und den Temperaturen  $T_1$  der abziehenden Verbrennungsproducte. Die Temperaturen  $T_0$  nämlich sind, wie man aus der Gleichung

$$T_0 = \frac{\eta_1 k}{n A \sigma} (1 - \omega)$$



erkennt den Quotienten  $\frac{\eta_1}{n}$  direct proportional, so dass also die Reihenfolge der Quotienten letzterer Tabelle gleichzeitig auch die Rangordnung dieser Temperaturen angiebt. Vergleicht man nun z. B. die erste und zweite Horizontalcolumn der letzten Tabelle, so sollte man annehmen, dass, weil in der ersten die Temperatur  $T_0$  grösser und die Luftmenge kleiner als bei der zweiten ist, die Temperatur  $T_1$  in der ersten kleiner als in der zweiten hätte ausfallen müssen. Denselben Schluss muss man aus einem Vergleich der dritten mit der vierten und der sechsten mit der siebenten ziehen; und wenn daher die aufnotirten Werthe mit diesen Folgerungen nicht übereinstimmen, so ist kein anderer Grund dafür, als der, dass der Wärmeüberführungs-Coëfficient bei der ersten und den analogen Horizontalcolumnen kleiner, als bei der zweiten und den dieser analogen Horizontalcolumnen gewesen war, und dass daher eine stärkere Russ- oder Kesselsteinablagerung stattgefunden habe. Die Variationen des Wärmeüberführungs-Coëfficienten mit dem durch die Canäle strömenden Gasquantum sind nicht so bedeutend, als dass durch sie in Rede stehende Anomalieen erklärt werden könnten.

Die Temperaturen  $T_0$  berechnen sich je nach den Grössen von  $\omega$ , also je nach grösserer oder geringerer strahlender Wärmequantität, ebenso wie auf Seite 112, zu

### Tabelle XXIX.

|      | $\omega = 0$ | $\omega = \frac{1}{8}$ | $\omega = \frac{1}{4}$ | $\omega = \frac{1}{3}$ | $\omega = \frac{1}{2}$ |
|------|--------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| I    | 2453         | 2146                   | 1840                   | 1634                   | 1226                   |
| II   | 2583         | 2261                   | 1938                   | 1722                   | 1292                   |
| III  | 2534         | 2218                   | 1902                   | 1690                   | 1267                   |
| IV   | 2183         | 1910                   | 1638                   | 1454                   | 1092                   |
| V    | 1849         | 1617                   | 1386                   | 1232                   | 924                    |
| VI   | 2645         | 2316                   | 1984                   | 1764                   | 1322                   |
| VII  | 2091         | 1828                   | 1568                   | 1394                   | 1045                   |
| VIII | 2206         | 1930                   | 1654                   | 1472                   | 1103                   |

Hiernach kann man annehmen, dass bei den Versuchsreihen I, II, III und VI  $\omega = \frac{1}{2}$ , bei der Versuchsreihe V  $\omega = \frac{1}{3}$  und bei den übrigen  $\omega = \frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{2}$  gewesen ist.



Mit Anwendung dieser Werthe wird nun, ähnlich wie auf den Seiten 120 bis 175, der Wärmeüberführungs-Coëfficient  $w$  bestimmt und dabei gleichzeitig ermittelt, wie sich die Abhängigkeit dieses Coëfficienten von den dort bereits in Untersuchung gezogenen Grössen gestaltet.

Diese Grössen sind die mittlere Temperatur  $\frac{T_0 + T_1}{2}$  in den Feuercanälen, der Quotient  $\frac{nAM}{q_4}$  aus der durch die Canäle strömenden Gasmenge und dem Querschnitt dieser Canäle, und die Geschwindigkeit eben derselben Gasmenge. Erstere bestimmt sich hier einfach aus den Ziffern der letzten und denen der Tabelle XXVII. mit Beachtung der Werthe für  $\omega$ ; die zweite mit den Ziffern der Tabelle XXVII. und dem in Tabelle XXII. bereits aufnotirten Werthe

$$q_4 = 0,52 \text{ } \square \text{ Meter,}$$

und die dritte durch Anwendung der auf Seite 148 angegebenen Gleichung:

$$3600 \gamma_0 v = \frac{nAM}{q_4} \left( 1 + \alpha \frac{T_0 + T_1}{2} \right)$$

Da die Verbrennungs-Luftmengen dem Gewichte nach in Tabelle XXVII. bereits berechnet sind und auch die Brennmaterialmengen  $M$  auf die Stunde reducirt, wie die Producte  $\eta_1 k$  aus dieser Tabelle entnommen werden können, so vereinfacht sich das zur Berechnung von  $w$  aus der auf Seite 122 angeführten Gleichung:

$$w = \frac{nAM\sigma}{F} \ln \left\{ \frac{\eta_1 k (1 - \omega) - nA\sigma t_1}{nA\sigma (T_1 - t_1)} \right\}$$

abgeleitete Schema zu:

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln [\eta_1 k - nA\sigma t_1] = a \quad . \quad . \quad . \quad . \\ \ln nA\sigma (T_1 - t_1) = b \quad . \quad . \quad . \quad . \\ \hline \text{Differenz } (a - b) = . \quad . \quad . \quad . \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln [\eta_1 k \cdot \frac{1}{2} - nA\sigma t_1] = a' \quad . \quad . \quad . \quad . \\ \ln nA\sigma (T_1 - t_1) = b \quad . \quad . \quad . \quad . \\ \hline \text{Differenz } (a' - b) = . \quad . \quad . \quad . \end{array} \right.$$



$$\begin{aligned}\log n A M &= c \quad . \quad . \quad . \quad . \\ - \log F \cdot \frac{1}{\sigma} &= d \quad . \quad . \quad . \quad . \\ \hline \text{Differenz } (c - d) &= . \quad . \quad . \quad .\end{aligned}$$

$$\omega = 0 \quad \left\{ \begin{array}{l} \log(a-b) = . \quad . \quad . \quad . \quad . \\ \log(a-b) + (c-d) = . \quad . \quad . \quad . \quad . \\ \text{Numerus hiervon} = w = . \quad . \quad . \quad . \quad . \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \quad \left\{ \begin{array}{l} \log(a'-b) = . \quad . \quad . \quad . \quad . \\ \log(a'-b) + (c-d) = . \quad . \quad . \quad . \quad . \\ \text{Numerus hiervon} = w = . \quad . \quad . \quad . \quad . \end{array} \right.$$

Hierin bezieht sich, wie früher, die obere Reihe auf die Werthe von  $w$ , welche durch Annahme von  $\omega = 0$ , die untere Reihe auf diejenigen Werthe, welche durch Annahme von  $\omega = \frac{1}{2}$  entstehen. Die wahren Werthe von  $w$ , die innerhalb dieser beiden Grenzen liegen, werden alsdann mit Zugrundelegung der wahrscheinlichen Werthe für  $\omega$  nachher durch Schätzung bestimmt.

Wie schon auf Seite 158 angeführt wurde, ist die bei vorliegendem Apparate als nutzbar zur Geltung kommende Heizfläche  $= 24,82$  Quadratmeter, also  $\frac{F}{\sigma} = 99,28$ , und daher stellt sich die Berechnung in folgender Weise an:

### Dollfus-Mieg I.

$$w = \frac{n A M \sigma}{F} \ln \left\{ \frac{\eta_1 k (1 - \omega) - n A \sigma t_1}{n A \sigma (T_1 - t_1)} \right\}$$

#### Versuch I.

$$\omega = 0 \quad \left\{ \begin{array}{l} \ln \left[ 6208 - 10,14 \cdot \frac{148}{4} \right] = 8,678 \\ \ln \frac{10,14}{4} (453 - 148) = 6,647 \\ \hline 2,031 \end{array} \right.$$



$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \ln \left[ 6208 \cdot \frac{1}{2} - 10,14 \frac{148}{4} \right] = 7,911 \\ \ln \frac{10,14}{4} (453 - 148) = 6,647 \end{cases}$$


---

1,264

$$\begin{aligned} \log 943 &= 2,9745117 \\ - \log 99,28 &= 1,9968618 \\ \hline &0,9776499 \end{aligned}$$

$$\omega = 0 \begin{cases} \log 2,031 = 0,3077099 \\ 1,2853598 \\ w = 19,29 \end{cases}$$

$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \log 1,264 = 0,1017471 \\ 1,0793970 \\ w = 12,01 \end{cases}$$

## Versuch II.

$$\omega = 0 \begin{cases} \ln \left[ 5877 - 8,97 \cdot \frac{149}{4} \right] = 8,620 \\ \ln \frac{8,97}{4} (411 - 149) = 6,198 \end{cases}$$


---

2,422

$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \ln \left[ 5877 \cdot \frac{1}{2} - 8,97 \cdot \frac{149}{4} \right] = 7,866 \\ \ln \frac{8,97}{4} (411 - 149) = 6,198 \end{cases}$$


---

1,668

$$\begin{aligned} \log 852 &= 2,9304396 \\ - \log 99,28 &= 1,9968618 \\ \hline &0,9335778 \end{aligned}$$

$$\omega = 0 \begin{cases} \log 2,422 = 0,3841541 \\ 1,3177519 \\ w = 20,79 \end{cases}$$

$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \log 1,668 = 0,2221960 \\ 1,1557738 \\ w = 14,31 \end{cases}$$



Versuch III.

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \text{Int} \left[ 5857 - 9,23 \cdot \frac{147}{4} \right] = 8,615 \\ \text{Int} \frac{9,23}{4} (466 - 147) = 6,599 \\ \hline 2,016 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \text{Int} \left[ 5857 \cdot \frac{1}{2} - 9,23 \cdot \frac{147}{4} \right] = 7,858 \\ \text{Int} \frac{9,23}{4} (466 - 147) = 6,599 \\ \hline 1,259 \end{array} \right.$$

$$\begin{array}{l} \log 997 = 2,9986952 \\ - \log 99,28 = 1,9968618 \\ \hline = 1,0018334 \end{array}$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 2,016 = 0,3044905 \\ \quad \quad \quad 1,3063239 \\ \quad \quad \quad w = 20,25 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 1,259 = 0,1000257 \\ \quad \quad \quad 1,1018591 \\ \quad \quad \quad w = 12,64 \end{array} \right.$$

Versuch IV.

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \text{Int} \left[ 5967 - 10,92 \cdot \frac{148}{4} \right] = 8,623 \\ \text{Int} \frac{10,92}{4} (484 - 148) = 6,821 \\ \hline 1,802 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \text{Int} \left[ 5967 \cdot \frac{1}{2} - 10,92 \cdot \frac{148}{4} \right] = 7,855 \\ \text{Int} \frac{10,92}{4} (484 - 148) = 6,821 \\ \hline 1,034 \end{array} \right.$$

$$\begin{array}{l} \log 1420 = 3,1522883 \\ - \log 99,28 = 1,9968618 \\ \hline 1,1554265 \end{array}$$



$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 1,802 = 0,2557548 \\ \phantom{\log} \phantom{1,802} \phantom{=} 1,4111813 \\ \phantom{\log} \phantom{1,802} \phantom{=} w = 25,77 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 1,034 = 0,0145205 \\ \phantom{\log} \phantom{1,034} \phantom{=} 1,1699470 \\ \phantom{\log} \phantom{1,034} \phantom{=} w = 14,79 \end{array} \right.$$

## Versuch V.

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln t \left[ 6249 - 13,52 \cdot \frac{148}{4} \right] = 8,656 \\ \ln t \frac{13,52}{4} (490 - 148) = 7,051 \\ \hline 1,605 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln t \left[ 6249 \cdot \frac{1}{2} - 13,52 \cdot \frac{148}{4} \right] = 7,872 \\ \ln t \frac{13,52}{4} (490 - 148) = 7,051 \\ \hline 0,821 \end{array} \right.$$

$$\begin{array}{r} \log 2042 = 3,3100557 \\ - \log 99,28 = 1,9968618 \\ \hline 1,3131939 \end{array}$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 1,605 = 0,2054750 \\ \phantom{\log} \phantom{1,605} \phantom{=} 1,5186689 \\ \phantom{\log} \phantom{1,605} \phantom{=} w = 33,01 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 0,822 = 0,9148718 - 1 \\ \phantom{\log} \phantom{0,822} \phantom{=} 1,2280657 \\ \phantom{\log} \phantom{0,822} \phantom{=} w = 16,91 \end{array} \right.$$

## Versuch VI.

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln t \left[ 5534 - 8,32 \cdot \frac{148}{4} \right] = 8,561 \\ \ln t \frac{8,32}{4} (452 - 148) = 6,277 \\ \hline 2,284 \end{array} \right.$$



$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \ln \left[ 5534 \cdot \frac{1}{2} - 8,32 \cdot \frac{148}{4} \right] = 7,807 \\ \ln \frac{8,32}{4} (452 - 148) = 6,277 \\ \hline 1,530 \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \log 890 &= 2,9493900 \\ - \log 99,28 &= 1,9968618 \\ \hline &0,9525282 \end{aligned}$$

$$\omega = 0 \begin{cases} \log 2,284 = 0,3586961 \\ 1,3112243 \\ w = 20,48 \end{cases}$$

$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \log 1,530 = 0,1846914 \\ 1,1372196 \\ w = 13,72 \end{cases}$$

## Versuch VII.

$$\omega = 0 \begin{cases} \ln \left[ 5760 - 11,05 \cdot \frac{145}{4} \right] = 8,568 \\ \ln \frac{11,05}{4} (459 - 145) = 6,770 \\ \hline 1,798 \end{cases}$$

$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \ln \left[ 5760 \cdot \frac{1}{2} - 11,05 \cdot \frac{145}{4} \right] = 7,815 \\ \ln \frac{11,05}{4} (459 - 145) = 6,770 \\ \hline 1,045 \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \log 1238 &= 3,0927206 \\ - \log 99,28 &= 1,9968618 \\ \hline &1,0958588 \end{aligned}$$

$$\omega = 0 \begin{cases} \log 1,798 = 0,2547897 \\ 1,3506485 \\ w = 22,42 \end{cases}$$

$$\omega = \frac{1}{2} \begin{cases} \log 1,045 = 0,0191163 \\ 1,1149751 \\ w = 13,03 \end{cases}$$



## Versuch VIII.

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln t \left[ 5846 - 12,09 \cdot \frac{145}{4} \right] = 8,596 \\ \ln t \frac{12,09}{4} (462 - 145) = 6,869 \\ \hline 1,727 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln t \left[ 5846 \cdot \frac{1}{2} - 12,09 \cdot \frac{145}{4} \right] = 7,815 \\ \ln t \frac{12,09}{4} (462 - 145) = 6,869 \\ \hline 0,946 \end{array} \right.$$

$$\begin{array}{r} \log 1330 = 3,1238516 \\ - \log 99,28 = 1,9968618 \\ \hline 1,1269898 \end{array}$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 1,727 = 0,2372923 \\ \phantom{\log} \phantom{1,727} = 1,3642821 \\ \phantom{\log} \phantom{1,727} w = 23,14 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 0,946 = 0,9758911 - 1 \\ \phantom{\log} \phantom{0,946} = 1,1028809 \\ \phantom{\log} \phantom{0,946} w = 12,67 \end{array} \right.$$

Durch Zusammentragung dieser Werthe und der für  $\frac{T_0 + T_1}{2}$ ,  $\frac{n A M}{q_4}$  und  $3600 \cdot \gamma_0 v$ , wie durch Hinzufügung derjenigen, welche aus Anwendung der auf Seite 181 angegebenen wahrscheinlichen Grössen für  $\omega$  hervorgehen, entsteht folgende Tabelle:



**Tabelle XXX.**

| Nummer<br>des<br>Versuchs. | Coëfficient w. |                   |         | $\frac{T_0 + T_1}{2}$ | $\frac{n A M}{q_4}$ | 3600 $\gamma_0 v$ |
|----------------------------|----------------|-------------------|---------|-----------------------|---------------------|-------------------|
|                            | $w = 0$        | $w = \frac{1}{2}$ | $w = w$ |                       |                     |                   |
| I.                         | 19,29          | 12,01             | 12,01   | 840                   | 1800                | 7200              |
| II.                        | 20,79          | 14,31             | 14,31   | 851                   | 1640                | 6724              |
| III.                       | 20,25          | 12,64             | 12,64   | 867                   | 1900                | 7940              |
| IV.                        | 25,77          | 14,79             | 16,62   | 842                   | 2730                | 11138             |
| V.                         | 33,01          | 16,91             | 22,21   | 861                   | 3927                | 16598             |
| VI.                        | 20,48          | 13,72             | 13,72   | 887                   | 1713                | 7280              |
| VII.                       | 22,42          | 13,03             | 14,42   | 830                   | 2380                | 9520              |
| VIII.                      | 23,14          | 12,67             | 14,41   | 850                   | 2558                | 10487             |

Wendet man auf die hier erhaltenen Werthe die aus den früheren Ergebnissen auf Seite 169 abgeleitete Formel

$$w = 1,2 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$$

an und ordnet nach der Grösse dieses Coëfficienten  $w$ , so ergibt sich:

**Tabelle XXXI.**

| Nummer<br>des<br>Versuchs. | Coëfficient w. |            | $\sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$ | $\frac{T_0 + T_1}{2}$ | $\frac{n A M}{q_4}$ | 3600 $\gamma_0 v$ |
|----------------------------|----------------|------------|-------------------------------|-----------------------|---------------------|-------------------|
|                            | Beobachtet.    | Berechnet. |                               |                       |                     |                   |
| V.                         | 22,21          | 19,04      | 15,78                         | 861                   | 3927                | 16598             |
| IV.                        | 16,62          | 16,78      | 13,98                         | 842                   | 2730                | 11138             |
| VII.                       | 14,42          | 16,02      | 13,35                         | 830                   | 2380                | 9520              |
| VIII.                      | 14,41          | 16,42      | 13,68                         | 850                   | 2558                | 10487             |
| II.                        | 14,31          | 14,15      | 11,79                         | 851                   | 1640                | 6724              |
| VI.                        | 13,72          | 14,36      | 11,97                         | 887                   | 1713                | 7280              |
| III.                       | 12,64          | 16,02      | 13,35                         | 867                   | 1900                | 7940              |
| I.                         | 12,01          | 14,59      | 12,16                         | 840                   | 1800                | 7200              |



Auch hier zeigt sich, dass unsere Formelresultate sehr befriedigend mit denen der Beobachtung übereinstimmen, dass es aber in den Fällen, wo ein Apparat construirt werden soll, zur Sicherstellung des Erfolges gerathen ist, die gleichzeitig durch ihre grössere Einfachheit sich empfehlende Formel:

$$w = \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$$

in Anwendung zu bringen.

Sieht man auch hier darnach, ob die immerhin stattfindenden Abweichungen durch eine Verschiedenheit der mittleren Temperatur

$\frac{T_0 + T_1}{2}$  sich erklären lassen und ob demnach der Wärmeüberführungs-Coëfficient mit dieser mittleren Temperatur variirt, so muss man, wie früher, zu dem Schluss gelangen, dass die Grösse dieses Temperaturwerthes gar keinen Einfluss hat; denn könnte man beim Anblick der Versuche VI und III auch der Meinung werden, der berechnete Werth für  $w$  sei durch die verhältnissmässig hohen Temperaturen 887 und 867 Grad grösser als der beobachtete geworden, so wird diese Meinung bei Betrachtung der übrigen und vorzüglich des Versuchs V wieder neutralisirt.

Endlich lässt sich aus diesen Resultaten nicht erkennen, ob die Geschwindigkeit  $v$  oder ob der Quotient  $\frac{n A M}{q_4}$  vorwiegenden Einfluss auf den Wärmeüberführungs-Coëfficienten ausübt. Treten aber auch diese beiden Grössen mit gleichen Ansprüchen in Concurrenz, so wird man, so lange es sich nicht um Ergründung eines physikalischen Gesetzes, sondern um eine praktisch brauchbare Rechnungsregel handelt, sich dennoch sofort für die letztere erklären, weil man dadurch eine einfachere und vorzüglich bei Einführung in die Gleichungen der Heizflächen grössere Einfachheit gewährende Formel erhält.



### III.

Zu fernerer Prüfung der gewonnenen theoretisch-praktischen Resultate können einige von Herrn Marozeau mit den Apparaten der Herren Gros, Odier, Roman et Co. in Wesserlingen angestellte und durch Tabelle V. mitgetheilte Versuche benutzt werden, wenn freilich auch nicht mit derselben Zuverlässigkeit, wie die früheren, da bei ihnen das hauptsächlichste Beobachtungselement, die Verbrennungs-Luftmenge, nur mangelhaft erhoben wurde.

Wäre diese Verbrennungs-Luftmenge mit dem Anemometer gemessen, so würden die Ziffern der Tabelle V. ein reichhaltiges und zuverlässiges Material für unsere Untersuchungen liefern; so aber müssen alle diejenigen Versuchsreihen, bei denen jene Luftmengen gar nicht angegeben sind, selbstverständlich, und diejenigen, für welche dieselben nur durch den Calcul ermittelt wurden, der geringen Zuverlässigkeit halber ebenfalls ausgeschlossen bleiben, so dass höchstens nur diejenigen benutzt werden können, bei denen nachträglich unter nochmaliger ungefährrer Herbeiführung der bereits erhobenen Temperatur- und sonstigen Verhältnisse anemometrische Messungen stattfanden.

Diese letzten Versuchsreihen sind, wie man aus Einblick in den Bericht des Herrn Marozeau erkennen kann, die in Tabelle V. mit Nr. 4 und 5 bezeichneten, wovon aber nur die letzte, in vorliegender Schrift allein mitgetheilte, herausgegriffen wird, weil die erste auf eine andere, ihrer chemischen Constitution nach nicht genau bekannte Kohlensorte sich bezieht.

Der Apparat, welcher die Resultate dieser Versuchsreihe lieferte, ist der durch Tafel V. dargestellte und auf Seite 39



bereits näher beschriebene. Er hat nach Angabe des Herrn Marozeau eine totale Heizfläche von 79,59 Quadratmetern, wovon 25,92 auf die Sieder, 9,08 auf den Hauptkessel und 44,59 auf den gusseisernen Vorwärmer kommen. Als nutzbare Heizfläche würde aber zufolge der auf Seite 158 angestellten Erörterungen nur gerechnet werden können:

$$\begin{array}{rcl}
 \text{für die Sieder } \frac{5}{6} \cdot 25,92 & = & 21,6 \quad \square \text{ Meter} \\
 \text{für den Hauptkessel } 9,08 & = & 9,08 \quad „ \\
 \text{für den Vorwärmer } \frac{3}{4} \cdot 44,59 & = & 33,45 \quad „ \\
 \hline
 \text{ganze nutzbare Heizfläche } F & = & 64,13 \quad „
 \end{array}$$

und zwar deshalb, weil wegen des einseitig angebrachten Verbindungschanals zwischen Siedern und Hauptkessel, erstere aus den auf Seite 158 angeführten Gründen nur theilweise, nur etwa an  $\frac{5}{6}$  ihrer Oberfläche von den Verbrennungsproducten berührt werden, und ferner weil die horizontalen Röhren des Vorwärmers auf  $\frac{1}{4}$  ihrer Oberfläche mit Russ bedeckt sind und daher nur  $\frac{3}{4}$  ihrer totalen Heizfläche als nutzbare Heizfläche wirksam wird.

Die bei den Versuchen verwendete Kohle ist, wie die bei den früheren Berechnungen in Frage gekommene, von der Grube Ronchamp und hat eine Heizkraft von

$$k = 7140 \text{ Calorieen,}$$

während sie theoretisch eine Verbrennungs-Luftmenge von 7,637 Cubikmetern oder

$$A = 9,928 \text{ Kilogr.}$$

erfordert.

Um nun die gewünschten Grössen mit einem dem früheren analogen Verfahren zu erhalten, wird zunächst folgende mit Tabelle XVII. auf Seite 105 identische Zusammenstellung der erhobenen Beobachtungselemente gemacht, indem der durch anfängliches Anwärmen und durch äussere Abkühlung entstehende Wärmeverlust zu

$$\frac{Q + Q'}{M} = 200 \text{ Calorieen}$$

pro Kilogr. Kohle und pro Stunde in Rechnung gezogen und hiermit die Columnen  $\eta_1 k$  nach der auf Seite 100 angegebenen Formel ermittelt wird.



**Tabelle XXXII.**

| $T_1$ | $t_1$ | $M$ | $\frac{a}{M}$ | $nA$ | $nA\sigma T_1$ | $nAM$ | $650 \frac{a}{M}$ | $\eta_1 k$ | $\eta_1$ |
|-------|-------|-----|---------------|------|----------------|-------|-------------------|------------|----------|
| 153   | 112   | 100 | 7,98          | 20   | 765            | 2000  | 5187              | 6152       | 0,861    |

Die wirkliche Verbrennungs-Luftmenge  $nA$  beträgt zufolge der Tabelle V.  $1,3 \cdot 13$  bis  $1,3 \cdot 17 = 16,9$  bis  $22,1$  Kilogr., also im Mittel  $\frac{16,9 + 22,1}{2} = 19,5$  Kilogr., wofür der Einfachheit wegen und genau genug  $20$  Kilogr. in Rechnung genommen wurden.

Hiernach ist das Verhältniss der wirklich eingeführten zur theoretisch erforderlichen Verbrennungsluft:

$$n = \frac{20}{9,928} = 2,01$$

und der Quotient

$$\frac{\eta_1}{n} = 0,43.$$

Schlüsse auf die Zweckmässigkeit des Herdes kann man aus diesen vereinzelteten Zahlen nicht ziehen, nur erkennt man mit Rücksicht auf die angeführte Beobachtung, es sei fast gar kein Rauch aus dem Schornsteine entwichen, und aus dem verhältnissmässig geringen Wirkungsgrade  $\eta_1 = 0,861$ , dass wohl der Kohlenstoff, aber nicht das Kohlenoxydgas vollständig verbrannt ist.

Die Temperatur  $T_0$  im Verbrennungsraume berechnet sich zu

$$T_0 = \frac{\eta_1 k}{nA\sigma} (1 - \omega) = 1230 (1 - \omega)$$

also wenn man

$$\omega = \frac{1}{4}$$

annimmt, zu:

$$T_0 = 924 \text{ Grad.}$$

Der totale Wirkungsgrad  $\eta_t$  wird zufolge Seite 113:

$$\eta_t = \frac{650}{\eta_1 k} \left( \frac{a}{M} \right) = \frac{5187}{6152} = 0,843$$

und der Wirkungsgrad  $\eta$  der indirecten Heizfläche zufolge Seite 114

$$\eta = \frac{\eta_t - \omega}{1 - \omega} = \frac{0,843 - 0,25}{1 - 0,25} = 0,788$$



Aus Formel:  $\eta = \frac{T_0 - T_1}{T_0}$  berechnet sich letzterer zu

$$\eta = \frac{924 - 153}{924} = 0,834$$

so dass also die Differenz  $0,834 - 0,788 = 0,046$  durch Abkühlung verloren gegangen.

Der Wärmeüberführungs-Coëfficient  $w$  wird mit Hülfe des auf Seite 182 angegebenen Schemas erhalten zu:

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \ln \left[ 6150 - 20 \cdot \frac{112}{4} \right] = 8,629 \\ \ln \frac{20}{4} (153 - 112) = 5,323 \\ \hline 3,306 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \ln \left[ 6150 \cdot \frac{1}{2} - 20 \cdot \frac{112}{4} \right] = 7,832 \\ \ln \frac{20}{4} (153 - 112) = 5,323 \\ \hline 2,509 \end{array} \right.$$

$$\begin{array}{r} \log 2000 = 3,3010300 \\ - \log 256,52 = 2,4090874 \\ \hline 0,8919426 \end{array}$$

$$\omega = 0 \left\{ \begin{array}{l} \log 3,306 = 0,5193028 \\ 1,4112454 \\ w = 25,78 \end{array} \right.$$

$$\omega = \frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} \log 2,509 = 0,3995007 \\ 1,2914433 \\ w = 19,56 \end{array} \right.$$

Hiernach würde der für  $\omega = \frac{1}{4}$  gültige, wahre Coëfficient zu

$$w = \frac{25,78 + 19,56}{2} = 22,67$$

anzunehmen sein, oder zufolge einer mit obigem Schema für  $\omega = \frac{1}{4}$  wiederholten Rechnung, genauer zu:

$$w = 23,31.$$

Glaubt man indessen, dass die oben vorgenommene Reduction der totalen Heizfläche auf die nutzbare hier nicht richtig sei,



sondern dass die totale Heizfläche ohne Modification in Rechnung gezogen werden müsse, weil zufolge der Beobachtung eine sehr rauchfreie Verbrennung und demnach keine Russablagerung auf den oberen Theilen der Vorwärmer-Röhren stattgefunden habe, so berechnet sich der Coëfficient  $w$ , da er der Heizfläche umgekehrt proportional ist, zu

$$w = \frac{64,13}{79,59} \cdot 23,31 = 18,7;$$

und nimmt man endlich an, dass wohl die ganze Oberfläche des Vorwärmers, aber wegen der durch seitliche Anordnung des Verbindungschanes zwischen Siedern und Hauptkessel veranlassten, bloss partiellen Einwirkens der Heizgase auf die Sieder nur der oben berechnete aliquote Theil von der Oberfläche der letzteren als Heizfläche wirksam gewesen sei, so wird

$$w = \frac{64,13}{75,27} \cdot 23,31 = 19,9$$

Dieser letzte Werth dürfte meiner Ansicht nach als der wahrscheinlichste zu betrachten sein.

Vergleicht man nun mit diesem Werthe denjenigen unserer

auf Seite 169 ermittelten Formel:  $w = 1,2 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$ , so zeigt sich, dass letzterer zu klein ausfällt. Es ist nämlich:

der Querschnitt des Sieder-Canales . . = 1 □ Meter

„ „ „ Hauptkessel-Canales = 0,7 „

„ „ „ Vorwärmer-Canales . = 0,38 „

und demnach zufolge der auf Seite 150 angegebenen Bestimmungsweise der mittlere Querschnitt aus sämtlichen Canälen

$$q_4 = \frac{1}{75,27} (1 \cdot 21,6 + 0,7 \cdot 9,08 + 0,38 \cdot 44,92) = 0,6,$$

also

$$w = 1,2 \sqrt[3]{\frac{2000}{0,6}} = 1,2 \cdot 14,937 = 17,92$$

Aus dieser nicht ganz befriedigenden Uebereinstimmung des Formelresultates mit demjenigen der Beobachtung darf man aber nicht schliessen, dass die Formel ungenau sei, sondern muss bedenken, dass der in Untersuchung genommene Apparat nicht bloss



aus Eisenblech, für welches Material unsere Formel allein Gültigkeit hat, sondern auch aus Gusseisen hergestellt ist und demnach dem durch obiges Schema ermittelten Coëfficienten einen Werth ertheilt hat, welcher zwischen dem für Eisenblech und dem für Gusseisen gültigen in der Mitte liegt. Da dieser Mittelwerth höher als der mit unserer Formel für Eisenblech berechnete ist, so muss man annehmen, dass das Gusseisen einen stärkeren Ueberführungs-Coëfficienten hat und findet in der That für diese Annahme in anderweitigen Beobachtungen genugsame Stütze. So geht z. B. aus den mit Lufterhitzungsapparaten von Péclet angestellten und in der 1sten Auflage seines *traité de la chaleur* mitgetheilten Versuchen hervor, dass die von Luft in Luft übertretende Wärmemenge unter sonst gleichen Umständen grösser ist, wenn der Apparat aus Gusseisen, als wenn er aus Blech hergestellt ist, und ebenso giebt Redtenbacher für denselben Fall den Wärmeüberführungs-Coëfficienten für Gusseisen zu 14, für Eisenblech dagegen nur zu 7 an. Es ist daher anzunehmen nicht gewagt, dass auch beim Wärmeübergange von Luft oder Gas in Wasser Gusseisen ebenfalls einen grösseren Coëfficienten als das Eisenblech habe.

Man könnte dies mit aller Verlässlichkeit aus den behandelten Versuchsdaten erweisen und mit befriedigendster Genauigkeit den Coëfficienten für den gusseisernen Vorwärmer bestimmen, wenn nur die Temperatur der Verbrennungsgase an dem Punkte beobachtet wäre, wo dieselben den Vorwärmer zu berühren beginnen, denn wird diese Temperatur mit  $T_2$  bezeichnet, so könnte man sofort die in der allg. Th. d. F. auf Seite 94 angegebene Formel 90 in der Gestalt:

$$w = \frac{n A M \sigma}{F} \frac{1}{1 - n A \sigma \left( \frac{M}{a} \right)} \ln \left\{ \frac{T_2 - t_2}{T_1 - t_0} \right\}$$

in Anwendung bringen, da alle sonstigen Grössen bekannt und auch die Temperaturen  $t_2$  und  $t_0$ , wovon die erste diejenige des Wassers bei dessen Uebertritt vom Vorwärmer in den Hauptkessel und die zweite diejenige des Speisewassers bedeutet, durch die Protocolle und zwar  $t_2$  zu 107,  $t_0$  zu 3 Grad gegeben sind.

Ist nun aber auch diese Temperatur  $T_2$  nicht beobachtet, so



lässt sie sich doch aus den Versuchsdaten berechnen, wenn man nur zulässt, dass der für Eisenblech aufgefundene Coëfficient, dass

also die für dieses Material abgeleitete Formel  $w = 1,2 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$  richtig sei. Alsdann wird nämlich für den Siedercanal von 1 Quadratmeter Querschnitt

$$w = 1,2 \sqrt[3]{\frac{2000}{1}} = 15,$$

für den Hauptkessel-Canal von 0,7 Quadratm. Querschnitt

$$w = 1,2 \sqrt[3]{\frac{2000}{0,7}} = 17$$

und daher mit Hülfe der in der allg. Th. d. F. auf Seite 145 angegebenen Formel die Temperatur am Ende des Sieder-Canales:

$$= 112 + (924 - 112) e^{-\frac{15 \cdot 21,6}{2000 \cdot 0,25}} = 535$$

und die Temperatur am Ende des Hauptkessel-Canales, oder auch die am Anfange des Vorwärmers, also die gesuchte:

$$T_2 = 112 + (535 - 112) e^{-\frac{17 \cdot 9,08}{2000 \cdot 0,25}} = 425$$

Mit Einführung dieses Temperaturwerthes in obige Gleichung ergibt sich daher:

$$w = \frac{2000 \cdot 0,25}{44,59} \frac{1}{1 - 20 \cdot 0,25 \frac{1}{7,98}} \ln \left\{ \frac{425 - 107}{153 - 3} \right\} = 22,6,$$

da der reciproke Werth von  $\left(\frac{M}{a}\right)$ , d. h. die pro Kilogr. Kohle in den Vorwärmer geleitete Wasserquantität zufolge Tabelle XXXII. = 7,98 ist. Hiermit bestimmt sich alsdann der Coëfficient  $p$  der

allgemeinen Formel  $w = p \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$  wegen  $q_4 = 0,38$  zu

$$p = \frac{22,6}{\sqrt[3]{\frac{2000}{0,38}}} = \frac{22,6}{17,38} = 1,3$$



Nimmt man aber an, dass die Heizfläche des Vorwärmers zum Theil mit Russ bedeckt gewesen und dass dadurch  $\frac{1}{4}$  derselben unwirksam geblieben sei, so wird dieser Coëfficient

$$p = \frac{44,59}{33,45} 1,3 = 1,76$$

Indessen wurde schon erwähnt, dass diese Annahme die Wahrscheinlichkeit nicht für sich hat, weil beobachtetermaassen die Verbrennung eine äusserst rauchfreie gewesen ist und daher nur wenig oder gar kein Russ in den Vorwärmer-Canälen sich hat ablagern können.

Muss man aus diesem Grunde annehmen, dass der Wärmeüberführungs-Coëfficient für Gusseisen nur wenig grösser als für Eisenblech ist, und dass demnach eine völlige Analogie zwischen den Vorgängen der Wärmeüberführung von Luft in Luft und von Luft in Wasser nicht existirt, so darf man doch nicht vergessen, dass obiger Rechnung eine Ungenauigkeit anhaftet, welche den Coëfficienten  $p$  kleiner hat werden lassen, als er in Wirklichkeit gewesen sein dürfte.

Diese Ungenauigkeit liegt in der stillschweigend in die Rechnung eingeführten Annahme, dass in dem Vorwärmer nur Erwärmung und keine Verdampfung stattgefunden habe, während ohne Zweifel, wenn auch geringe Dampfmengen schon in den gusseisernen Röhren entstanden sind. Alsdann aber ist obige Formel nicht mehr richtig, weil sie eine kleinere als wirklich von der Heizfläche aufgenommene Wärmemenge in Rechnung zieht, und könnte erst dadurch richtiger gemacht werden, dass man für die pro Kilogr. Kohle eingeleitete Wassermenge eine grössere, eine der neben der Erwärmung entstandenen Dampfmenge entsprechende Ziffer einsetzte. Diese Ziffer kann sogar, wenigstens angenähert, berechnet und dadurch die grössere Wahrscheinlichkeit, ja Gewissheit dargethan werden, dass wirklich nicht bloss ein Vorwärmen, sondern auch ein Verdampfen in den genannten Röhren stattgefunden hat. Man braucht zu dem Ende nur die beiden Wärmemengen mit einander zu vergleichen, welche einerseits aus der Abkühlung und der Menge der Verbrennungsgase, und andererseits aus der Temperaturerhöhung und der Menge des durch den Vorwärmer strömenden Wassers sich berechnen, zwei Wärmemengen, welche, wenn keine Verdampfung und keine



Abkühlung stattgefunden hätte, offenbar einander ganz gleich sein müssten. Die erste dieser Wärmemengen ist

$$= n A M \sigma (T_2 - T_1) = 2000 \cdot 0,25 (425 - 153) = 136000,$$

die zweite

$$= \left( \frac{a}{M} \right) M (t_1 - t_0) = 7,98 \cdot 100 (107 - 3) = 82992$$

und da nun, wie die früheren Rechnungen ausweisen, die äussere Abkühlung in der That für den ganzen Kessel nur sehr gering, um so mehr also für die mit viel weniger hoch temperirten Gasen erfüllten Vorwärmercanäle gering gewesen ist, so kann die Wärme-Differenz von

$$136000 - 82992 = 47008 \text{ Calorieen}$$

allerdings zu nichts Anderem als zur Dampferzeugung verbraucht sein.

Hätte nun keine Verdampfung stattgefunden, so würden mit den 136000 aus den Gasen verschwundenen Calorieen nicht 7,98 . 100 Kilogr. Wasser, sondern es würde eine Menge von 3 bis auf 107 Grad erwärmt werden können, welche durch Gleichsetzen obiger Formeln, nämlich

$$n A M \sigma (T_2 - T_1) = \left( \frac{a}{M} \right) \cdot M (t_1 - t_0)$$

zu:

$$\left( \frac{a}{M} \right) = \frac{20 \cdot 0,25 (425 - 153)}{107 - 3} = 13 \text{ Kilogr.}$$

sich berechnet.

Führt man aber diese Zahl in obige, für  $w$  aufgestellte Formel ein, oder beachtet man, dass zufolge dieser Formel der Coëfficient  $w$  unter sonst gleichen Umständen, also bei Gleichheit der übrigen Grössen, der Differenz  $1 - n A \sigma \left( \frac{M}{a} \right)$  umgekehrt proportional ist, so findet sich richtiger als früher

$$w = \frac{1 - 20 \cdot 0,25 \frac{1}{7,98}}{1 - 20 \cdot 0,25 \frac{1}{13}} 22,6 = 36,7$$

und der Coëfficient

$$p = 2,11.$$



Nach diesen Rechnungen kann man zwar nicht mit Sicherheit, aber doch mit grosser Wahrscheinlichkeit annehmen, dass der Wärmeüberführungs - Coëfficient für Gusseisen durch die Formel

$$w = 2 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$$

sich bestimmen lasse, und dass demnach zwischen den Verhältnissen, in welche das Gusseisen zum Eisenblech beim Wärmeübergange von Luft in Wasser und demjenigen von Luft in Luft tritt, eine fast vollkommene Identität stattfindet.



## Zugerzeugung.

---

Um aus den vorliegenden Experimenten ähnlich wie für die Verbrennung und Wärmeübertragung auch für die Zugerzeugung empirische Coëfficienten zu ermitteln und dadurch sicherere Regeln zu Berechnung der Schornsteindimensionen zu gewinnen, erscheint es zunächst zu untersuchen am zweckmässigsten, ob und in wie weit die in der „allgemeinen Theorie der Feuerungsanlagen“ aufgestellte Theorie der Zugwirkung mit den hier erhobenen Beobachtungen übereinstimmt und ob und in welchen Punkten dieselbe Modificationen erleiden muss.

Diese Untersuchung kann entweder in der Weise angestellt werden, dass man die mit den theoretischen Formeln berechnete Zugwirkung, d. h. die ausströmende Gasmenge mit der beobachteten, oder dass man die theoretisch ermittelte Schornsteinhöhe mit der wirklich in Anwendung gekommenen vergleicht. Da das zweite Verfahren mit demjenigen identisch ist, welches bei vorzunehmender Construction einer Feuerungsanlage eingeschlagen werden muss und da es demnach gleichzeitig als Wegweiser für letzteres dienen kann, so wird es hier dem ersteren vorgezogen. Dabei braucht wohl kaum bemerkt zu werden, dass die Wichtigkeit, welche die Bestimmung der Schornsteindimensionen hat, eine grössere ist, als man in der Regel und deshalb anzunehmen pflegt, weil man vergisst, dass bei dieser Bestimmung die Dimensionen aller anderen Constructionselemente einer Feuerungsanlage gleichzeitig in Frage kommen und in Untersuchung gezogen werden, und dass dieselbe daher nicht bloss ihrer selbst willen, sondern auch zur Bestimmung der übrigen Theile der Feuerungsanlage und zur Prüfung des Einflusses dieser Theile auf den Erfolg un-



ternommen wird. Hingen die Dimensionen des Schornsteines, wie man häufig beim ersten Anblick annimmt, nur von den Vorgängen ab, welche in dem Schornsteine selbst auftreten, so könnte ihrer Bestimmung allerdings keine erhebliche Wichtigkeit zugebilligt werden, weil ihre grössere oder geringere Richtigkeit alsdann nur mässigen Einfluss auf den beabsichtigten Erfolg ausüben würde; aber wie in der allgemeinen Theorie der Feuerungsanlagen wiederholt an allgemeingültigen Symbolen sowohl, als an vielen Beispielen gezeigt wurde, werden sie auch und zwar zu allermeist von den Constructionsverhältnissen des Rostes, der Feuercanäle der Heizfläche und der sonstigen Theile der Feuerungsanlage bedingt und müssen daher um so genauer bestimmt werden, als jene Constructionsverhältnisse mit jedem Sonderfalle sehr bedeutend variiren. Es wurde unter Anderem auf Seite 223 der allg. Th. d. F. gezeigt, dass eine Dampfkessel-Feuerung, je nachdem man ihre Constructionsverhältnisse so oder so annimmt, mit einem Schornstein von 13 Meter Höhe ausreicht oder einen solchen von fast unausführbarer, von 188 Meter Höhe erhalten muss, ohne dass ihre Leistung, d. h. die von ihr pro Kilogr. Kohle gelieferte Dampfmenge in einem Falle irgend wie anders als in dem anderen wäre. Mit der Höhe des Schornsteins aber wachsen die Anlagekosten einer Feuerungsanlage in den meisten Fällen ausserordentlich bedeutend und daher ist es nicht bloss zur Sicherstellung des Erfolges, den man auch durch ein Uebermaass an Höhe erreichen könnte, sondern auch zur Wahrung des öconomischen Punktes von Wichtigkeit, jene Dimension genau ermitteln zu lernen.

Es sei ferner gleich im Voraus bemerkt, dass man sich über die anscheinend zu grosse Peinlichkeit, mit welcher diese Untersuchung oder Prüfung angestellt ist und mit welcher sämtliche selbst scheinbar unwichtigen Constructionseinzelheiten dabei berücksichtigt wurden, nicht verwundern darf, sondern dass man bedenken muss, dass es sich hier zunächst um Feststellung der Richtigkeit der Theorie handelt und dann erst dazu übergegangen werden kann, mit Hülfe dieser Theorie einfachere, wenn auch nur angenähert richtige Resultate liefernde Rechnungsregeln aufzustellen, dass es aber nicht die Absicht ist, hier schon zu untersuchen, ob solche angenäherte Rechnungsregeln mit dem Experi-



mente harmoniren. Dieses letzte Beginnen würde auch ein sehr erfolgloses und verkehrtes sein, denn wie man sich durch tieferen Einblick in die nachfolgenden Rechnungen überzeugen wird, ist es völlig unmöglich, solche Annäherungsformeln aufzustellen, deren Resultat mit jedem beliebigen, also auch mit dem hier betrachteten Falle selbst nur von Weitem übereinstimmte. Vielmehr können solche Annäherungsformeln nur dann ein mit dem Experimente gleichlautendes Ergebniss haben, wenn sie selbst als Grundlage bei der Construction der untersuchten Feuerungsanlage gedient haben und demnach wenigstens angenähert solche Verhältnisse in den Canal-, den Rost- und den Heizflächendimensionen an derselben vorfinden, wie solche bei ihrer Ableitung und Aufstellung vorausgesetzt wurden.

Von den auf den früheren Seiten behandelten Dampfgeneratoren bieten sich leider nur zwei der hier vorzunehmenden Untersuchung dar, da die übrigen entweder durch einen für mehrere andere Feuerungsanlagen gleichzeitig wirkenden Schornstein betrieben wurden und die Grösse und Wirkungsweise dieser Feuerungsanlagen nicht angegeben ist, oder da sie ausser einem Schornsteine auch noch einen Ventilator von unbekannter Leistung als Zugerzeuger hatten. Diese zwei sind der Zambaux'sche und der auf Seite 191 behandelte, von Herrn Marozeau untersuchte Apparat.

Die allgemeine Formel, welche auf diese Apparate zur Bestimmung der Höhe  $H_5$  Anwendung leidet, ist die auf Seite 167 der allg Th. d. F. sich vorfindende und mit Rücksicht auf die im Schornsteine eintretende Abkühlung abgeleitete, nämlich:

$$H_5 = -\frac{1}{B_5} \ln \left\{ 1 - \frac{B_5}{T_1 - \mathfrak{T}} \left( \frac{n A M}{1000} \right)^2 \left[ \left( \frac{1 + \alpha T_1}{Q} \right)^2 + \mathfrak{A}_1 + \frac{b \delta}{R^2} + \mathfrak{B}_\text{,,} \right] + \frac{B_5 \mathfrak{C}}{T_1 - \mathfrak{T}} \right\}$$

Darin bedeutet:

$H_5$  die Schornsteinhöhe in Metern, vom Ende der Feuercanäle bis an den Gipfel gemessen,

$Q$  den Querschnitt des Schornsteins am Gipfel in  $\square$  Metern,

$R$  die totale Rostoberfläche in  $\square$  Metern,

$\delta$  die Dicke der Brennmaterialschicht;

ferner ist:



$$B_5 = \frac{w_5 u_5}{n A M \sigma},$$

$$\mathfrak{A}_4 = \frac{1}{160} \left[ \frac{u_1}{q_1^3} (1 + \alpha \mathfrak{T}_1)^3 L_1 + \frac{u_4}{q_4^3} \left( 1 + \alpha \frac{T_0 + T_1}{2} \right)^3 L_4 \right. \\ \left. + \frac{u_5}{q_5^3} (1 + \alpha T_1)^3 H_5 \right]$$

$$b = 330 \left( 1 + \alpha \frac{T_0}{2} \right)^3,$$

$$\mathfrak{B}_{,,} = \Sigma (1 + \alpha t_n)^2 \left( \frac{1}{q_n} - \frac{1}{q_m} \right)^2 + 0,4 \Sigma \frac{1}{q_q^2} \left( 1 + \alpha t_q \right)^2 \\ + \Sigma \xi_a (1 + \alpha t_a)^2 \left( \frac{1}{q_a} \right)^2 + \Sigma \xi_k \frac{1}{q_k^2} \left( 1 + \alpha t_k \right)^2$$

$$\mathfrak{C} = (t_1 - \mathfrak{T}) H_4 + \frac{\mathfrak{T}_0 - \mathfrak{T}_1}{B_1} \sin \nu_1 + \frac{T_0 - T_1}{B_4} \sin \nu_4,$$

$$B_1 = \frac{w_1 u_1}{n A M \sigma},$$

$$B_4 = \frac{w_4 u'_4}{n A M \sigma}$$

und hierin bedeutet

$u_1, u_4, u_5$  Umfang } respective des Zufluss-, Feuercanales  
 $q_1, q_4, q_5$  Querschnitt } und Schornsteines,

$u'_4$  Umfang der Heizfläche,

$w_1, w_4, w_5$  Wärmeüberführungs-Coëfficient resp. des Zufluss-  
canales, der Heizfläche und des Schornsteines,

$L_2, L_4$  Länge des Zufluss- und Feuercanales,

$\mathfrak{T}, \mathfrak{T}_0, \mathfrak{T}_1$  Temperaturen respective der äusseren Luft, im An-  
fange und am Ende des Zuflusscanales,

$H_4$  verticaler Abstand des Endpunktes der Feuercanäle vom  
Roste,

$\nu_1, \nu_4$  Neigungswinkel des Zufluss- und Feuercanales zu der  
Horizontalen.

$t_n, t_q, t_a, t_k$  Temperaturen in respective plötzlichen Querschnitts-  
erweiterungen, plötzlichen Ablenkungen und Krümmun-  
gen der Canäle,



$q_n$  und  $q_m$  kleinerer und grösserer Querschnitt bei plötzlichen Querschnittserweiterungen,

$q_q$  Querschnitt einer plötzlichen Querschnittsverengung,

$q_a$  dito in einer plötzlichen Ablenkung des Canales,

$q_k$  dito in einer plötzlichen Krümmung des Canales,

$\zeta_a, \zeta_k$  Coëfficienten für plötzliche Ablenkungen und Krümmungen.

$\Sigma$  Summenzeichen, welches andeutet, dass, wenn mehrere Ablenkungen, Erweiterungen etc. vorkommen, die Summe aus allen einzelnen berechnet werden muss.

Wenden wir uns nun zunächst zu dem von Herrn Marozeau untersuchten und auf Tafel V. dargestellten Apparat, dessen Resultate in der hier nicht mitgetheilten 16ten Horizontalcolumnne der Tabelle V. des Originals protocollirt sind, so wird:

$$Q = 0,64$$

$$R = 2$$

$$\delta = 0,2$$

$$w_5 = \frac{1}{\frac{2}{k_3} + \frac{0,3}{k_2}} = \frac{1}{\frac{2}{6,6} + \frac{0,3}{0,6}} = 1,2,$$

weil in dieser von Pécelet aufgestellten und auf Seite 73 der allg. Th. d. F. sich vorfindenden Formel der Wärmeleitungs-Coëfficient  $k_2$  für Bausteine  $= 0,6$ , der Wärmeabgabe-Coëfficient  $k_3 = 6,6$  und die mittlere Dicke der Schornsteinwandungen  $= 0,3$  ist.

$$B_5 = \frac{1,2 \cdot 4,6}{2000 \cdot 0,25} = 0,011.$$

$$L_1 = 0.$$

$$H_5 = 28.$$

$$u_5 = \frac{1}{2} [4 \sqrt{0,64} + 4 \sqrt{2,25}] = 4,6.$$

$$q_5 = 0,64.$$

Der Umfang  $u_4$  und Querschnitt  $q_4$  sind unter den Siedern, dem Hauptkessel und den Vorwärmern so sehr verschieden, dass es fehlerhaft wäre, einen mittleren Werth dafür anzunehmen. Es werden daher in jedem einzelnen Canale die Reibungswiderstände besonders berechnet, so dass der in  $\mathfrak{A}_4$  vorkommende Summand



$$\frac{u_4}{q_4^3} \left( 1 + \alpha \frac{T_0 + T_1}{2} \right)^3 L_4$$

unter Beachtung, dass das Product  $u_4 L_4 =$  der ganzen von den Verbrennungsgasen berührten Fläche, also gleich der gemauerten inneren Oberfläche und der totalen Heizfläche, und demnach

$$\text{für den Siedercanal} \quad \begin{cases} L_4 = 6 \text{ Meter} \\ u_4 L_4 = 4 \cdot 6 + 21,6 = 45,6 \\ q_4 = 1 \text{ □ Meter} \end{cases}$$

$$\text{für den Hauptkesselcanal} \quad \begin{cases} L_4 = 12 \\ u_4 L_4 = 48 \\ q_4 = 0,7 \end{cases}$$

$$\text{für den Vorwärmercanal} \quad \begin{cases} L_4 = 24 \\ u_4 L_4 = 3,6 \cdot 24 + 44,59 = 131 \\ q_4 = 0,38 \end{cases}$$

ist,

$$\begin{aligned} = & \frac{4,6 + 21,6}{(1)^3} \left( 1 + \alpha \frac{T_0 + T'}{2} \right)^3 + \frac{4 \cdot 12}{(0,7)^3} \left( 1 + \alpha \frac{T' + T''}{2} \right)^3 \\ & + \frac{3,6 \cdot 24 + 44,59}{(0,38)^3} \left( 1 + \alpha \frac{T'' + T_1}{2} \right)^3 \end{aligned}$$

geschrieben wird, und darin für  $T'$ ,  $T''$  die Temperaturen am Ende des respective Siedercanales und Hauptkesselcanales zu setzen sind.

Diese Temperaturen wurden bereits auf Seite 197 berechnet und ergaben sich zu:

$$T' = 535$$

$$T'' = 425,$$

während nach Seite 193  $T_0 = 924$  und  $T_1 = 153$  war. Hier-nach wird der ganze Ausdruck  $\mathfrak{A}_4$ , wegen  $L_1 = 0$ :

$$\begin{aligned} \mathfrak{A}_4 &= \frac{1}{160} \left[ 45,6 \left( 1 + \alpha \frac{924 + 535}{2} \right)^3 + \frac{48}{(0,7)^3} \left( 1 + \alpha \frac{535 + 425}{2} \right)^3 \right. \\ &\quad \left. + \frac{131}{(0,38)^3} \left( 1 + \alpha \frac{425 + 153}{2} \right)^3 + \frac{4,6}{(0,64)^3} (1 + \alpha 153)^3 28 \right] \\ &= \frac{1}{160} [1300 + 3000 + 19000 + 1300] = 154 \end{aligned}$$



Ferner wird

$$\frac{b\delta}{R^2} = \frac{330 (1 + \alpha 462)^3 0,2}{2^2} = 312.$$

Um den Ausdruck  $\mathfrak{B}$ , zu berechnen, findet man bei Betrachtung der Zeichnung (Tafel V.), dass als plötzliche Querschnittserweiterungen der Uebergang von dem Feuerbrücken- in den Siedercanal-Querschnitt, der Uebergang von den durch die zwischen Hauptkessel und Sieder angebrachten Verbindungsrohren gebildeten Querschnittsverengungen in den ganzen Querschnitt des Hauptkesselcanales und der Uebergang von den durch die Flantschen der Vorwärmerröhrn gebildeten Verengungen in die ganze Weite des Vorwärmercanales anzusehen sind. Da der Querschnitt über der Feuerbrücke = 0,6, und der von einem jener Verbindungsrohren gebildete verengte Querschnitt = 0,4 ist, und da von letzteren 6 Stück im Laufe des Hauptcanales vorkommen; da ferner der Querschnitt zwischen den Flantschen des Vorwärmers = 0,28 ist, und hiervon in jedem Canale 6 vorkommen, so wird:

$$\begin{aligned} \Sigma(1 + \alpha t_n)^2 \left( \frac{1}{q_n} - \frac{1}{q_m} \right)^2 &= (1 + \alpha 924)^2 \left( \frac{1}{0,6} - 1 \right)^2 + \left[ 3(1 + \alpha 500)^2 \right. \\ &\quad \left. + 3(1 + \alpha 450)^2 \right] \left( \frac{1}{0,4} - \frac{1}{0,7} \right)^2 + 6 \left[ (1 + \alpha 350)^2 \right. \\ &\quad \left. + (1 + \alpha 250)^2 + (1 + \alpha 200)^2 + (1 + \alpha 160)^2 \right] \\ &\quad \left( \frac{1}{0,28} - \frac{1}{0,38} \right)^2 = 145, \end{aligned}$$

wenn man die Temperaturen in den 3 Verengungen des ersten Theiles des Hauptkesselcanales im Mittel = 500 und in denen des zweiten Theiles = 450 setzt und ähnliche Annahmen für die in den einzelnen Vorwärmercanälen herrschenden Temperaturen einführt.

Plötzliche Verengungen und Krümmungen kommen nicht vor, weshalb die Glieder

$$\begin{aligned} 0,4 \Sigma \frac{1}{q_q^2} \text{ etc.} &= 0, \\ \Sigma \xi_k \text{ etc.} &= 0 \end{aligned}$$

zu setzen sind. Aber plötzliche Ablenkungen des bewegten Gasstromes treten beim Uebergange vom Siedercanal in den Haupt-



kesselcanal, beim Uebergange vom ersten Theil des Hauptkesselcanals in den zweiten, und endlich in den Vorwärmercanälen und in den Verbindungscanälen zwischen Hauptkessel und Vorwärmer, wie zwischen Vorwärmer und Schornstein auf. In Erinnerung, dass für doppelte nach derselben Richtung führende Ablenkungen der Betrag einer einfachen, für doppelte um 90 Grad geneigte, das Anderthalbfache von einer einfachen zu setzen ist und dass der Coëfficient  $\xi_a$  in vorliegendem Falle, wo nur rechtwinklige Ablenkungen in Frage kommen,  $= 1$  wird, ergibt sich nach schätzungsweiser Einführung der in den einzelnen Ablenkungen herrschenden Temperaturen:

$$\begin{aligned} \Sigma \xi_a (1 + \alpha t_a)^2 \frac{1}{q_a^2} &= \frac{1}{(0,7)^2} \left[ (1 + \alpha \cdot 535)^2 + (1 + \alpha \cdot 460)^2 \right. \\ &\quad \left. + (1 + \alpha \cdot 425)^2 \right] + \left( \frac{1}{0,38} \right)^2 \left[ (1 + \alpha \cdot 425)^2 + (1 + \alpha \cdot 300)^2 \right. \\ &\quad \left. + (1 + \alpha \cdot 220)^2 + (1 + \alpha \cdot 180)^2 + 1,5 (1 + \alpha \cdot 153)^2 \right. \\ &\quad \left. + 2 (1 + \alpha \cdot 150)^2 \right] = 216 \end{aligned}$$

Hiernach wird:

$$\mathfrak{B}_{,,} = 145 + 216 = 361.$$

Endlich kann noch  $\mathfrak{C} = 0$  gesetzt werden, weil die Feueranäle vom Roste bis zum Endpunkte des Vorwärmers ebensoviel ansteigend als fallend, also  $v_4$  sowohl als  $H_4 = 0$  sind und ein Zuflusscanal nicht vorhanden ist. Man erhält also wegen  $\mathfrak{I} = 0$

$$\begin{aligned} H_5 &= - \frac{1}{0,011} \ln \left\{ 1 - \frac{0,011}{153} \left( \frac{2000}{1000} \right)^2 \left[ \left( \frac{1 + \alpha \cdot 153}{0,64} \right)^2 \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + 154 + 312 + 361 \right] \right\} \\ &= - \frac{1}{0,011} \ln \left\{ 1 - 0,255 \right\} = - \frac{1}{0,011} 2,3 \log \left[ 1 - 0,255 \right] \\ &= 26,7 \text{ Meter.} \end{aligned}$$

Diese Höhe stimmt mit der wirklich in Anwendung gekommenen, nämlich

28 Meter

nicht genau überein, was seinen Grund darin hat, dass das Zugregister zum Theil geschlossen war, dieser Umstand aber in der



Rechnung nicht berücksichtigt ist, weil die Grösse der geschlossenen Oeffnung in den Protocollen sich nicht vorfindet. Später wird gezeigt werden, in welchem Maasse durch ein grösseres oder geringeres Herablassen dieses Registers die Zugwirkung geschwächt wird, oder umgekehrt, wie viel höher der Schornstein hergestellt werden muss, wenn trotz einer gewissen Verengung durch das Zugregister die Wirkung unverändert bleiben soll.

Vorher aber werde, um den Einfluss der einzelnen Widerstände auf die Höhe des Schornsteins kennen zu lernen, oder mit andern Worten, um zu erfahren, welchen Höhenzuwachs der Schornstein für jeden der Widerstände erhalten muss, und um ferner den Einfluss der Abkühlung im Schornstein zu sehen, angenommen, es sei diese Abkühlung gar nicht eingetreten, so dass die auf Seite 166 der allg. Th. d. F. sich vorfindende einfachere Formel:

$$H_5 = \frac{1}{T_1 - \mathfrak{T}} \left\{ \left( \frac{nAM}{1000} \right)^2 \left[ \left( \frac{1 + \alpha T_1}{Q} \right)^2 + \mathfrak{A}_4 + \frac{b\delta}{R^2} + \mathfrak{B}_n \right] - \mathfrak{C} \right\}$$

in Anwendung kommt, eine Formel, welche aus der allgemeineren, hier bereits benutzten durch Umwandlung des natürlichen Logarithmus in eine Reihe und durch Nullsetzen des wegen vorausgesetzter Nichtexistenz der Abkühlung sich annullirenden Ausdrucks  $B_5$  erhalten werden kann.

Durch Einsetzen der bereits berechneten Grössen in die letzte Formel erhält man

$$H_5 = \frac{1}{153} \left( \frac{2000}{1000} \right)^2 [60 + 154 + 312 + 361] = 23,2$$

so dass also wegen wirklichen Vorhandenseins der Abkühlung ein Höhenzuwachs von  $26,7 - 23,2 = 3,5$  Meter erforderlich sein würde.

Diese Abkühlung oder zunächst die Temperatur  $T$  der ausströmenden Verbrennungsgase berechnet sich mit Hülfe der auf Seite 145 d. allg. Th. d. F. angegebenen Formel zu

$$T = \mathfrak{T} + (T_1 - \mathfrak{T}) e^{-B_5 H_5} = 153 e^{-0,011 \cdot 28} = 120,$$

so dass also die Abkühlung  $153 - 120 = 33$  Grad, und die Gipfeltemperatur  $T$ :

$$\frac{T}{T_1} = \frac{120}{153} = \text{circa } \frac{3}{4}$$



von der untern Temperatur  $T_1$  beträgt. Diese sehr bedeutend scheinende Abkühlung wurde auch von Dr. Brix an der zu dessen Versuchen über die Heizkraft der preussischen Brennstoffe verwendeten Feuerungsanlage beobachtet, woraus zu sehen, dass unser Rechnungsergebniss nichts Widersprechendes mit der Wirklichkeit hat.

Um die complicirtere, das Herbeinehmen der Logarithmentafeln beanspruchende Formel zu vermeiden, könnte man die Abkühlung, obgleich sie mit der Dicke der Schornsteinwandungen, mit dem durchströmenden Gasquantum und den Dimensionen des Schornsteines variirt, ein für alle Mal so gross annehmen, dass  $T = \frac{2}{3} T_1$  gesetzt und demnach in die einfachere Formel für  $T_1$

$$\frac{T_1 + \frac{2}{3} T_1}{2} = \frac{5}{6} T_1$$

eingeführt wird. Alsdann würde sich in diesem Falle

$$H_5 = 27,8 \text{ Meter}$$

ergeben.

Mit Anwendung dieses letzten Rechnungsverfahrens lassen sich auch die oben erwähnten Höhenzuwächse ermitteln, welche dem Schornsteine wegen der einzelnen Widerstände gegeben werden müssen. Dieselben sind, wie eine Betrachtung der einfacheren Formel ohne Weiteres erkennen lässt:

wegen des Reibungswiderstandes:

$$= \frac{1}{\frac{5}{6} T_1} \left( \frac{n A M}{1000} \right)^2 \mathfrak{A}_4 = \frac{4}{127} \cdot 154 = 4,8 \text{ Meter}$$

wegen des Brennmaterialwiderstandes:

$$= \frac{1}{\frac{5}{6} T_1} \left( \frac{n A M}{1000} \right)^2 \frac{b \delta}{R^2} = \frac{4}{127} \cdot 312 = 9,8 \quad ,$$

wegen plötzlicher Erweiterungen in

$$\text{den Canälen:} \quad = \frac{4}{127} \cdot 145 = 4,5 \quad ,$$

wegen plötzlicher Ablenkungen in

$$\text{den Canälen:} \quad = \frac{4}{127} \cdot 216 = 6,8 \quad ,$$

sogenannte theoretische Höhe:

$$= \frac{1}{\frac{5}{6} T_1} \left( \frac{n A M}{1000} \right)^2 \left( \frac{1 + \alpha T_1}{Q} \right)^2 \frac{4}{127} \cdot 60 = 1,9 \quad ,$$

27,8 Meter



Hieraus erkennt man, worauf in „der allgemeinen Theorie der Feuerungsanlagen“ wiederholt aufmerksam gemacht wurde, dass die sogenannte theoretische, ohne Rücksicht auf die Widerstände berechnete Höhe den geringsten Bruchtheil von allen anderen wegen wirklichen Vorhandenseins der Widerstände erforderlichen Höhen ausmacht, und dass sie daher keineswegs geeignet sein würde, die verlangte Zugwirkung in der Feuerungsanlage hervorzubringen. Man erkennt ferner, dass die Einwirkung der plötzlichen Erweiterungen und Ablenkungen bei Berechnung der Schornsteinhöhe durchaus nicht vernachlässigt werden darf, sondern dass sie sogar unter Umständen, wie z. B. unter den vorliegenden, den grössten Höhenzuwachs von allen übrigen Constructionsverhältnissen erfordern kann. Ebenso verlangt der Widerstand im Brennmaterial einen bedeutenderen Höhenzuwachs oder schwächt die Zugwirkung mehr, als man für gewöhnlich anzunehmen pflegt. Der Reibungswiderstand dagegen ergiebt sich in vorliegendem Falle als verhältnissmässig sehr gering, was zum Theil in dem geringen Betrage der Temperaturen seinen Grund findet, zum andern Theil aber, an der bedeutenderen als üblichen Weite der Canäle liegt, von denen der erste ein Verhältniss zu der totalen Rostfläche von  $\frac{1}{2}$ , der zweite von  $\frac{1}{3}$  und der dritte von  $\frac{1}{5}$  hat. Wegen dieser bedeutenderen Weite mag auch trotz Anbringung der Vorwärmer und dadurch verursachter Vermehrung des Reibungswiderstandes nicht, wie bei den Hirn'schen Apparaten, ein Ventilator zur Erreichung der erforderlichen Zugwirkung nöthig gewesen sein.

Endlich wird bei Betrachtung der Werthe für obige Höhenzuwächse und beim Rückblick auf deren Abstammung einleuchten, dass man nicht wohl im Stande ist, eine viel einfachere, allgemeingültige Formel, als die oben benutzte zur Berechnung der Schornsteinhöhe aufzustellen, sondern dass nur dann ohne Verletzung der Genauigkeit und ohne Beeinträchtigung der Garantie des Erfolges eine solche Formel gewonnen werden kann, wenn man eine bestimmte Kessel- und Ofenconstruction ins Auge fasst, oder wenn man sich entschliesst, die Kessel nach Regeln zu construiren, welche die Einführung für alle Fälle gültiger Mittelwerthe in die Höhenformeln gestatten. Stellt man z. B. die Regel auf, dass der Querschnitt der Feuercanäle überall gleichgross



und gleich dem des Schornsteines sein solle, so zieht sich die complicirte Berechnung des Ausdruckes  $\mathfrak{A}_4$  auf eine sehr einfache zusammen, und trifft man über die Anordnung der Canäle ein bestimmtes Uebereinkommen, setzt also eine gewisse Anzahl von plötzlichen Ablenkungen, Erweiterungen etc. voraus, oder stellt den Apparat so her, dass plötzliche Erweiterungen etc. gar nicht vorkommen, so erfordert auch die Berechnung des Ausdrucks  $\mathfrak{B}$ , nur geringen Müheaufwand. Indessen ist es schwierig, sämtliche Arten oder Gattungen von Kesselformen nach denselben oder doch ziemlich denselben Regeln zu construiren, und daher werde ich ein Verfahren einschlagen, wonach für jede besondere Kesselgattung eine besondere Formel in Anwendung kommt.

Was empirische Coëfficienten betrifft, die in die Theorie einzuführen sein würden, so muss man aus diesem hier untersuchten Falle schliessen, dass die bereits verwendeten, aus ursprünglicheren und directeren Beobachtungen und Experimenten abgeleiteten nicht abgeändert zu werden brauchen, da eine befriedigendere Harmonie der Rechnung mit der Wirklichkeit wohl kaum erwartet werden kann und auch schon bei früheren in der „allgemeinen Theorie der Feuerungsanlagen“ vorgenommenen Prüfungen ein völliges Uebereinstimmen der Theorie mit der Beobachtung sich herausstellte.

Die hier berechnete Höhe ist zwar um  $28 - 26,7 = 1,3$  Meter geringer ausgefallen, als die wirklich vorhanden gewesene, weshalb es der grösseren Sicherstellung halber gerathen erscheinen könnte, dem Rechnungsergebniss einen gewissen Zuschlag zu geben; aber man muss auch, wie schon oben erwähnt, bedenken, dass ein partielles Schliessen des Zugregisters, welches während des Versuches gewiss vorgenommen wurde und welches in seiner Wirkung einer gewissen Vergrösserung der Schornsteinhöhe gleichzusetzen ist, in der Rechnung nicht berücksichtigt wurde. Um zu sehen, dass diese Erklärung für die Differenz zwischen Theorie und Wirklichkeit keine gezwungene und gewagte ist, braucht nur ausgerechnet zu werden, welcher Oeffnung des Zugregisters die an der Rechnung fehlende Höhe von 1,3 Meter entspricht. Zu diesem Ende ist bloss zu beachten, dass an dem Orte, wo das Zugregister angebracht war, der Canalquerschnitt 0,38 Meter und die Temperatur der Verbrennungsgase 153 Grad



betrug und dass daher und weil der durch Herablassen des Zugregisters verursachte Widerstand, als ein durch plötzliche Erweiterung von der Registeröffnung in den ganzen Canalquerschnitt, oder genauer genommen, durch plötzliche Erweiterung von dem contrahirten Querschnitt der Registeröffnung in den ganzen Canalquerschnitt hervorgebrachte anzusehen ist, diese Widerstandshöhe durch:

$$\frac{1}{T_1 - \mathfrak{T}} \left( \frac{n A M}{1000} \right)^2 \left( \frac{1}{\chi \cdot \varphi \cdot 0,38} - \frac{1}{0,38} \right)^2 \left( 1 + \alpha 153 \right)^2$$

sich berechnet, wenn  $\varphi$  den Contractionscoëfficienten, welcher  $= 0,6$  genommen werden kann, und  $\chi$  das Verhältniss bedeutet, in welchem die Oeffnung des partiell geschlossenen Registers zu dem ganzen Canalquerschnitt steht. Da also diese Widerstandshöhe  $= 1,3$  Meter sein soll und  $T_1 - \mathfrak{T} = \frac{5}{6} 153 = 127$  zu setzen ist, so folgt hieraus:

$$\chi = \frac{1}{\varphi \left[ 1 + \frac{0,38 \sqrt{127 \cdot 1,3}}{2 \cdot 1,56} \right]} = \text{circa } \frac{5}{7}$$

so dass also anzunehmen sein würde, das Zugregister sei beim Versuche im Mittel bis auf  $\frac{5}{7}$  der Canalhöhe herabgelassen.

Bei einer Kritik der zwischen Rechnung und Beobachtung hervorgetretenen Differenz ist ferner zu bedenken, dass nicht, wie hier angenommen wurde, ein Luftquantum von genau 20 Kilogr. pro Kilogr. Kohle in den Protocollen angegeben ist, sondern dass die Angabe zwischen 13 bis 17 Cubikmetern oder 16,9 bis 22,1 Kilogr. schwankt, und dass die Schornsteinhöhe, sofern die Temperaturverhältnisse unverändert bleiben, dem Quadrate dieser Ziffer proportional ist und daher im ersten Falle, also für  $n A = 16,9$ , zu

$$\left( \frac{16,9}{20} \right)^2 26,7 = 18,7,$$

im zweiten, also für  $n A = 22,1$ , zu

$$\left( \frac{22,1}{20} \right)^2 26,7 = 32,3 \text{ Meter}$$

sich ergeben haben würde. Haben also diese letzten beiden Luftmengen die Feuerungsanlage wirklich durchströmt, so muss man



annehmen, dass im ersten Falle das Zugregister noch stärker geschlossen war, als mit Zugrundelegung der früheren Daten ermittelt wurde, und dass für den zweiten Fall, in welchem das Zugregister höchstens als ganz geöffnet gewesen vorausgesetzt werden kann, unsere Formel einen etwas grösseren Werth berechnet, als die Wirklichkeit ihn angiebt. Uebrigens aber ist noch zu berücksichtigen, dass nur dann eine einfache Proportionalität der Höhe mit dem Quadrate der Luftmenge  $nA$  stattfindet, wenn die Temperaturen in den Feuercanälen in allen Fällen denselben Werth beibehalten, was bei einer Variation von  $nA$  in Wirklichkeit nicht stattfindet. Vielmehr fallen diese Temperaturen um so kleiner aus, je grösser  $nA$  wird, und daher werden auch die Widerstandshöhen aus diesem Grunde kleiner, wenn  $nA$  wächst, und grösser, wenn  $nA$  abnimmt, so dass bei genauerer Rechnung die erste von den obigen Höhen grösser und die zweite kleiner sich herausgestellt, also die Theorie um so besser mit dem Versuchsdatum übereingestimmt haben würde.

Aus diesem Umstande, aus dem Umstande, dass durch eine Vermehrung des Werthes  $nA$  die erforderliche Schornsteinhöhe einerseits bedeutender, andererseits aber geringer sein muss, entspringt der, auch in der allg. Th. d. F. an mehreren Beispielen gezeigte Vortheil, dass eine in die Formeln eingeführte etwas verkehrte Annahme von  $nA$  keinen merklichen Fehler im Endresultate zur Folge hat, und dass daher, wenn auch die Feuerungsanlage für einen bestimmten Werth von  $nA$  berechnet ist, dieser Werth variirt und dadurch der etwa durch die Rechnung nicht getroffene, vortheilhafteste herausprobt werden kann. —

Die Ausströmungsgeschwindigkeit  $V$  der Verbrennungsproducte aus dem Schornsteine beträgt nach Formel 151 auf Seite 165 die allg. Th. d. F.

$$V = \frac{nA M}{4000} \frac{1 + \alpha T}{Q} = \frac{2000}{4000} \frac{1 + \alpha \cdot 120}{0,64} = 1,12 \text{ Meter,}$$

ist also sehr gering. —

Schliesslich soll noch, vorzüglich als Vorarbeit für später anzustellende Untersuchungen, der Höhenzuwachs des Schornsteins berechnet werden, welchen der Vorwärmer nöthig gemacht hat. Dieser Höhenzuwachs wird gefunden, wenn man von der



hier berechneten, oder auch in Wirklichkeit zur Anwendung gekommenen Höhe von 28 Metern diejenige in Abzug bringt, welche bloss für den Hauptkessel mit Siedern, also bei Nichtexistenz des Vorwärmers nöthig gewesen sein würde. Bei Berechnung dieser letzten kann man die bereits ermittelten Zahlenwerthe zum Theil verwenden, darf dabei aber nicht vergessen, dass die Schornsteintemperatur nicht mehr zu  $T_1 = 153$ , sondern zu  $T_1 = 425$  Grad in die Formel eingeführt werden muss.

Mit Berücksichtigung dieses Umstandes ergibt sich dann:

$$\frac{(1 + \alpha T_1)^2}{Q^2} = \frac{(1 + \alpha 425)^2}{Q^2} = 16;$$

$$\mathfrak{A}_4 = \frac{1}{160} \left[ 1300 + 3000 + \frac{4,6}{(0,64)^3} (1 + \alpha 425)^3 28 \right] = 60;$$

$$\frac{b\delta}{R^2} = \text{ebenso wie früher} = 312;$$

$$\begin{aligned} \mathfrak{B}_{,,} &= (1 + \alpha 924)^2 \left( \frac{1}{0,6} - 1 \right)^2 + \left[ 3(1 + \alpha 500)^2 + 3(1 + \alpha 450)^2 \right] \\ &\quad \left( \frac{1}{0,4} - \frac{1}{0,7} \right)^2 + \left( \frac{1}{0,7} \right)^2 \left[ (1 + \alpha 535)^2 + (1 + \alpha 460)^2 + (1 + \alpha 425)^2 \right] \\ &= 108; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_5 &= -\frac{1}{0,011} \ln \left\{ 1 - \frac{0,011}{425} \left( \frac{2000}{1000} \right)^2 \left[ 16 + 60 + 312 + 108 \right] \right\} \\ &= -\frac{1}{0,011} 2,3 \log \left\{ 1 - 0,051 \right\} = 4,8 \text{ Meter,} \end{aligned}$$

so dass also wegen des Vorwärmers ein Höhenzuwachs von  $28 - 4,8 = 23,2$  Meter erforderlich gewesen sein würde.

Dieser Höhenzuwachs ist sogar noch zu gering gerechnet, weil streng genommen ein zu hoher Werth für den Reibungswiderstand im Schornsteine eingeführt wurde und ausserdem der Ausdruck  $\mathfrak{C}$  im letzten Falle grösser als Null und dadurch die berechnete Zahl 4,8 vermindert wird. Abgesehen aber hiervon muss die ganze Frage noch etwas anders beantwortet werden.

Es wurde nämlich bei dieser Rechnung stillschweigend vorausgesetzt, dass die pro Stunde verbrauchte Brennmaterialmenge sowohl bei Vorhandensein des Vorwärmers als bei Nichtexistenz



desselben gleich gross sei; in Wirklichkeit aber wird verlangt werden, dass die pro Stunde erzeugte Dampfmenge, oder die pro Stunde in den Apparat geleitete Wärmequantität in beiden Fällen dieselbe bleibe, und alsdann stellen sich die Temperaturverhältnisse und demnach die Widerstände in den Canälen ganz anders heraus, als bei obiger Rechnung angenommen wurde.

Soll durch eine um die Grösse des Vorwärmers reducirte Heizfläche dieselbe Wärmemenge geleitet werden, welche anfänglich hindurchdrang, so muss eine grössere Quantität Brennmaterial auf dem Roste verbrannt werden, dadurch wird die pro Kilogr. Brennmaterial erzeugte Dampfmenge geringer und demnach auch der Wirkungsgrad des Apparates kleiner als anfänglich.

Kennt man diese Brennmaterialmenge oder diesen Wirkungsgrad, so kann man die übrigen Verhältnisse damit berechnen. Zufolge Seite 96 der allg. Th. d. F. ist nun

$$\eta = \frac{T_0 - t_1}{T_0} \left[ 1 - e^{-\frac{w F}{n A M \sigma}} \right]$$

und in Verbindung mit Gleichung 125 der Seite 105:

$$\eta_t = \omega + (1 - \omega) \left( 1 + \frac{t_1}{T_0} \right) \left[ 1 - e^{-\frac{w F}{n A M \sigma}} \right]$$

Allein um hieraus  $\eta_t$  sofort berechnen zu können müsste  $M$  und  $w$  gegeben sein, während  $M$  ebenso wie  $\eta_t$  erst gesucht werden soll. Um das hierdurch entstehende Hinderniss zu beseitigen, braucht man nur zu beachten, dass, wenn die anfänglich, also bei Vorhandensein des Vorwärmers, verwendete Brennmaterialmenge mit  $M'$  und der dazu gehörige Wirkungsgrad mit  $\eta_1'$  bezeichnet wird, wegen der Gleichungen:

$$\eta_1' = \frac{W}{\eta_1 k M'}$$

und

$$\eta_t = \frac{W}{\eta_1 k M},$$

sofern in beiden Fällen gleich gute Verbrennung auf dem Roste, also  $\eta_1$  gleichgross vorausgesetzt wird:



$$M = \frac{\eta_t'}{\eta_t} M'$$

sich ergibt.

Schreibt man daher den Exponenten obiger Formel unter Hinzuziehung des für  $w$  auf Seite 169 gefundenen Ausdruckes:

$$\frac{w F}{n A M \sigma} = \frac{1,2 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q}} \cdot F}{n A M \sigma} = \frac{1,2 \cdot F}{\sigma} \sqrt[3]{\frac{1}{q (n A M)^2}},$$

so kann man darin durch Einführung von

$$n A M = n A \frac{\eta_t'}{\eta_t} M'$$

die von  $\eta_t$  abhängige Unbekannte  $M$  eliminiren, so dass man erhält

$$\eta_t = \omega + (1 - \omega) \left( 1 + \frac{t_1}{T_0} \right) \left[ 1 - e^{-\frac{1,2 \cdot F}{\sigma} \sqrt[3]{\frac{1}{q (n A M' \cdot \eta_t')^2}} \sqrt[3]{\eta_t^2}} \right]$$

eine Formel, aus welcher  $\eta_t$  allerdings nur durch Probiren ermittelt werden kann.

Stellt man nun die jedenfalls begründete Annahme, dass bei der Verbrennung auf dem Heerde in beiden Fällen sowohl bei Anwendung als bei Nichtexistenz des Vorwärmers ganz dieselben Vorgänge eintreten, dass also die strahlende Wärme und die Luftmenge  $n A$ , und demnach auch die Temperatur  $T_0$  den gleichen Werth behalten, und beachtet man ferner, dass der mittlere Werth des Querschnittes  $q$  in derselben Weise, wie auf Seite 195 zu

$$q = \frac{1}{30,68} [1 \cdot 21,6 + 0,7 \cdot 9,08] = 0,9$$

sich berechnet, so wird nach Einführung der numerischen Werthe, nämlich:

$$\omega = \frac{1}{4} \text{ (Seite 193)}$$

$$T_0 = 924 \text{ (Seite 193)}$$

$$F = 30,68 \text{ (Seite 192)}$$

$$\eta_t' = 0,843 \text{ (Seite 193)}$$



$$\left. \begin{array}{l} t_1 = 112 \\ n A M' = 2000 \end{array} \right\} \text{ (Tabelle XXXII.),}$$

$$\eta_t = 0,25 + 0,659 \left[ 1 - e^{-1,071 \sqrt[3]{\eta_t^2}} \right],$$

und hieraus erhält man durch Probiren

$$\eta_t = 0,60.$$

Mit diesem Werthe und nach Seite 217 wird die Brennmaterialmenge

$$M = \frac{0,843}{0,6} M' = 140 \text{ Kilogr.}$$

der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{0,6 - 0,25}{1 - 0,25} = 0,466$$

und die Temperatur  $T_1$ , wenn man für Abkühlung 36 Procent rechnet und demnach  $\eta = 0,466 - 0,034 = 0,50$  schreibt Seite 116,

$$T_1 = (1 - 0,5) 924 = 431 \text{ Grad.}$$

Dieser Temperaturwerth weicht so wenig von dem früher in Rechnung gezogenen, nämlich 425, ab, dass man die für die Canal-Widerstände ermittelten Werthe des zuletzt angestellten Calculs recht wohl ohne irgend welche Abänderung auch hier als gültig betrachten kann. Alsdann erhält man sofort wegen  $nAM = 20 \cdot 140 = 2800$ :

$$\begin{aligned} H_5 &= -\frac{1}{0,011} \ln \left\{ 1 - \frac{0,011}{431} \left( \frac{2800}{1000} \right)^2 [16 + 60 + 312 + 108] \right\} \\ &= -\frac{1}{0,011} 2,3 \log \{ 1 - 0,100 \} = 9,6 \text{ Meter,} \end{aligned}$$

so dass hiernach zum Betriebe des Vorwärmers ein Höhenzuwachs von

$$28 - 9,6 = 18,4 \text{ Meter}$$

erforderlich sein würde. —

2tens. Der zweite Apparat, der uns für unsere Untersuchungen zur Verfügung steht, der auf Seite 10 beschriebene und auf Tafel II. dargestellte Zambaux'sche, bietet deshalb sehr viel Interessantes, weil er eine von der des vorigen gänzlich verschie-



dene Form hat. Während jener gemauerte Canäle hatte, hat dieser nur metallene, nur sogenannte Rauchröhren, während jener horizontal aufgestellt war, ist dieser vertical, während an jenem sich Sieder und Vorwärmer fanden, trifft man an diesem nur einen Hauptkessel an, und während endlich jener durch einen gemauerten Schornstein bedient wurde, functionirt dieser mit Hülfe eines metallenen.

Er ertheilt den in der allgemeinen Höhenformel der Seite 203 sich vorfindenden Grössen folgende Werthe:

$$Q = 0,196$$

$$R = 1,22$$

$$\delta = 0,2$$

$$w_5 = 7 \text{ (Allg. Th. d. F. Seite 80)}$$

$$u_5 = 1,57$$

$$B_5 = \frac{7 \cdot 1,57}{755 \cdot 0,25} = 0,058$$

$$q_5 = 0,196$$

$$H_5 = 12$$

$$q_1 = 0,196$$

$$u_1 = 1,57$$

$$L_1 = 5$$

$$\mathfrak{Z}_0 = \mathfrak{Z}_1 = 20$$

$$q_4 = 216 \cdot \frac{(0,048)^2 \pi}{4} = 0,389$$

$$u_4 = 216 \cdot 0,048 \cdot \pi = 32$$

$$L_4 = 2,5$$

$$H_4 = 4$$

$$\sin v_4 = 1$$

$$w_4 = 10 \text{ (Seite 170)}$$

$$B_4 = \frac{10 \cdot 32}{755 \cdot 0,25} = 1,7$$

$$T_0 = 1200$$

$$T_0 - \mathfrak{Z} = 240$$

hiermit wird zunächst:

$$\frac{(1 + \alpha T_1)^2}{Q^2} = \frac{3,8}{0,038} = 100;$$



$$\begin{aligned}
 \mathfrak{A}_4 &= \frac{1}{160} \left[ \frac{1,57}{(0,196)^3} (1 + \alpha 20)^3 \cdot 5 + \frac{32}{(0,389)^3} \left( 1 + \alpha \frac{1200 + 262}{2} \right)^3 \cdot 2,5 \right. \\
 &\quad \left. + \frac{1,57}{(0,196)^3} (1 + \alpha 262)^3 \cdot 12 \right] \\
 &= \frac{1}{160} [1350 + 68000 + 18200] = 548; \\
 \frac{b\delta}{R^2} &= \frac{330 \left( 1 + \alpha \frac{1200}{2} \right)^3 \cdot 0,2}{(1,22)^2} = 1408;
 \end{aligned}$$

Bei Berechnung des Ausdrucks  $\mathfrak{B}_2$ , ist zu bedenken, dass die durch die Befestigungsringe der Rauchröhren entstehenden plötzlichen Querschnitts-Verengungen und Erweiterungen nicht vernachlässigt werden dürfen. Der Querschnitt zwischen diesen Ringen ist

$$= 216 \frac{0,03^2 \cdot \pi}{4} = 0,15 \text{ □Meter}$$

und daher beträgt der aus dem plötzlichen Uebergange von dem Querschnitte des Feuerraumes in diesen durch die Ringe gebildeten Querschnitt hervorgehende Widerstand

$$= 0,4 \frac{1}{(0,15)^2} (1 + \alpha 1200)^2$$

Eine ebensolche plötzliche Querschnittsverengung tritt am oberen Theile des Kessels beim Uebergange des ganzen Querschnitts der Rauchröhren in den Querschnitt der Ringe auf und verursacht einen Widerstand, der durch

$$0,4 \frac{1}{0,15} (1 + \alpha 262)^2$$

in Rechnung gezogen wird.

Als plötzliche Querschnittserweiterung muss der Uebergang vom Querschnitt der Ringe in den Rauchröhrenquerschnitt und der Uebergang ebenfalls vom Querschnitt der Ringe in den des Schornsteinfusses, welcher letztere 0,79 □Meter beträgt, angesehen werden, und da nun plötzliche Ablenkungen und Krümmungen nicht vorhanden sind, so wird:



$$\begin{aligned} \mathfrak{B}_s &= (1 + \alpha 1200)^2 \left( \frac{1}{0,15} - \frac{1}{0,389} \right)^2 + (1 + \alpha 262)^2 \left( \frac{1}{0,15} - \frac{1}{0,8} \right)^2 \\ &\quad + 0,4 \left( \frac{1}{0,15} \right)^2 (1 + \alpha 1200)^2 + 0,4 \left( \frac{1}{0,15} \right)^2 (1 + \alpha 262)^2 \\ &= 580 + 126 + 569 + 75 = 1340. \end{aligned}$$

Der Ausdruck  $\mathfrak{C}$  wird hier nicht wie beim vorigen Falle = Null, sondern nimmt den Werth an:

$$\mathfrak{C} = (150 - 20) \cdot 4 + \frac{1200 - 262}{1,7} = 1072,$$

so dass also:

$$\begin{aligned} H_5 &= -\frac{1}{0,058} \ln \left\{ 1 - \frac{0,058}{240} \left[ \left( \frac{755}{1000} \right)^2 (100 + 548 + 1408 + 1340) \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - 1072 \right] \right\} \\ &= -\frac{2,3}{0,058} \log \left\{ 1 - 0,2086 \right\} = 4,03 \text{ Meter} \end{aligned}$$

ausfällt.

Diese berechnete Ziffer weicht von der wirklich in Anwendung gekommenen, nämlich 12 Meter, sehr bedeutend ab; aber es ist auch hier zu bedenken, dass das Zugregister, oder in diesem Falle die im Zuflussrohre angebrachte Einlassklappe partiell geschlossen war und daher die ganze Höhe von 12 Metern keineswegs zur Wirksamkeit gelangte. Leider ist der Grössenbetrag des Schlusses jener Klappe in den Protokollen nicht angegeben worden und wegen dieses Mangels ein völlig exacter Vergleich der Theorie mit dem Experimente nicht möglich; aber um zu sehen, dass die Behauptung, die Differenz zwischen Theorie und Experiment rühre von jenem unberücksichtigt gelassenen Einflusse der Einlassklappe her, keine unbegründete und gewagte ist, kann umgekehrt, wie es bereits auf Seite 213 mit dem vorigen Versuche geschah, aus der Höhendifferenz der Grössenbetrag des Schlusses der Einlassklappe berechnet und dem Urtheile vorgelegt werden.

Bezeichnet man zu dem Ende das Verhältniss, in welchem der durch den Schluss bewirkte, verengte Querschnitt zum ganzen Querschnitt des Einflussrohres steht, mit  $\chi$  und die Schornsteinhöhe, welche der Verengung entspricht, welche also den



durch die Verengung verursachten Widerstand zu überwinden im Stande ist, mit  $H\chi$ , so ist nach Seite 213, da der ganze Rohrquerschnitt 0,2 □Meter beträgt und die Temperatur im verengten Querschnitt =  $\mathfrak{T}$  war:

$$H\chi = \frac{1}{T_1 - \mathfrak{T}} \left( \frac{n A M}{1000} \right)^2 \left( \frac{1}{\chi \cdot \varphi \cdot 0,2} - \frac{1}{0,2} \right)^2 (1 + \alpha \mathfrak{T})$$

wobei aber zu beachten, dass für  $T_1$ , d. h. für die am Fusse des Schornsteins herrschende Temperatur genauer der Mittelwerth aus dieser und derjenigen zu setzen ist, mit welcher die Verbrennungsproducte den Schornstein verliessen. Diese letzte Temperatur berechnet sich zufolge Seite 209 zu:

$$\begin{aligned} T &= \mathfrak{T} + (T_1 - \mathfrak{T}) e^{-B_5 H_5} \\ &= 20 + (261 - 20) e^{-0,058 \cdot 12} = 150 \text{ Grad,} \end{aligned}$$

und daher würde

$$T_1 = \frac{261 + 150}{2} = 205$$

in die letzte Gleichung einzuführen sein. Löst man zunächst für  $\chi$  auf, so ergibt sich:

$$\chi = \frac{1}{\varphi \left[ 1 + \frac{0,2 \sqrt{H\chi (T_1 - \mathfrak{T})}}{\left( \frac{n A M}{1000} \right) (1 + \alpha \mathfrak{T})} \right]}$$

und hiermit, da  $H\chi = 12 - 4,03 = 8$  zu setzen ist:

$$\begin{aligned} \chi &= \frac{1}{0,6 \left[ 1 + \frac{0,2 \sqrt{8 \cdot 185}}{0,755 (1 + \alpha 20)} \right]} \\ &= \frac{1}{6} \text{ bis } \frac{1}{7}, \end{aligned}$$

wonach anzunehmen sein würde, die Einlassklappe wäre beim Versuche bis auf circa  $\frac{1}{6}$  oder  $\frac{1}{7}$  des ganzen Canalquerschnittes geschlossen gewesen und habe demnach eine Verminderung der Zugwirkung verursacht, welche dem Schornsteinhöhenbetrage von  $12 - 4,03 = 8$  Metern gleichkommt, oder welche ebenso bedeutend ist, als sie gewesen sein würde, wenn der Schornstein um 8 Meter niedriger hergestellt wäre und kein Schluss der Einlassklappe stattgefunden hätte.

Aus dieser Berechnung sieht man, dass, wenn von vornherein



beabsichtigt wäre, keine grössere Luftmenge als die theoretisch erforderliche in die Feuerungslage einzuführen, der Schornstein bedeutend niedriger hätte hergestellt werden können, indem er statt 12 Meter eine Höhe von nur 4 bis 5 Meter zu erhalten gebraucht hätte. Dass er mit diesem geringen Höhenbetrage ausgereicht haben würde liegt zu allermeist an der bedeutenden Grösse des Werthes  $\mathfrak{C}$ , also an der verticalen Anordnung der Feuercanäle, zum Theil aber auch an der bedeutenden Weite des Gesamtquerschnitts der Heizröhren und deren geringer Länge, wodurch der Reibungswiderstand so ausserordentlich klein ausfiel. Die Rechnung lehrt ferner, dass solche, anscheinend einflusslose Constructionsverhältnisse, wie die durch die Befestigungsringe verursachten Querschnittsverengungen der Canäle, keineswegs übersehen werden dürften, ja dass sie sogar, wie auch hier, mehr als jedes der anderen Constructionsverhältnisse den Gesamtwiderstand und demnach die erforderliche Schornsteinhöhe vermehren. In der That nämlich sind die den einzelnen Widerständen entsprechenden Höhen zufolge der auf Seite 220 mit dem vorigen Versuche angestellten Berechnungen und unter Beachtung, dass  $(T_1 - \mathfrak{T}) = 150 - 20$  gesetzt werden muss: für den Reibungswiderstand

$$= \frac{1}{130} \left( \frac{n A M}{1000} \right)^2 \mathfrak{A}_1 = \frac{0,57}{130} \quad 548 = 2,4 \text{ Meter}$$

für den Brennmaterialwiderstand

$$= \frac{1}{130} \left( \frac{n A M}{1000} \right)^2 \frac{b \delta}{R^2} = \frac{0,57}{130} \quad 1408 = 6,2 \quad ,,$$

für den Widerstand durch Verengungen und

$$\text{Erweiterungen} = \frac{1}{130} \left( \frac{n A M}{1000} \right)^2 \cdot \mathfrak{B}_{,,} = \frac{0,57}{130} \quad 1340 = 5,9 \quad ,,$$

sogenannte theoretische Höhe

$$= \frac{1}{130} \left( \frac{n A M}{1000} \right)^2 \frac{(1 + \alpha T_1)^2}{Q^2} = \frac{0,57}{130} \cdot 100 = 0,4 \quad ,,$$

---


$$\text{Summe} = 14,9 \quad ,,$$

für die Wirkung der Canalanordnung

$$= - \frac{1}{130} \left( \frac{n A M}{1000} \right)^2 \cdot \mathfrak{C} = - \frac{0,57}{130} \quad 1072 = - 4,7 \quad ,,$$

---


$$10,2 \quad ,,$$



Da indessen der Einfluss der Schornsteinabkühlung bei dieser Rechnung einfach durch Einführung eines Mittelwerthes für die Schornsteintemperatur berücksichtigt wurde, so können diese Zahlen nur als Approximationen, oder nur als solche gelten, welche das Verhältniss zwischen den einzelnen Höhen darstellen. Man erkennt dies schon aus einem Vergleich der totalen Höhen dieser und der vorigen, genauen Rechnung und kann gleichzeitig daraus sehen, dass bei Berechnung metallener Schornsteine das letztere, angenäherte Verfahren nicht wie bei gemauerten Schornsteinen ohne Gefahr vor bedeutenderen Abweichungen angewendet werden darf.



## **Zusätze und Bemerkungen zu dem Berichte der Experimentatoren.**

---

Die Schlussfolgerungen, welche die Herren Experimentatoren aus den Versuchsprotocollen und aus sonstigen bei den Versuchen erhobenen Beobachtungen zogen und welche dem im Anfange mitgetheilten Berichte einverleibt sind, konnten nicht die Präcision und Strenge haben, wie sie den Endergebnissen unserer Rechnungen, den Endgliedern unserer mathematischen Schlusskette eigen ist. Daher wird es von Nutzen sein, die einzelnen Paragraphen des Berichtes an der Seite der gewonnenen mathematischen Wahrheiten nochmals vor unserer Beurtheilung defiliren zu lassen und die darin ausgesprochenen Ansichten zu bestätigen und zu ergänzen oder eventuell zu corrigiren.

In den Paragraphen 85 und 86 liest man:

„Die geringe Leistung des Dollfus'schen Kessels mit Siedern gegenüber derjenigen der Röhrenkessel entspringt theils aus seiner geringen Länge, theils aus seiner geringen Heizfläche, welche den Rauch unter 441 Grad abzukühlen ihm nicht gestattete, während die andern Kessel denselben mit einer mittleren Temperatur von 239 Grad in den Schornstein strömen liessen.

Indessen behaupten wir nicht, dass es mit Hülfe einer grossen Heizfläche dieser Art von Kesseln möglich sei, die Leistung der Röhrenkessel zu erreichen. Diese kühlen den Rauch immer besser ab, da sie ihn in eine grosse Anzahl von Röhren vertheilen, während er die Canäle von grossem Querschnitt nur in einem einzigen Strahle durchströmt, der die Wärme nur von denjenigen seiner Theile verliert, welche ganz nahe an der Heizfläche liegen. Uebrigens werden wir im zweiten Theile unseres Berichtes von Kesseln mit Siedern zu sprechen Gelegenheit haben, deren Disposition von derjenigen der von uns während der Concurrenz unter-



suchten verschieden ist und deren Leistung diejenige der anderen sehr bedeutend übertrifft.“

Hierzu ist zunächst zu bemerken, dass, wie unsere Rechnungen ergeben, die Leistung eines Kessels, abgesehen von dem darauf geäusserten Einflusse des Herdes und der Verbrennungs-Luftmenge, nicht bloss von der Grösse der Heizfläche und von der Disposition derselben, sondern auch von dem Querschnitte der Feuercanäle abhängt. Die Disposition des Kessels, in Bezug auf welchen auf den zweiten Theil des Berichtes verwiesen wird und welchen ich mit Dollfus II. bezeichnete, ist ganz dieselbe, welche der erste, von mir mit Dollfus I. unterschiedene Kessel hat, und ebenso sind die Heizflächen dieser beiden Kessel pro 100 Kilogr. in der Stunde verbrauchtes Brennmaterial gleich,

nämlich bei Dollfus I.  $= \frac{2725}{106} = 24,9$  und bei Dollfus II.

$= \frac{4774}{190} = 25,1$ ; aber trotzdem und obgleich noch dazu die

bei Dollfus II. angewendete Verbrennungs-Luftmenge grösser war und dadurch der Gesamt-Wirkungsgrad geschwächt wurde, ist die Leistung von Dollfus II. grösser, als beim anderen Kessel, nämlich  $= 7,34$ , während sie bei jenem zu  $6,81$  ausfiel. Der Grund hiervon ist daher allein in der verschiedenen Grösse des Querschnittes der Feuercanäle zu suchen, oder in der hierdurch verursachten verschiedenen Grösse des Wärmeüberführungs-Coëfficienten, und in der That ist diese Querschnittsgrösse pro Kilogr. der hindurchströmenden Gasmenge

$$\text{für Dollfus I.} = \frac{q}{n A M} = \frac{1}{1186}$$

$$\text{für Dollfus II.} = \frac{q}{n A M} = \frac{1}{2803},$$

so dass der Wärmeüberführungs-Coëfficient  $w$

$$\text{für Dollfus I.} = 1,2 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q}} = 12,6$$

$$\text{für Dollfus II.} = 1,2 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q}} = 16,9$$

sich herausstellt.



Ob ein solcher Kessel mit Siedern durch entsprechende Vergrößerung der Heizfläche im Stande sein wird, die Leistung der Röhrenkessel zu erreichen, oder genauer gesprochen, ob er eine ebenso grosse Leistung hervorzubringen vermag, als es diese zu thun fähig sind, ist ganz von der Disposition, d. h. davon abhängig, ob er zufolge seiner Disposition in die Kategorie der Nichtstrom- oder Gegenstrom-Apparate sich einordnet, oder genauer genommen, ob er derselben Kategorie sich beigesellt, welcher der mit ihm verglichene Röhrenkessel angehört. Es scheint aber zufolge unserer Rechnungen nicht, dass alsdann eine entsprechend grössere Heizfläche erforderlich sei, als für die Röhrenkessel, oder umgekehrt, dass die Röhrenkessel den Rauch besser abkühlen, als diejenigen mit gemauerten Canälen. Zwar sollte man, wie die Herren Berichterstatter, meinen, dass, wenn die Verbrennungsgase in eine grössere Anzahl von Rauchröhren sich vertheilten, statt in einem einzigen grösseren Canale an der Heizfläche hinzuströmen, die übergeführte Wärmemenge bei in beiden Fällen gleicher Heizfläche und unter sonst gleichen Umständen bedeutender ausfallen müsste, da bei Anwendung von Röhren die einzelnen Gasfäden der Heizfläche näher gerückt werden; aber aus unserer Rechnung geht unzweideutig hervor, dass dieses theoretische Räsonnement ein unrichtiges ist und dass auf die Quantität der übergeführten Wärmemenge, oder mit anderen Worten, auf den Wärmeüberführungs-Coëfficienten nur der Gesamtquerschnitt der gleichzeitig durchströmten Canäle, nicht aber die Anzahl dieser Canäle oder die besondere Form des Umfanges jenes Gesamtquerschnittes einwirkt. Erklärung hierfür findet sich in dem Umstande, dass nicht bloss die grössere oder geringere Entfernung der einzelnen Gasfäden, sondern auch noch verschiedene andere, auf Seite 146 bereits näher erörterte und mit dieser Entfernung gleichzeitig variirende Ursachen den Betrag des Wärmeüberführungs-Coëfficienten beeinflussen und unter einander derartig in Concurrenz treten, um die Einzel-Einwirkungen zu compensiren und eine Abhängigkeit nur vom Quotienten  $\frac{n A M}{q}$  entstehen zu machen.

Dass übrigens der Ausspruch unserer Rechnungsergebnisse etwa wegen zu geringer Subtilität der Experimente den Einfluss



der Canalanordnung und im Besondern der Heizröhren verschwiege, ist nicht wohl anzunehmen und würde, wenn es wirklich der Fall wäre, die Richtigkeit unserer Ansichten und Regeln nicht wesentlich berühren, weil alsdann dieser Einfluss jedenfalls so wenig Belang hätte, um in der Praxis völlig unberücksichtigt bleiben zu können.

ad §. 102. „Zur Erzielung der Maximal-Liefermenge genügt es nicht, den durch schlechte Verbrennung und äussere Abkühlung entstehenden Verlust zu vermindern. Wenn man auf dem Herde die grösste Oeconomie erreichen muss, so ist es beim Schornsteine erforderlich, so wenig als möglich Wärmeeinheiten entweichen zu lassen, oder was auf dasselbe hinausläuft, die verbrannte Luft unter möglichst geringem Volumen und möglichst niedriger Temperatur austreten zu lassen. Der Verlust beim Register ist dem Producte dieser beiden Elemente proportional, während der Verlust auf dem Herde nach einem schwer zu bestimmenden Gesetze nach Maassgabe des zur Verbrennung angewendeten Luftvolums wächst. Es ist daher für einen vorhandenen Kessel zu ermitteln von grossem Interesse, wie gross die pro Kilogr. Brennmaterial einzuführende Luftmenge sein muss, um die Summe dieser Verluste auf ein Minimum zu reduciren.“

Diese Ermittlung könnte mit Hülfe unserer Formeln durch folgende Rechnung geschehen:

Die Wärmemenge  $W$ , welche ein Kessel pro Stunde dem Dampfe zuführt, ist im Allgemeinen:

$$W = \eta_t \eta_1 k M$$

und die Wärme, welche er pro Stunde und pro Kilogr. Brennmaterial in den Dampf leitet:

$$\frac{W}{M} = \eta_t \eta_1 k$$

Diese Wärmemenge nun soll zum Maximum werden. Da die Heizkraft  $k$  in einem vorliegenden Sonderfalle als constant anzusehen ist, so kann dies durch Vergrösserung von  $\eta_t$  und von  $\eta_1$  geschehen. Der Wirkungsgrad  $\eta_t$  ist von der Grösse der Heizfläche und der Quantität der Verbrennungsluft, wie auch von der Menge der ausgestrahlten Wärme des Brennmaterials abhängig, indem er zufolge Seite 105 d. allg. Th. d. F. ausgedrückt wird durch

$$\eta_t = \omega + \left[ 1 - \omega - \frac{n A \sigma}{\eta_1 k} t_1 \right] \left[ 1 - e^{-\frac{w \cdot F}{n A M \sigma}} \right]$$



oder, wenn man für  $w$  den von uns ermittelten Werth

$$w = 1,2 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q}} \quad \text{einführt und für } M \text{ aus obiger Gleichung}$$

$$M = \frac{W}{\eta_t \eta_1 k} \quad \text{schreibt:}$$

$$\eta_t = \omega + \left[ 1 - \omega - \frac{n A \sigma}{\eta_1 k} t_1 \right] \left[ 1 - e^{-\frac{1,2 F}{\sigma} \sqrt[3]{\left( \frac{\eta_1 k}{n A} \right)^2 \frac{\eta_t^2}{q \cdot W^2}}} \right]$$

Für einen bestehenden Kessel sind aber  $F$ ,  $t_1$ ,  $\omega$ ,  $k$ ,  $A$ ,  $W$  und  $q$  constant und daher tritt  $\eta_t$  als Function vom Luftüberschuss  $n$  und vom Wirkungsgrad  $\eta_1$  auf und wächst, wie man sich durch eine numerische Rechnung überzeugt, in dem Maasse als  $n$  abnimmt.

Da nun, wie aus den hier in Untersuchung genommenen Experimenten hervorgeht,  $\eta_1$  ebenfalls eine Function vom Luftüberschusse  $n$  ist, aber mit dieser Zahl  $n$  beständig wächst, so muss es in der That einen solchen Werth für  $n$  geben, bei welchem das Product  $\eta_t \eta_1$  zu einem Maximum wird, und daher muss man nicht dahin trachten,  $\eta_t$  und  $\eta_1$  jedes für sich möglichst gross werden zu lassen, sondern das Product beider zu steigern oder jenen Werth für  $n$  aufzusuchen.

Zu dem Ende brauchte man nur den Differentialquotienten  $\frac{d(\eta_t \eta_1)}{dn}$  der Formel

$$\eta_t \eta_1 = \eta_1 \left\{ \omega + \left[ 1 - \omega - \frac{n A \sigma}{\eta_1 k} t_1 \right] \left[ 1 - e^{-\frac{1,2 F}{\sigma} \sqrt[3]{\left( \frac{k}{n A} \right)^2 \frac{\eta_t^2 \eta_1^2}{q \cdot W^2}}} \right] \right\}$$

zu bestimmen und denselben = Null zu setzen. Aber um diese Rechnungsoperation möglich zu machen, müsste die Abhängigkeit des Wirkungsgrades  $\eta_1$  von  $n$  bekannt und durch eine mathematische Formel ausdrückbar sein, und ausserdem würde, selbst wenn jene Formel als eine sehr einfache, etwa von der Gestalt  $\eta_1 = \alpha + \beta n$  sich erwiese, die Rechnung eine keineswegs mühelose werden, da obige Gleichung von  $\eta_t \eta_1$ , wie man erkennen wird, eine unentwickelte transcendente ist und demnach schliesslich zwei Formeln liefern würde, aus denen  $n$  durch Probiren



herausgefunden werden müsste. Aus diesen Gründen wird die Ermittlung vom vortheilhaftesten Betrage der Verbrennungsluftmenge, selbst wenn die mathematische Beziehung zwischen  $\eta_1$  und  $n$  bekannt ist, wohl nie der Rechnung anheim gegeben werden, sondern stets dem Herausprobiren durch das Experiment verbleiben.

Wie übrigens zu ersehen, stimmen die Schlussfolgerungen, welche die Herren Berichterstatter aus den Experimenten ziehen, mit denen unserer Formeln vollkommen überein.

ad §. 102 und 103. „Die Herren Molinos et Pronnier sind es, welche den Rauch am reichsten an Wärme entweichen lassen. Würde man daher nicht an das Ende ihres Kessels einen Vorwärmer von grosser Oberfläche anbringen können, in welchem das Wasser nach entgegengesetzter Richtung des Rauches sich bewegte, so dass derselbe durch Abkühlung von 257 auf 128 Grad die Hälfte seines Wärmegehaltes, also 721 Calorieen abgäbe? Es ist das durchaus nicht unmöglich, da Herr Marozeau, wie wir später sehen werden, in einem verticalen Vorwärmer die Temperatur der heissen Gase bis auf 62 Grad erniedrigt hat; und dieses würde in vorliegendem Sonderfalle um so leichter möglich sein; da die Anwendung des Ventilators ohne Beeinträchtigung des Zuges die Temperatur der Verbrennungsproducte bis ins Unendliche zu vermindern erlaubt. Diese Verbesserung würde die Dampfliefermenge dieses Apparates im Verhältnisse von  $\frac{721}{650}$ , also um 1,11 Kilogr. steigern und sie daher auf 8,84 Kilogr. bringen. Daraus resultirte, bei der verlangten Dampfmenge von 10000 Kilogr., eine Ersparung von  $\frac{10000}{7,73} - \frac{10000}{8,84} = 162$  Kilogr. Kohlen.

Würde man es nicht ebenso bei dem Kessel mit Siedern machen können, dessen Rauch noch 1296 Calorieen enthält und der durch Verminderung seiner Temperatur von 441 bis auf 128 Grad  $1296 \times \frac{441 - 128}{440} = 919$  davon abgäbe? Die Leistung würde um  $\frac{919}{650} = 1,41$  Kilogr. wachsen und 8,12 Kilogr. erreichen. Würde es in diesem Falle nicht genügen, die Verbrennung durch stärkere Lufteinführung zu verbessern?

Alle diese Fragen, welche wir nur obenhin berühren, verdienen der Gegenstand ernster Studien zu werden.

Uebrigens kann man nunmehr als Princip hinstellen, dass man gleichzeitig, wo man zur Verminderung des Verlustes auf dem Herde das Luftvolumen vermehrt, zur Steigerung der Liefermenge die Heizfläche derartig anordnen muss, dass die Temperatur am Register vermindert wird. So z. B. gab der Kessel mit Siedern seine Maximalleistung bei Einfüh-



von 8,58 Cubikmetern, indem er die Verbrennungsproducte mit 441 Grad entliess. Es würde mit einem nach diesem Systeme construirten Apparate vortheilhaft sein, schlecht zu verbrennen um viel zu erzeugen. Das ist kein Paradoxon: die Experimente, von denen wir berichten werden, beweisen es mit der unzweideutigsten Evidenz.

Aehnliche Thatsachen sind sehr geeignet, die Aufmerksamkeit aller zu erwecken, welche sich mit der Construction von Dampfkesseln beschäftigen.

Nur indem man einen Generator vielfältigen Experimenten unterwirft und dabei die Umstände seines Ganges variiren lässt, so dass er seine Maximalleistung erreicht, ist es sich zu versichern möglich, ob er nach guten Verhältnissen construiert ist. Dies ist offenbar bei unserm Kessel mit drei Siedern nicht der Fall.

Es erscheint daher wichtig, zu bestimmen zu suchen, welches die einem Generator am geeignetsten zu gebende Anordnung ist, um die Temperatur der heissen Gase bis zur äussersten Grenze zu erniedrigen, nachdem man unter den Herd das einer guten Verbrennung entsprechende Luftvolumen eingeführt hat.

Nach unserer Meinung wird man nur mit Kesseln, denen Vorwärmer von grosser Heizfläche angehängt sind, diese Endziele mit Sicherheit erreichen können.“

Nach allen den theoretischen Untersuchungen, welche hier in dieser Schrift, wie noch mehr in der allg. Th. d. F. vorgenommen wurden, bedarf es keines Beweises mehr, ja bedarf es kaum der Erwähnung noch, dass in der That die Kessel mit Vorwärmern, weil sie in die Kategorie der Gegenstrom-Heizflächen sich einordnen, und dass überhaupt die Kessel, welche Gegenstrom-Heizflächen besitzen, unter allen Constructionen diejenigen sind, welche die Verbrennungsproducte am stärksten abkühlen, also die in denselben enthaltene Wärme am meisten auszunutzen vermögen. Es darf ferner als eine genugsam erwiesene Thatsache angesehen werden, dass die im Brennmaterial enthaltene Wärme durch genügende Luftzuführung beinahe vollkommen auf dem Roste verwirklicht und durch genügende Vergrösserung der Heizfläche beinahe gänzlich an den zu erwärmenden Körper übertragen, und demnach immer bedeutendere Brennmaterialersparung gewonnen werden kann. Aber die Frage bleibt noch offen, ob das Anbringen von Vorwärmern, das vollständige Verwirklichen der Brennstoffwärme und das gänzliche Uebertragen dieser Wärme auch vom absoluten öconomischen Standpunkte aus vortheilhaft und rathsam ist.



Dem Industriellen kommt es nicht sowohl darauf an, eine gewisse ihm nöthige Dampfmenge mit der geringsten Quantität Brennmaterial zu gewinnen, als diese Dampfmenge mit dem geringsten Kostenaufwande zu erhalten. Dieser Kostenaufwand ist aber nicht bloss der für das verbrauchte Brennmaterial, sondern auch der für die Herstellung und Wartung der Feuerungsanlage, und letzterer nicht etwa eine constante Grösse, die dem ersten als Summand zuzufügen sein würde, sondern eine Grösse, welche ebenso wie die erste mit der Anordnung und den Dimensionen der Feuerungsanlage, wie mit der Quantität der Verbrennungs-Luftmenge variirt.

Bezeichnet man die erste, also den jährlichen Kostenaufwand für das erforderliche Brennmaterial mit  $A$ , die zweite, also die jährlichen Zinsen für die Herstellungskosten und für die jährlichen Kosten der Wartung und Unterhaltung mit respective  $B$  und  $C$ , so genügt es mit andern Worten nicht sowohl,  $A$  möglichst klein werden zu lassen, sondern die Summe  $A + B + C$ , in welcher  $B$  und auch  $C$  zunimmt, wenn  $A$  sich vermindert, und umgekehrt.

Um  $A$  möglichst klein zu erhalten, muss man die Heizfläche möglichst gross herstellen und viel Luft in den Herd leiten, um  $B$  möglichst klein zu erhalten, muss man gerade das Gegentheil von diesen beiden thun; es wird daher um die Gesamtkosten für einen gewissen Verdampfungszweck auf ein Minimum zu reduciren, im Verkleinern von  $A$  eine Grenze geben. Diese Grenze wird noch früher zum Vorschein kommen, als man glauben sollte, wenn man nur an den Einfluss der Heizflächengrösse denkt, da ausser dass zur Verkleinerung von  $A$  die Heizfläche und das Canalmauerwerk vergrössert werden muss, es auch nöthig ist, wegen stärkerer Abkühlung der durch das Register tretenden Gase den Schornstein höher herzustellen.

Um alles dieses an einem Beispiele deutlicher zu machen, betrachte ich den Kessel mit Vorwärmern von Herrn Marozeau.

Wie bereits auf Seite 218 ausgerechnet wurde, würde dieser Kessel, um die erforderliche Dampfmenge von 9000 Kilogr. pro 12 Stunden zu liefern, eine Kohlenmenge von 140 Kilogr. pro Stunde verbrauchen, sofern man den Vorwärmer entfernte, während er mit einer Kohlenmenge von 100 Kilogr. pro Stunde aus-



reicht, sobald man den Vorwärmer in Thätigkeit lässt. Da nun die Tonne dieser Kohlensorte zufolge der auf Seite 5 berichteten Angaben 28, also das Kilogr.  $\frac{28}{1000}$  fr. kostet, so würde bei einer Arbeitszeit von 12 Stunden täglich und 300 Tagen jährlich die Summe von  $\frac{28}{1000} (140 - 100) \cdot 12 \cdot 300 = 4032$  fr. an jährlich aufzuwendenden Brennmaterialkosten durch Anbringung des Vorwärmers gespart werden. Aber diese Summe ist keineswegs der Reinertrag, welchen der Vorwärmer einbringt. Vielmehr kostete der Vorwärmer 2700 fr. (Seite 58) und ferner musste, wie auf Seite 218 berechnet ist, bei Anwendung des Vorwärmers der Schornstein um  $(28 - 9,6) = 18,4$  Meter erhöht werden, was nach den von den Herren Berichterstatlern angegebenen Preisverhältnissen eine Kostenvermehrung von circa 1400 fr. nöthig macht. Es beträgt daher, wenn man für Ertrags- und Amortisationszinsen 15 % jährlich rechnet, und beachtet, dass zufolge Seite 58 das Anlagecapital für die ganze Feuerungsanlage mit Vorwärmern 13500 fr. betrug, der Gesamtkostenaufwand für den hier zu erreichenden Verdampfungszweck

a. ohne Anwendung der Vorwärmer:

$$= \frac{28}{1000} \cdot 140 \cdot 12 \cdot 300 + 0,15 (13500 - 2700 - 1400) + C \\ = 14112 + 1410 + C = 15522 + C$$

b. mit Anwendung der Vorwärmer:

$$= \frac{28}{1000} \cdot 100 \cdot 12 \cdot 300 + 0,15 \cdot 13500 = 10080 + 2025 + C \\ = 12105 + C$$

wo  $C$  die Kosten für Bedienung, Unterhaltung, Reparatur etc. bedeuten. \*)

---

\*) Um die Rentabilität eines zur Herstellung von Dampfkesseln angelegten Capitals beurtheilen zu können, pflegt man anzunehmen, dass dieselben innerhalb von 20 Jahren bis auf 20 % ihres ursprünglichen Werthes sich abgenutzt hätten, und dass demnach dieses Anlagecapital ausser den gewöhnlichen Ertragszinsen von 5 % noch eine Rente liefern müsse, welche jener Entwerthung und Zeitdauer entspricht. Nun ist nach der Rentenrechnung



Nimmt man nun dieses  $C$  für beide Fälle gleich gross an, obgleich es streng genommen im letzten etwas grösser ausfällt, so ergiebt sich ein Reinertrag von  $15522 - 12105 = 3417$  und nicht von 4032 fr.

Indessen zeigt sich der Einfluss des Anlagecapitals auf die absolute Ersparung in diesem Falle nicht eben frappant, weshalb auch durch Anbringung der Vorwärmer ein entschiedener Vortheil sich herausgestellt hat. Anders dagegen wird es, wenn man mit der Ersparung an Brennmaterial durch stärkere Abkühlung der Gase und demnach durch Vergrösserung der Heizfläche oder Vermehrung der Vorwärmerröhren noch weiter gehen, wenn man etwa die Temperatur der Verbrennungsproducte statt auf 153 bis auf 62 Grad erniedrigen wollte, wie es Herr Marozeau zufolge obiger Angaben bereits gethan hat.

Der Kohlenverbrauch würde alsdann, sofern derselbe Wirkungsgrad des Feuerraums angenommen, also  $\eta_1 k$  auch hier  $= 6152$  gesetzt wird (Seite 193), nach Formel:

$$W = \eta_1 k M - n A M \sigma T_1 :$$

$$M = \frac{W}{\eta_1 k - n A \sigma T_1} = \frac{518700}{6152 - 20 \cdot \frac{1}{4} \cdot 62} = 88 \text{ Kilogr.},$$

so dass also  $100 - 88 = 12$  Kilogr. pro Stunde erspart würden.

Um aber diese Abkühlung zu bewirken, müsste die Heizfläche  $F'$  des Vorwärmers eine Grösse erhalten, die sich folgen-

$$w = \left(1 + \frac{\alpha}{100}\right)^n f - \left[\left(1 + \frac{\alpha}{100}\right)^n - 1\right] \frac{100}{\alpha} i,$$

wenn  $w$  den Werth bedeutet, welchen das Anlagecapital  $f$  nach  $n$  Jahren hat, und  $\alpha$  und  $i$  gewöhnlichen Zinsfuss und Rente. Da aber hier

$w = \frac{20}{100} f$ , und  $\alpha = 5$  sein soll, so ist, wenn  $i$  als Procentsatz von  $f$

ausgedrückt, also  $i = \frac{x}{100} f$  gesetzt wird:

$$x = 5 \cdot \frac{(1,05)^{20} - 0,2}{(1,05)^{20} - 1} = 7\%,$$

so dass 7% für Amortisation gerechnet werden müssten. Ferner schlägt man noch 3% auf Reparatur, Unterhaltung, Reinigung etc. und nimmt daher an, dass das Anlagecapital in Summe  $5 + 7 + 3 = 15\%$  einbringen müsse, um die Aufstellung rentabel zu machen.



dermaassen berechnet. Zufolge Seite 197 treten die Gase mit einer Temperatur von 425 Grad vom Hauptkessel an den Vorwärmer; es würde daher, wenn sie bis auf 62 Grad abgekühlt werden sollen und die Temperatur  $t_0$  des Speisewassers 3 Grad und diejenige des Dampfes 112 Grad beträgt, die Heizfläche  $F'$  durch Formel (Seite 196):

$$F' = \frac{n A M \sigma}{w} \frac{1}{1 - \frac{n A M \sigma}{a}} \ln t \left\{ \frac{425 - 112}{62 - 3} \right\}$$

sich berechnen. Da aber die angewendete Heizfläche  $F''$ , welche die Verbrennungsgase unter sonst gleichen Umständen bis auf 153 Grad abkühlte, der Formel

$$F'' = \frac{n A M \sigma}{w} \frac{1}{1 - \frac{n A M \sigma}{a}} \ln t \left\{ \frac{425 - 112}{153 - 3} \right\}$$

entspricht, so kann man angenähert genug

$$\frac{F'}{F''} = \frac{\ln t (425 - 112) - \ln t (62 - 3)}{\ln t (425 - 112) - \ln t (153 - 3)}$$

setzen und erhält hiermit

$$F' = 2 \cdot F'',$$

so dass hiernach die erforderliche Vergrösserung des Vorwärmers ebensoviel kosten würde, als der bereits vorhandene, nämlich:

$$\text{Kosten für } (F' - F'') = 2700 \text{ fr.}$$

Sieht man vorläufig von dem durch Anordnung des neuen Vorwärmers vermehrten Reibungswiderstande ab, so berechnet sich die erforderlich werdende Schornsteinhöhe  $H_5''$  aus der umgekehrten Proportionalität der ursprünglichen und jetzigen Schornstein-temperatur, wie man aus der auf Seite 209 für  $H_5$  angegebenen Formel erkennt; es ist daher

$$H_5'' = \frac{153}{62} H_5 = \frac{153}{62} \cdot 28 = 70 \text{ Meter.}$$

Nimmt man nun für die hinzugekommene Reibungshöhe und wegen der im Schornstein stattfindenden Abkühlung einen Zuschlag von 5 Metern an, so müsste der neue Schornstein  $75 - 28 = 47$  Meter höher, als der ursprüngliche werden, wofür nach den Preis-



angaben der Herren Berichterstatter eine Kostenvermehrung von circa 4000 fr. gerechnet werden kann.

Hiernach fallen dann die zur Erzeugung der pro 12 Stunden geforderten Dampfmenge von 9000 Kilogr. jährlich aufzuwendenden Gesamtkosten

$$= \frac{28}{1000} \cdot 88 \cdot 12 \cdot 300 + 0,15 (135000 + 2700 + 4000) + C$$

$$= 8870 + 3030 + C = 11900 + C$$

aus und die Ersparung gegenüber dem ersten Falle  $= 15522 - 11900 = 3622$  fr., während sie ohne Berücksichtigung des vermehrten Anlagecapitals, also bei blosser Berechnung des verminderten Brennmaterialaufwandes zu  $14112 - 8870 = 5242$  fr. sich ergeben würden.

Die Ersparungen gegenüber dem zweiten Falle sind  $= 12105 - 11900 = 205$  fr., und daraus ist zu erkennen, dass eine noch weitergehende, als von Herrn Marozeau bei dem früher in Untersuchung gezogenen Kessel angewendete Abkühlung der Gase, oder dass eine noch weitergehende Vergrösserung des Vorwärmers von Nutzen gewesen sein, und nicht bloss Brennmaterial-, sondern auch absolute Ersparungen geliefert haben würde. Wendet man einen Ventilator an, so wird ein hoher Schornstein unnöthig, aber daraus ist nicht zu schliessen, dass alsdann die absoluten Ersparungen noch grösser ausfallen würden, sondern zu bedenken, dass ausser den Anschaffungskosten für den Ventilator auch noch nicht unbeträchtliche für dessen Betrieb aufgewendet werden müssen. Ob ein Ventilator oder ob ein Schornstein die jährlichen Gesamtkosten geringer werden lässt, habe ich in der allg. Th. d. F. durch ein allgemeingültiges Verfahren auszurechnen gesucht, bin dabei aber auf kein abgeschlossenes Resultat gekommen, sondern zu dem nur unbestimmten Ergebniss, dass ein Ventilator zwar in den meisten Fällen, aber keineswegs immer profitabler sich erweisen würde.

Dass trotz der sehr starken Abkühlung bis auf 62 Grad doch noch absolute Ersparungen hervortreten, also die Anlagekosten für die zur Erzielung dieser starken Abkühlung erforderliche Vergrösserung des Apparates nicht so viel Zinsen beanspruchen, als durch Ersparung an Brennmaterial gewonnen werden, ist auf-



fällig. Der Grund davon liegt einestheils an den verhältnissmässig sehr hohen Brennmaterialpreisen, andernteils aber auch an den geringen Kosten, welche der Marozeau'sche Vorwärmer erfordert; denn wollte man z. B. den Molinos'schen Apparat ebenfalls so weit vergrössern, dass die Verbrennungsproducte bis auf 62 Grad sich abkühlten, so würde sich ein vom vorigen abweichendes Resultat ergeben, wie folgende Rechnung zeigt.

Das Brennmaterial, welches zur Erzeugung der pro 12 Stunden geforderten Dampfmenge von 10000 Kilogr., oder genauer der bei den Versuchen beobachteten Wärmemenge von 487328 Calorieen pro Stunde bei genannter Abkühlung aufgewendet werden musste, beträgt pro Stunde

$$M = \frac{W}{\eta_1 k - n A \sigma T_1} = \frac{487328}{6650 - 22,42 \cdot \frac{1}{4} \cdot 62} = 77 \text{ Kilogr.}$$

Die Heizfläche, welche zur Abkühlung der Gase von 257 bis auf 62 Grad unter den sonst gegebenen Umständen, nach welchen die durchströmenden Verbrennungsproducte =  $22,42 \cdot 77$  Kilogr. betragen, der Wärmeüberführungs - Coëfficient  $w =$

$1,2 \sqrt[3]{\frac{22,42 \cdot 77}{0,165}} = 25$  und die pro Stunde zu verdampfende Wassermenge  $a = 770$  Kilogr. ist, angeordnet werden muss, ergibt sich zu:

$$F' = \frac{22,42 \cdot 77 \cdot 0,25}{25} \cdot \frac{1}{1 - \frac{2230 \cdot 0,25}{770}} \ln \left\{ \frac{257 - 150}{62 - 52} \right\} = 173 \square \text{ M.}$$

Der Röhrenkessel des Apparates bietet pro laufenden Meter eine nutzbare Heizfläche von 10 Quadratmeter, müsste daher zur Abgabe von 173 Quadratmeter Heizfläche um 17,3 Meter verlängert werden. Er hat pro laufenden Meter ein Gewicht von 770 Kilogr. und demnach ein Totalgewicht von 13940 Kilogr. Nach den Angaben des Berichtes der Commission kostet ein Kessel pro Kilogr. 0,85 fr., wonach sich zur Herstellung der Heizflächenvermehrung ein Kostenanwand von  $0,85 \cdot 13940 = 11305$  fr. ergibt.

Da endlich bei Abkühlung der Gase bis auf 62 Grad der Wirkungsgrad  $\eta_1$  zu



$$\eta_t = 1 - \frac{n A \sigma T_1}{\eta_1 k} = 1 - \frac{22,42 \cdot 0,25 \cdot 62}{6650} = 0,95$$

sein würde, so ist nach den auf Seite 244 angestellten Rechnungen anzunehmen, dass die Betriebskraft für den Ventilator in diesem Falle circa = 3 Pferdekraft betragen muss, während sie bei der Abkühlung bis zu 257 Grad oder bei einem Wirkungsgrade von 0,755 zufolge des Experimentes im Mittel 0,7 Pferdekraft war. Die für diese Betriebskraft erforderliche Kohlenmenge ist aber, da die beim Versuche thätige Dampfmaschine 42 Pferdekräfte lieferte, pro Pferdekraft =  $\frac{1}{42}$  vom gesammten Kohlenverbrauch, und daher ergibt sich, wenn man für den grösseren Ventilator 1200 fr. Anlagecapital rechnet, während es für den kleinen 400 fr. betrug, der Gesamtkostenaufwand =

a. für die Abkühlung bis auf 62 Grad:

$$= \left(1 + \frac{3}{42}\right) \frac{28}{1000} \cdot 77 \cdot 12 \cdot 300 + 0,15(12600 + 11305 + 1200 + C) \\ = 8304 + 3766 + C = 12070 + C \text{ fr.}$$

b. für die Abkühlung bis auf 257 Grad:

$$= \left(1 + \frac{0,7}{42}\right) \frac{28}{1000} \cdot 97 \cdot 12 \cdot 300 + 0,15 \cdot 13000 + C \\ = 9938 + 1950 + C = 11888 + C \text{ fr.}$$

Hiernach ist es bei dem Molinos'schen Apparat nicht vortheilhaft, die Gase bis auf 62 Grad abzukühlen, da man, um diese starke Abkühlung zu bewirken, eine Heizflächenvermehrung anordnen muss, welche trotz der allerdings erzielten Brennmaterialersparungen die jährlichen Gesamtkosten um 12070 — 11888 = 182 fr. bedeutender ausfallen macht, als sie bei Abkühlung der Gase bis zu 257 Grad nöthig sind.

Das hier erhaltene Rechnungsergebniss sagt aber keineswegs aus, dass eine stärkere Abkühlung als bis zu 257 Grad bei dem Molinos'schen Generator überhaupt unvortheilhaft sei; denn lässt man die Abkühlung, wie oben von den Herrn Berichterstatlern in Vorschlag gebracht wurde, bis zu 128 Grad reichen, so ergibt sich

$$M = \frac{487328}{6650 - 22,42 \cdot \frac{1}{4} \cdot 182} = 82 \text{ Kilogr.};$$



$$F'' = \frac{22,42 \cdot 82 \cdot \frac{1}{4}}{1,2 \sqrt[3]{\frac{22,42 \cdot 82}{0,165}}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{22,42 \cdot 82 \cdot \frac{1}{4}}{770}} \ln \left\{ \frac{287 - 150}{128 - 52} \right\} \\ = 26 \square \text{Meter.}$$

Also eine erforderliche Längenvermehrung von 2,6 Meter, eine ohne Berücksichtigung des für den nur sehr wenig grösseren Ventilator erforderlichen Anlagecapitals berechnete Kostenvermehrung von  $2,6 \cdot 770 \cdot 0,85 = 1602$  fr., ein jährlicher Gesamtkostenbetrag von

$$= \left( 1 + \frac{1}{42} \right) \frac{28}{1000} \cdot 82 \cdot 12 \cdot 300 + 0,15 (13000 + 1602) + C \\ = 8463 + 2190 + C = 10653 + C,$$

und demnach eine zu Gunsten der stärkeren Abkühlung ausfallende absolute Ersparung von  $11888 - 10653 = 1235$  fr., wovon aber die Zinsen des zu nöthig werdender Vergrößerung des Ventilators aufzuwendenden Anlagecapitals noch in Abzug zu bringen sein würden.

Aus diesen numerischen Rechnungen ist vielleicht deutlicher als durch allgemeingültige Betrachtungen, wie sie bereits in der allg. Th. d. F. angestellt wurden, zu erkennen, dass es einen gewissen Grad der Abkühlung oder, was dasselbe sagen will, einen gewissen Wirkungsgrad der Feuerungsanlage giebt, welcher den geforderten Verdampfungszweck in absolut öconomischer Beziehung am vortheilhaftesten erreichen lässt und dass dieser Abkühlungs- oder Wirkungsgrad keineswegs einer complete Abkühlung oder dem Falle entspricht, in welchem zu Erreichung des Verdampfungszweckes ein Minimum von Brennmaterial verbraucht wird.

Hiernach drängt sich den Frage auf, von welchen Bedingungen dieser vortheilhafteste Wirkungsgrad abhängig ist und wie er bestimmt werden kann.

In Bezug auf den ersten Theil dieser Frage kann schon gestützt auf die bisher angestellten numerischen Rechnungen geantwortet werden, dass der vortheilhafteste Wirkungsgrad zunächst mit den Preisverhältnissen einer betrachteten Oertlichkeit sowohl für das Brennmaterial als für das Kesselmaterial und das Mauerwerk variiren wird, dann aber auch mit der Stundenzahl,



während welcher der Apparat das Jahr über in Function kommt, mit den geforderten Ertragszinsen des Anlagecapitals und mit dem Verhältniss, in welchem die Heizfläche zur ganzen Oberfläche des Kessels oder genauer in welchem die Heizfläche pro laufenden Meter zu den Kosten pro laufenden Meter steht, und endlich mit der Quantität der angewendeten Verbrennungsluft und dem Querschnitt der Feuercanäle, da mit der Quantität der Verbrennungsluft der Wirkungsgrad  $\eta_1$  grösser und die Brennmaterialmenge kleiner, aber alsdann zur Erreichung des Gesamtwirkungsgrades  $\eta_1 \eta_t$  die Heizfläche grösser werden muss, und da mit der Verkleinerung des Querschnittes der Feuercanäle der Wärmeüberführungs-Coëfficient zwar grösser und demnach die Heizfläche kleiner ausfällt, aber wegen vermehrter Reibungswiderstände, welche nur einfach proportional mit der Heizfläche, aber im quadratischen Verhältnisse mit der Verengung jener Canäle wachsen, der Schornstein höher oder der statt dessen erforderliche Ventilator stärker werden muss.

In Bezug auf den zweiten Theil obiger Frage ist dagegen zu antworten, dass die Lösung einen Rechnungsapparat beansprucht, welcher selbst in dem Falle, dass alle jetzt noch mangelnden empirischen Unterlagen dazu gegeben wären, wegen seiner Complication wohl nie und um so weniger in Bewegung gesetzt werden wird, als das so mühsam eruirte Resultat in seinem Werthe doch noch durch die mannichfachen Zufälligkeiten der Praxis stark beeinträchtigt werden kann. \*)

---

\*) Um zu zeigen, wie gross die Schwierigkeiten sind, die sich einer genügend einfachen Lösung dieser Frage entgegenstellen, deute ich den Gang an, welcher bei jener Rechnung eingeschlagen werden müsste.

Bedeutet:

$W$  die Wärmemenge, welche pro Stunde in das zu verdampfende Wasser geleitet werden soll;

$St$  die Anzahl der Stunden, während welcher der Dampfkessel das ganze Jahr über in Thätigkeit kommen soll;

$f_1$  die Kosten des Brennmaterials pro Kilogr.;

$f$  diejenigen für den laufenden Meter des Kessels und des Mauerwerks;

$f_2$  diejenigen des laufenden Meters der Schornsteinhöhe;

$\bar{f}$  die Heizfläche pro laufenden Meter des Kessels;



Will man aber die grosse Mühe nicht scheuen und die Schwierigkeiten der Rechnung überwinden, so thut man besser aus den in der Note gegebenen Formeln von vorn herein die günstigen Werthe für  $\eta_t$ ,  $n$  und  $q$  herauszuprobiren, als zuvor mit Hülfe der Differentialrechnung in der in der Note angedeuteten

$C$  die Kosten für die jährliche Bedienung, Unterhaltung etc., plus den Zinsen für das zur Herstellung des Rostes, der sogenannten Armatur etc. erforderlichen Anlagecapitals, oder überhaupt alle diejenigen Kosten, welche unabhängig von der Grösse des Kessels aufgewendet werden müssen und wozu auch die Herstellungskosten für Vorder- und Hintertheil des Apparates zu zählen sind,

$p$  den Zinsfuss in p. c., welchen das gesammte Anlagecapital geben soll,

so schreiben sich die pro Jahr zur Erzeugung der stündlichen Wärmemenge  $W$  nöthigen Gesamtkosten  $\mathfrak{R}$  mit Anwendung der früher üblichen Bezeichnungen,

$$\mathfrak{R} = \mathfrak{S} t_1 M + \frac{p}{100} \left\{ f \frac{F}{f} + t_2 H_5 \right\} + C$$

und diese Kosten sollen bei Lieferung der stündlichen Wärmemenge  $W$  in Bezug auf die mit dem Wirkungsgrade veränderlichen Grössen, als  $M$ ,  $F$  und  $H_5$  zum Minimum werden. Um dieses Minimum zu bestimmen ist aber zu setzen:

$$M = \frac{W}{\eta_t \eta_1 k},$$

$$F = \sqrt[3]{\frac{W^2 \eta_1 k \cdot q}{\eta_t^2 n A}} \cdot \frac{\eta_t - \omega}{[(\eta_t - \omega) \frac{\eta_1 k}{n A \sigma} - t_1 + t_0]} \ln t \left[ \frac{\eta_1 k (1 - \omega) - n A \sigma t_1}{\eta_1 k (1 - \eta_t) - n A \sigma t_0} \right],$$

$$H_5 = \frac{6}{5} \left( \frac{n A \cdot W}{1000 \eta_t \eta_1 k} \right)^2 \frac{n A \sigma}{[(1 - \eta_t) \eta_1 k]} \left[ \frac{\left( 1 - \alpha \frac{(1 - \eta_t) \eta_1 k}{n A \sigma} \right)^2}{Q^2} + \mathfrak{A}_4 + \frac{b \delta}{R^2} + \mathfrak{B}_n \right] - \frac{n A \sigma \mathfrak{C}}{n A \sigma - (\eta_t - \omega) \eta_1 k}$$

und in diesem letzten Ausdruck auch noch  $\mathfrak{A}_4$ ,  $\mathfrak{B}_n$  und  $\mathfrak{C}$  durch  $\eta_t$ ,  $\eta$ ,  $n$  und  $q$  auszudrücken. Alsdann müssten diese Werthe in die obige Gleichung für  $\mathfrak{R}$  eingeschrieben, darauf der von  $n$  abhängige Wirkungsgrad  $\eta_1$  als Function von dieser Grösse eingeführt werden, was bis jetzt wegen mangelnder experimentellen Daten nicht möglich ist, und endlich die partiellen Differentialquotienten

$$\frac{d\mathfrak{R}}{d\eta_t}, \quad \frac{d\mathfrak{R}}{dn}, \quad \frac{d\mathfrak{R}}{dq}$$

ermittelt und gleich Null gesetzt werden. Auf diese Weise würde man



Weise eine allgemeingültige Lösung vorzunehmen, d. h. als die drei Gleichungen zu ermitteln, welche dem Nullwerth des ersten Differentialquotienten der Kosten in Bezug auf  $\eta_t$ ,  $n$  und  $q$  angehören. So lange die Abhängigkeit des Wirkungsgrades  $\eta_1$  von  $n$  noch nicht gegeben und durch einen mathematischen Ausdruck dargestellt ist, erweist sich dieser Weg sogar als der allein mögliche, wobei noch bemerkt werden mag, dass die Beziehung zwischen  $\eta_1$  und  $n$  vorläufig aus den auf Seite 106 ausgerechneten Quotienten  $\frac{\eta_1}{n}$  angenommen werden kann.

Nicht uninteressant und unwichtig wird es sein, wenn ich für den Molinos et Pronnier'schen Apparat mit Hülfe der in der Note gegebenen Gleichungen die Quantität der Verbrennungsluft bestimme, welche bei Vorhandensein des günstigsten Wirkungsgrades  $\eta_t$  und des günstigsten Querschnitts  $q$  den absolut grössten Erfolg gewährt, bei deren Eintritt also die jährlichen Gesamtkosten zu einem Minimum werden. Dabei setze ich voraus, dass der günstigste Wirkungsgrad  $\eta_t$  zu 0,9 und der günstigste Querschnitt  $q$  zu 0,165, wie er in dem bislang betrachteten Apparate angewendet wurde, sich herausgestellt habe, und nehme ferner wenigstens vorläufig an, dass für verschiedene Werthe der Luftquantität ein bereits vorhandener Schornstein oder Ventilator ausreiche und demnach die Kosten für Herstellung und Unterhaltung hierfür in allen Fällen constant bleiben.

Alsdann kann man nach obigen Gleichungen setzen:

$$K = \text{St} f_1 \frac{W}{\eta_t \eta_1 k} + \frac{p}{100} \frac{f}{f} \sqrt[3]{\frac{W^2 \eta_1 k \cdot q}{\eta_t^2 n A}} \left[ \frac{\eta_t - \omega}{(\eta_t - \omega) \frac{\eta_1 k}{n A \sigma} (t_1 - t_0)} \right] \\ \times \ln \left\{ \frac{\frac{\eta_1 k (1 - \omega)}{n A \sigma} - t_1}{\frac{\eta_1 k (1 - \eta_t)}{n A \sigma} - t_0} \right\} + C$$

3 Gleichungen erhalten, welche die zur Herbeiführung der Minimalkosten anzuwendenden Werthe  $\eta_t$ ,  $n$  und  $q$  angeben. Um den numerischen Betrag hiervon zu erhalten, müsste alsdann der Weg des Probirens eingeschlagen werden, der um so umständlicher ist, als die Gleichungen transcendent sind.



und unter  $C$  eine in Bezug auf  $n$  constante Grösse verstehen, in welcher die Kosten nicht allein des Rostes, der Armatur und des Betriebes, sondern auch diejenigen für den ganzen Feuerraum, für die directe Heizfläche, für den oberen Kessel (Tafel I.) und für den Schornstein und Ventilator eingeschlossen sind.

Nach Einführung der bei den Concurrenz-Versuchen maassgebenden Werthe für alle von  $n$  unabhängigen Grössen, nämlich

$$\text{St} = 12 \cdot 300$$

$$f_1 = \frac{28}{1000}$$

$$W = \frac{10000 \cdot 650}{12}$$

$$k = 7140$$

$$\frac{k}{A} = 720$$

$$f = 0,85 \cdot 770$$

$$\bar{f} = 10$$

$$t_1 = 150$$

$$t_0 = 10$$

$$\omega = 0,25$$

und ferner nach unserer Voraussetzung

$$\eta_t = 0,9$$

$$q = 0,165$$

$$p = 15$$

erhält man zunächst

$$\mathfrak{K} = \frac{8310}{\eta_1} + 223650 \frac{\sqrt[3]{\frac{\eta_1}{n}}}{1872 \frac{\eta_1}{n} - 140} \ln t \left\{ \frac{2160 \frac{\eta_1}{n} - t_1}{288 \frac{\eta_1}{n} - t_0} \right\} + C$$

Nimmt man nun an, die Verbrennung solle in diesem Molinos'schen Apparate mit der einfach-theoretischen Luftmenge bewirkt werden und der Wirkungsgrad des Feuerraums stelle sich dann, wie beim Zambaux'schen Kessel, zu 0,8 heraus, setzt man also  $n = 1$  und  $\eta_1 = 0,8$ , so ergibt sich:

$$\mathfrak{K} = 10400 + 302 + C = 10702 + C$$

Nimmt man ferner an, die Verbrennung solle mit dem Luftquantum bewirkt werden, welches die Herren Molinos et Pron-



nier bei den Versuchen wirklich anwendeten, und der Wirkungsgrad  $\eta_1$  sei alsdann, wie er sich bei diesen Versuchen ergab, setzt man also  $n = 2,26$  und  $\eta_1 = 0,93$ , so wird

$$\mathfrak{K} = 9000 + 520 + C = 9520 + C$$

und nimmt man endlich an, die Verbrennung könne mit dem vierfach-theoretischen Luftquantum zu einer vollkommenen gemacht werden, setzt also  $n = 4$  und  $\eta_1 = 1$ , so entsteht

$$\mathfrak{K} = 8310 + 790 + C = 9100 = C$$

Diese drei Werthe sagen nun aus, dass bei den in Mühlen existirenden Preisverhältnissen und bei Anwendung der Molinos'schen Construction es nicht bloss in Bezug auf Brennmaterialersparung, sondern auch absolut vortheilhaft ist, eine möglichst vollkommene Verbrennung zu bewirken, selbst wenn dazu das vierfach-theoretische Verbrennungsluftquantum erforderlich sein würde. Allein dies ist nur unter der Voraussetzung richtig, dass ein für alle drei Fälle ausreichender Schornstein bereits vorhanden sei oder dass aus irgend welchen andern Gründen das Anlage- und Unterhaltungs-Capital für den Schornstein oder überhaupt für die Zugerzeugungs-Vorrichtung nicht in Frage kommt, und anders wird sich das Resultat gestalten, wenn man diese Voraussetzung unterdrückt. Nachfolgende Rechnung ist hierüber Aufschluss zu geben bestimmt.

Um zunächst die für die drei oben abgehandelten Fälle erforderliche Höhe des Schornsteins zu bestimmen, sofern der Durchmesser desselben so gross angenommen wird, wie er bei dem Versuchsapparate war, also 0,5 Meter, setzt man in die in der Note (Seite 241) für  $H_5$  angeführte Formel zunächst die Ausdrücke  $\mathfrak{A}_1$ ,  $\frac{b\delta}{R^2}$  und  $\mathfrak{B}_n$ , ein, nämlich:

$$\mathfrak{A}_1 = \frac{1}{160} \left[ \frac{u_1}{q_4^3} \left( 1 + \alpha \frac{T_0 + T_1}{2} \right)^3 L_4 + \frac{u_5}{q_5^3} (1 + \alpha T_1)^3 H_5 \right],$$

$$\frac{b\delta}{R^2} = 330 \left( 1 + \alpha \frac{T_0}{2} \right)^3 \frac{\delta}{R^2}$$

$$\mathfrak{B}_n = \Sigma (1 + \alpha t_n)^2 \left( \frac{1}{q_n} - \frac{1}{q_m} \right)^2 + 0,4 \Sigma \frac{1}{q_q^2} (1 + \alpha t_q)^2 + \text{etc.}$$

$$\mathfrak{C} = 0 \text{ (wegen horizontaler Lage der Canäle, also wegen}$$



$v_4 = 0$ ). Hierauf beachte man, dass  $L_4 = \frac{F}{f}$ , also zufolge obiger Berechnung

$$L_4 = \frac{228000}{f} \frac{\sqrt[3]{\frac{\eta_1}{n}}}{1872 \frac{\eta_1}{n} - 140} \ln \left\{ \frac{2160 \frac{\eta_1}{n} - t_1}{288 \frac{\eta_1}{n} - t_0} \right\}$$

zu setzen sein würde, dass plötzliche Querschnittsverengungen beim Uebertritt der Gase in die Befestigungsringe der Röhren und plötzliche Querschnittserweiterungen beim Uebertritt der Gase aus den vorderen Ringen in den ganzen Querschnitt der Röhren und aus den hinteren Ringen in den Rauchkasten vorkommen, weshalb



$$\begin{aligned} & \left. \begin{aligned} & \Sigma(1+\alpha t_n)^2 \left( \frac{1}{q_n} - \frac{1}{q_m} \right)^2 \\ & + 0,4 \Sigma \frac{1}{q_q^2} (1+\alpha t_q)^2 \end{aligned} \right\} = \left\{ \begin{aligned} & (1+\alpha T_0)^2 \left( \frac{1}{0,11} - \frac{1}{0,165} \right)^2 + (1+\alpha T_1)^2 \left( \frac{1}{0,11} - \frac{1}{0,78} \right)^2 \\ & + 0,4 \left( \frac{1}{0,11} \right)^2 (1+\alpha T_0)^2 + 0,4 \left( \frac{1}{0,11} \right)^2 (1+\alpha T_1)^2 \end{aligned} \right\} \\ & = 36 \left( 1 + \alpha \cdot 2160 \frac{\eta_1}{n} \right)^2 + 80 \left( 1 + \alpha \cdot 288 \frac{\eta_1}{n} \right)^2 \end{aligned}$$

ausfällt, und dass für  $R = 1$

$$b \frac{\delta}{R^2} = 100 \left( 1 + \alpha \cdot 1080 \frac{\eta_1}{n} \right)^3$$

wird. Eliminirt man alsdann  $H_5$  aus dem Ausdrucke  $\mathfrak{M}_4$  und setzt die numerischen Werthe der übrigen, für alle drei in Betracht zu ziehenden Fälle constanten Grössen ein, so ergibt sich:

$$H_5 = \frac{105 \left( 1 + \alpha \cdot 288 \frac{\eta_1}{n} \right)^2 + 36 \left( 1 + \alpha \cdot 2160 \frac{\eta_1}{n} \right)^2 + 100 \left( 1 + \alpha \cdot 1080 \frac{\eta_1}{n} \right)^3 + 52400 \left( 1 + \alpha \cdot 1224 \frac{\eta_1}{n} \right)^3 \sqrt[3]{\frac{\eta_1}{n}} \operatorname{Int} \left\{ \frac{2160 \frac{\eta_1}{n} - t_1}{288 \frac{\eta_1}{n} - t_0} \right\}}{360 \left( \frac{\eta_1}{n} \right)^3 - 1,25 \left( 1 + \alpha \cdot 288 \frac{\eta_1}{n} \right)^3}$$

hieraus erhält man nun:

|                |                     |       |             |       |
|----------------|---------------------|-------|-------------|-------|
| für $n = 1$    | und $\eta_1 = 0,8$  | ..... | $H_5 = 80$  | Meter |
| für $n = 2,26$ | und $\eta_1 = 0,93$ | ..... | $H_5 = 220$ | „     |
| für $n = 4$    | und $\eta_1 = 1$    | ..... | $H_5 = 980$ | „     |



also Höhenwerthe, welche auffällig enorm, so enorm sind, dass wenigstens die letzten aus dem Bereiche der Ausführbarkeit heraustreten. Der Grund dieser übermässigen Grösse liegt theils an dem sehr bedeutenden Wirkungsgrade  $\eta_t = 0,9$  und der deshalb entstehenden Länge  $L_4$ , andernteils an der oberen, nur  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{4}$  von der Rostfläche betragenden Enge der Canäle und des dadurch entstehenden starken Reibungswiderstandes. Dieser Widerstand war in der That so bedeutend, dass bei den Versuchen ohne Zuthun eines durch 21 bis 80 Kilogrammometer pro Sec. oder 0,28 bis 1,1 Pferdekraft in Bewegung gesetzten Ventilators nicht angenähert die erforderliche Zugwirkung durch den Schornstein erzeugt werden konnte, obgleich bei diesen Versuchen noch dazu der Wirkungsgrad  $\eta_t$  nur  $= 0,755$  war (Seite 115), während er hier zu 0,9 und demnach die Länge des Kessels viel bedeutender angenommen wurde. Sollte man trotzdem Zweifel in die Richtigkeit der berechneten Höhenwerthe setzen und glauben, die angewendete Formel liefere zu bedeutende Resultate, so braucht man nur einen Blick rückwärts in die Berechnung der Schornsteinhöhe für den Zambaux'schen Apparat zu werfen und sich zu erinnern, wie unsere Formel dort einen Werth ermittelte, der bei weitem kleiner, als der wirklich beim Experimente in Anwendung gekommene war und dessen geringe Grösse nur durch ein bei der Rechnung ausser Acht gelassenes starkes Geschlossensein des Zugregisters erklärt werden konnte. Es ist vielmehr zu vermuthen, dass die hier gefundenen Werthe, da die Abkühlung im Schornsteine keine Berücksichtigung fand, noch zu klein sind, und daher kann diese Berechnung gleichzeitig als ein zur Illustration der mehrfach von mir ausgesprochenen Behauptung geeignetes Beispiel dienen, dass der Reibungswiderstand in den Canälen, sofern deren Querschnitt unter eine gewisse Grösse herabgeht, einen Einfluss auf die Höhe des Schornsteins ausübt, welchen die bisher im Gebrauch gewesenen empirischen Regeln nicht im entferntesten würdigen, indem sie auch bei Vorhandensein dieser geringen Grösse des Canalquerschnittes noch leidlich grosse Werthe für die Schornsteinhöhen angeben, wo in Wirklichkeit und nach unseren genaueren Formeln ausser allen Grenzen der Ausführbarkeit gelegene Dimensionen in Anwendung kommen müssten.



Abgesehen nun von der Möglichkeit oder Unmöglichkeit, dass die oben berechneten Werthe für  $H_5$  ausgeführt werden könnten, würden dieselben zufolge der auf Seite 241 befindlichen Formel einem jährlichen Kostenaufwande im Allgemeinen von

$$\frac{p}{100} t_2 H_5 = \frac{15}{100} \frac{85}{100} 0,5 \cdot \pi \cdot 0,003 \cdot 7800 \cdot H_5 \\ = 6 \cdot H_5 \text{ fr.},$$

und demnach

$$\text{für } n = 1 \quad \dots\dots\dots = 480 \text{ fr.}$$

$$\text{für } n = 2,26 \quad \dots\dots\dots = 1320 \text{ fr.}$$

$$\text{für } n = 4 \quad \dots\dots\dots = 5880 \text{ fr.}$$

entsprechen. Der jährliche Gesamtkostenaufwand der ganzen Feuerungsanlage aber würde nach Seite 243 und 244 alsdann:

$$\text{für } n = 1 \quad \dots\dots\dots = 11182 \text{ fr.}$$

$$\text{für } n = 2,26 \quad \dots\dots\dots = 10840 \text{ fr.}$$

$$\text{für } n = 4 \quad \dots\dots\dots = 14980 \text{ fr.}$$

betragen, und daraus muss man annehmen, dass es bei einem nach Molinos'schen System construirten Apparate in absolut öconomischer Beziehung am vortheilhaftesten ist, die Verbrennung mit etwa dem 2,26fachen, theoretischen Luftquantum zu bewirken, sofern die Heizfläche nach Querschnitts- und Längendimension eine Grösse erhalten hat, welche in Bezug auf einen vorliegenden Sonderfall dem vortheilhaftesten Canalquerschnitt  $q$  und dem vortheilhaftesten Wirkungsgrade  $\eta$  entspricht.

Es haben daher die Herren Molinos et Pronnier bei den Concurrenz-Versuchen die absolut vortheilhafteste Quantität an Verbrennungs-Luft und vielleicht auch den vortheilhaftesten Querschnitt der Feuercanäle getroffen, nicht aber den vortheilhaftesten Wirkungsgrad, also nicht die vortheilhafteste Grösse der Heizfläche.

Um nun die hier aufgeworfene Frage noch weiter zu ergründen und um gleichzeitig an einem Beispiele den Vortheil oder Nachtheil eines Ventilators gegenüber einem Schornsteine zu zeigen, füge ich eine Berechnung darüber hinzu, wie sich die Ziffern für die Gesamtkosten gestalten würden, sofern man in



allen drei Fällen einen Ventilator anwenden und demnach den Schornstein in Wegfall lassen wollte.

Die Gesamtkosten werden alsdann nicht durch das Anlagecapital eines Schornsteines, sondern durch die eines Ventilators, wie durch die Kosten für das zum Betriebe des Ventilators erforderliche Kohlenquantum vermehrt, und müssen aus der Anzahl von Pferdekraften berechnet werden, welche zur Bewegung des Ventilators erforderlich sind.

Zu dem Ende kommt zunächst die in der allgemeinen Theorie der Feuerungsanlagen auf Seite 276 angegebene Formel 193:

$$E = \frac{n A M}{90000} Z_1 = 0,0888 n A M \ln \frac{P_2}{P_1} \text{ Pferdekraften,}$$

zur Anwendung, worin  $P_1$  den Druck der äusseren Atmosphäre am hintern Ende der Feuerungsanlage und  $P_2$  denjenigen bedeutet, welcher im Aschenraume vom Ventilator erzeugt werden muss, damit bei Ueberwindung von  $P_1$  und der in der Feuerungsanlage vorhandenen Widerstände die Gasmenge  $n A M$  sich einpresst. Dieser Druck  $P_2$  oder gleich das Verhältniss  $\frac{P_2}{P_1}$  wird aber nach Formel 198 auf Seite 286 d. allg. Th. d. F., wenn man darin die den Gegenstromheizflächen entsprechenden Abänderungen trifft:

$$\frac{P_2}{P_1} = 1 + \frac{\left(\frac{n A M}{3600}\right)^2 \frac{7991}{P_1^2 \cdot 2g} \left\{ \frac{(1 + \alpha T_1)^2}{Q^2} + \mathfrak{A}_4 + \frac{b \delta}{R^2} + \mathfrak{B}_{,,} \right\}}{1 + \alpha \left[ t_0 + \frac{T_0 - T_1 - t_1 + t_0}{B_4 L_4} \right]}$$

worin die Bezeichnungen dieselbe Bedeutung, wie bisher haben, berechnet. Setzt man hierin, ähnlich wie früher

$$n A M = n A \frac{W}{\eta_t \eta_1 k}$$

$$B_4 L_4 = \ln \left\{ \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_0} \right\}$$

$$T_0 - T_1 = \eta T_0 = \frac{\eta_t - \omega}{1 - \omega} T_0 = (\eta_t - \omega) \frac{\eta_1 k}{n A \sigma}$$

so wird wegen  $g = 9,81$ :



$$\frac{P_2}{P_1} = 1 + \frac{\left(\frac{n A W}{3600 \eta_t \eta_1 k}\right)^2 \frac{402}{P_1^2} \left\{ \frac{(1 + \alpha)}{Q^2} + \mathfrak{A}_4 + \frac{b\delta}{R^2} + \mathfrak{B}_{,,} \right\}}{1 + \alpha \left[ t_0 + \frac{(\eta_t - \omega) \frac{\eta_1 k}{n A \sigma} - t_1 + t_0}{\{\ln(T_0 - t_1) - \ln(T_1 - t_0)\}} \right]}$$

Beachtet man ferner, dass nach obiger Formel und da  $P_2$  nur wenig verschieden von  $P_1$  sein kann, der Effect

$$E = 0,0888 n A \frac{W}{\eta_t \eta_1 k} \left\{ \frac{P_2}{P_1} - 1 \right\}$$

geschrieben werden darf, so ergibt sich sofort, wenn man für  $W$ ,  $\eta_t$ ,  $k$  etc. die hier zur Geltung kommenden und auf Seite 243 angegebenen Werthe einführt:

$$E = \frac{0,0000164 \left\{ \left( \frac{1 + \alpha T_1}{Q} \right)^2 + \mathfrak{A}_4 + \mathfrak{B}_{,,} \right\}}{\left( \frac{\eta_1}{n} \right)^3 \left\{ 1 + \alpha \left[ 10 + \frac{1872 \frac{\eta_1}{n} - 140}{\ln(T_0 - t_1) - \ln(T_1 - t_0)} \right] \right\}}$$

und setzt man hierin endlich für  $\left( \frac{1 + \alpha T_1}{Q} \right)^2 + \mathfrak{A}_4 + \mathfrak{B}_{,,}$  und für  $[\ln(T_0 - t_1) - \ln(T_1 - t_0)]$  die auf Seite 244 gefundenen Werthe, so wird:

|                |                     |       |                        |
|----------------|---------------------|-------|------------------------|
| für $n = 1$    | und $\eta_1 = 0,8$  | . . . | $E = 0,16$ Pferdekraft |
| für $n = 2,26$ | und $\eta_1 = 0,93$ | . . . | $E = 4,5$ *) „         |
| für $n = 4$    | und $\eta_1 = 1$    | . . . | $E = 1,88$ „           |

Ein sehr starkes Schliessen der Ausströmungskappen hat bei den Versuchen den Effect des Ventilators von 21 bis auf 80 Kilogramm, also um das Vierfache gesteigert. Ich nehme da-

---

\*) Bei geöffnetem Zugregister, wie auch hier vorausgesetzt wurde, hat der Ventilator des Versuchskessels zufolge dynamometrischer Messungen einen Effect von 21 Kilogramm pro Sec. oder  $\frac{21}{75} = 0,28$  Pferdekraft beansprucht. Da nun der Versuchskessel einen Wirkungsgrad  $\eta_t = 0,755$  lieferte und hier ein Wirkungsgrad von 0,9 vorausgesetzt wurde, so ist anzunehmen, dass die hier berechnete Zahl für die Betriebskraft ausserordentlich gut mit der Wirklichkeit harmonirt.



her an, dass im Mittel das Doppelte der hier berechneten Ziffern als Betriebskraft nöthig gewesen sei, also respective

0,32 Pferdekkräfte,

1,00 „

3,76 „

Um nun die Kosten zu ermitteln, welche diese Betriebskräfte beanspruchen, braucht man nur die Kohlenmengen aufzusuchen, welche pro Pferdekraft und pro Stunde verbrannt werden müssen, und diese finden sich sehr leicht durch die Bemerkung, dass die durch das hier in Rechnung gezogene Dampfquantum betriebene Maschine, d. h. die Versuchsmaschine (Seite 23) 42 Pferdekkräfte abgab, also jene Kohlenmenge pro Pferdekraft und Stunde

$\frac{M}{42}$  beträgt, wo  $M$  die pro Stunde verbrauchte Gesamtkohlenmenge bedeutet. Da diese Kohlenmenge den jährlich aufzuwendenden Kosten für Kohlenverbrauch proportional ist, so findet man die Kosten für die Betriebskräfte des Ventilators einfach, indem man in den auf Seite 243 angeführten numerischen Gleichungen die Zahlen 10400, 9000 und 8310 mit respective

$\frac{0,32}{42}$ ,  $\frac{1,0}{42}$ ,  $\frac{3,76}{42}$  multiplicirt; und wenn man nun analog den Angaben der Herren Berichterstatter als Anlagecapital für den 1sten Ventilator 300 fr., für den 2ten 500 und für den 3ten 1000 fr. rechnet, so ergeben sich endlich die Gesamtkosten

a. für  $n = 1$  und  $\eta_1 = 0,8$ :

$$\mathfrak{R} = \left(1 + \frac{0,32}{42}\right) 10400 + 302 + 0,15 \cdot 300 = 10920$$

b. für  $n = 22,6$  und  $\eta_1 = 0,93$ :

$$\mathfrak{R} = \left(1 + \frac{1}{42}\right) 9000 + 520 + 0,15 \cdot 500 = 9809$$

c. für  $n = 4$  und  $\eta_1 = 1$ :

$$\mathfrak{R} = \left(1 + \frac{3,76}{42}\right) 8310 + 790 + 0,15 \cdot 1000 = 9998$$

Aus diesen drei Ziffern muss man schliessen, dass auch bei Anwendug von Ventilatoren die in absolut öco-



nomischer Beziehung vortheilhafteste Verbrennungs-Luftmenge dem 2,26fachen der theoretischen Quantität entspricht, und dass daher die Herren Molinos et Pronnier auch in Bezug auf Anwendung von Ventilatoren es verstanden haben, den vortheilhaftesten Werth für die Verbrennungs-Luftmenge zu treffen, wenn auch nicht den für den vortheilhaftesten Wirkungsgrad.\*) Hätten sie die Heizfläche so gross hergestellt, dass dieser vortheilhafteste Wirkungsgrad, also die Ziffer 0,9, zum Vorschein gekommen wäre, so würde pro Kilogr. Kohle eine Dampfmenge von

$$\frac{a}{M} = \frac{\eta_t \eta_1 k}{650} = \frac{0,9 \cdot 0,93 \cdot 7140}{650} = 9,15 \text{ Kilogr.}$$

erhalten worden sein; alsdann wäre zwar das Anlagecapital für den Apparat bedeutender ausgefallen, aber nicht so viel bedeutender, als dass nicht die vermehrten Kosten durch die gewonnenen Kohlenersparungen reichlich gedeckt worden wären.

Uebrigens geht aus diesen Rechnungen hervor, dass die Anwendung eines Ventilators bei dem Molinos'schen Kessel vortheilhafter ist, als die eines gleichstarke Zugwirkung erzeugenden Schornsteins, auch abgesehen davon, dass die Anwendung des letzteren bei den einmal gewählten Constructionsverhältnissen, und vorzüglich wegen der sehr geringen Querschnittsdimension der Feuercanäle (der Röhren) nicht einmal möglich wäre.

Alle hier gewonnenen Resultate können nun aber keineswegs als allgemeingültige Wahrheiten angesehen, also nicht etwa als Richtschnur für alle vorkommenden Sonderfälle verwendet werden, sondern gelten, wie auch von vorn herein mit Betonung hervorgehoben wurde, nur für Mühlhausen, nur für die dort herrschenden Preisverhältnisse. Diese Preisverhältnisse sind aber

---

\*) Auch Herr Marozeau hat die absolut vortheilhafteste Verbrennungs-Luftmenge einzuleiten gewusst und gleichzeitig auch noch einen vortheilhafteren Wirkungsgrad herbeigeführt, wenn auch nicht den aller vortheilhaftesten.



aussergewöhnliche, indem die Kohle pro 100 Kilogr., 2,8 fr. oder 23 Sgr. kostet, während sie, ohne schlechter zu sein, an andern Oertlichkeiten mit der Hälfte dieser Ziffer und mit noch weniger gekauft werden kann. Würde beispielsweise der Preis gerade die Hälfte von 2,8 fr. wirklich betragen, so hätten sich die Gesamtkosten, welche die hier in Untersuchung genommenen Apparate beanspruchen, folgendermaassen herausgestellt:

a. für den Marozeau'schen Generator (Seite 233, 236)

$$\mathfrak{R} = 7056 + 1410 + C = 8466 + C$$

$$\mathfrak{R} = 5040 + 2025 + C = 7065 + C$$

$$\mathfrak{R} = 4435 + 3030 + C = 7465 + C,$$

woraus hervorgehen würde, dass eine Abkühlung der Verbrennungsproducte bis auf 62 Grad nicht vortheilhaft wäre;

b. für den Molinos'schen Generator (Seite 238):

$$\mathfrak{R} = 4152 + 3766 + C = 7918 + C$$

$$\mathfrak{R} = 4969 + 1950 + C = 6919 + C$$

$$\mathfrak{R} = 4231 + 2190 + C = 6421 + C$$

c. für den Molinos'schen Generator mit Schornstein (Seite 243):

$$\mathfrak{R} = 5200 + 302 + 70 + C = 5572 + C$$

$$\mathfrak{R} = 4500 + 520 + 198 + C = 5218 + C$$

$$\mathfrak{R} = 4155 + 790 + 882 + C = 5827 + C$$

d. für den Molinos'schen Generator mit Ventilator (Seite 251):

$$\mathfrak{R} = 5241 + 302 + 45 + C = 5588 + C$$

$$\mathfrak{R} = 4607 + 520 + 75 + C = 5202 + C$$

$$\mathfrak{R} = 4529 + 790 + 150 + C = 5469 + C$$

Aber auch selbst bei dieser bedeutenden Preisverminderung der Kohle stellt sich eine mit dem 2,26fachen theoretischen Luftquantum bewirkte Verbrennung vortheilhafter heraus, als die mit der einfachen oder die mit der vierfachen theoretischen Menge vollzogene; ja sie bleibt sogar noch die vortheilhaftere, wenn die Kosten der Kohle nur  $\frac{1}{4}$  vom ursprünglichen Werthe betragen, oder wenn man die Kosten für die Heizfläche um das Doppelte steigert, während sie um so vortheilhafter wird, wenn man letztere oder den jährlichen Zinsfuss vermindert oder die Dauer des



Functionirens vermehrt, und daher ist man wohl zu der als allgemeingültig zu betrachtenden Behauptung berechtigt, dass es in Bezug auf den absolut öconomischen Punkt am vortheilhaftesten sei, die Dampfkessel mit Gegenstromheizflächen zu construiren und die Grösse dieser Heizflächen für eine Verbrennungs-Luftmenge zu berechnen, welche mindestens dem doppelten Werthe der theoretisch erforderlichen Quantität entspricht, wo denn der Wirkungsgrad eines mit gewöhnlichem Roste versehenen Feuerraumes  $\eta_1 = 0,9$  angenommen werden kann.

Es scheint ferner nach unsern Berechnungen am vortheilhaftesten, die Heizfläche so gross herzustellen, dass der totale Wirkungsgrad  $\eta_t = 0,9$ , also die Temperatur der abziehenden Verbrennungsproducte  $= (1 - \eta_t)$

$\frac{\eta_1 k}{n A \sigma} = 130$  Grad wird, während in Bezug auf die vortheilhafteste Querschnittsgrösse der Feuercanäle um so weniger eine allgemein gültige Regel sich aussprechen lässt, als dieselbe mehr als die anderen Grössen mit der Form des Kessels variirt.

Bei Befolgung dieser Regeln fallen die Dampfkessel viel grösser aus, als sie bislang hergestellt wurden, denn während früher ein Gesamtwirkungsgrad von 0,6 bis 0,7 zum Vorschein kam, wird er hier  $= 0,9 \cdot 0,9 = 0,81$ ; aber auch in der Praxis hat sich gezeigt, dass eine Vergrösserung nur zu Gunsten des absolut öconomischen Vorthails spricht, denn während man z. B. bei Dampfmaschinen-Kesseln pro Pferdekraft 1 □ Meter Heizfläche früher rechnete, erhöht man neuerdings diese Ziffer bis auf 1,5, ja sogar bis auf 2 und 2,5 \*), und dabei ist ausserdem noch zu

---

\*) Die Grösse der Heizfläche pro Pferdekraft der Dampfmaschine ist bei den Versuchskesseln

$$\text{Molinos et Pronnier} = \frac{49,46}{42} = 1,17 \text{ □ Meter}$$

$$\text{Zambaux} = \frac{89}{42} = 2,1 \text{ „}$$



bedenken, dass die neueren Dampfmaschinen zumeist mit starker Expansion arbeiten, in Folge dessen sie einen verhältnissmässig kleineren Kessel nöthig haben würden, und dass erst in jüngerer Zeit die mit relativ weniger Heizfläche ausreichenden Gegenströmer eingeführt sind und die Vorwärmer dieser Gegenströmer noch dazu meistens nicht als Inhaber von wirksamer Heizfläche mitgerechnet werden.

ad §. 134. „Herr Flühr hat deshalb die heissen Gase unter dem Hauptkessel in einem einzigen Canale von grossem Querschnitte circuliren lassen, um gleichzeitig ihre Geschwindigkeit und die Länge ihres Laufes zu mässigen. Er ist ausserdem zu dieser Wahl durch die Ueberzeugung bestimmt worden, dass die sehr weit vom Herde entfernten und in engen Canälen angebrachten Heizflächen nur wenig Dampf erzeugen, weil sie, indem sie selbst schon die der Dampfspannung entsprechende Temperatur haben, die Gase in Folge deren grosser Geschwindigkeit nur unvollkommen abkühlen.“

Dass die sehr weit vom Herde entfernten Parteen der Heizfläche verhältnissmässig viel weniger Wärme den Gasen entziehen, als die näher gelegenen, ist vollständig richtig und von uns sattsam erörtert worden, dass aber weite Canäle besser, als enge geeignet wären, den Erwärmungseffect zu steigern, hat sich durch unsere Untersuchungen als irrig herausgestellt, da die pro  $\square$  Meter Heizfläche übergeführte Wärmemenge durch  $= w (T - t_1)$

$= p \sqrt[3]{\frac{n A M}{q}} (T - t_1)$  sich berechnet und daher für dasselbe Material, für dieselbe Heizgasmenge und für dieselbe Temperaturdifferenz zwischen Heizgas und Wasser umgekehrt proportional der dritten Wurzel aus der Querschnittsgrösse  $q$  ist. Durch Erweiterung der Canäle wird allerdings die Geschwindigkeit der

$$\text{Prouvost} \quad = \frac{103,24}{42} = 2,45 \quad "$$

$$\text{Dollfus I.} \quad = \frac{27,25}{42} = 0,64 \quad "$$

Wegen dieser kleinen Ziffern erwiesen sich aber auch der erste und der letzte Kessel als unvortheilhaft klein; der Zambaux'sche war von Messing, in Folge dessen seine Heizfläche relativ grösser sein muss und der Prouvost'sche war zum Theil auch von Messing und wirkte ausserdem nicht als Gegenströmer.



Gase verringert und demnach die Berührungszeit mit der Heizfläche verlängert, aber die Entfernung der Gastheilchen von der Heizfläche so sehr vergrössert, dass der aus ersterem Umstande entspringende Vortheil durch den aus letzterem Umstande hervorgehenden Nachtheil nicht bloss compensirt, sondern zu Ungunsten des Effectes übertroffen wird.

ad §§. 137 bis 142 incl. (Man lese diese Paragraphen ganz und gar nochmals nach).

Die Herren Experimentatoren sprechen sich in diesen Paragraphen über die Vortheile der Vorwärmer aus und können dadurch gewiss auf unsere volle Beistimmung Anspruch machen, da wir durch unsere genaueren Rechnungen zu vollkommen identischen Schlüssen gelangt sind; nur würde es wohl von allgemeingültigerer Richtigkeit sein zu behaupten, dass nicht bloss Kessel mit Vorwärmern, sondern überhaupt Kessel mit Gegenstromheizflächen, die letztern mögen nun durch Anbringung von Vorwärmern oder auf andere Weise angeordnet und gewonnen sein, jene Vortheile und Vorzüge an sich trügen. Was aber das Verhältniss der Grösse des Vorwärmers zu derjenigen des Hauptkessels betrifft, so würde es wohl kaum nöthig sein, dieses Verhältniss zu kennen, da man nur die Gesammtheizfläche zu bestimmen und dieselbe so anzuordnen braucht, dass sie den Anforderungen der Gegenströmung entspricht, oder da man, wenn der Apparat aus einem Hauptkessel und aus Vorwärmer-Röhren bestehen soll, diese Gesammtheizfläche beliebig auf beide vertheilen kann. Der Kessel von Henschel hat nur röhrenförmige Einzelkessel und einen etwas grösseren als Dampfraum, und es ist kein Grund abzusehen, weshalb derselbe bei richtiger Anordnung und Grösse der Canäle ungünstiger als ein anderer Kessel mit Gegenstromheizflächen wirken sollte, da die sehr schräge Lage der Röhren eine etwaige Anhäufung von Dampf in den von dem Herde entfernten Theilen der engen Röhren verhindert; es ist sogar anzunehmen, dass aus diesem letzten Grunde ein noch grösserer Effect, als bei den horizontal angeordneten und dadurch das rasche Entkommen der Dampfblasen hindernden Vorwärmern beobachtet wird. Soll indessen ein Kessel mit Vorwärmern so eingerichtet werden, dass das Wasser im Vorwärmer bis zur Dampftemperatur erhitzt wird, so kann das Verhältniss der Heizflächen



$F_1$  und  $F_2$  des Hauptkessels und des Vorwärmers nur unter der Voraussetzung, dass keine Dampfentwicklung im Vorwärmer eintritt und continuirliche Speisung stattfindet, mit Bestimmtheit angegeben werden, berechnet sich alsdann aber folgendermaassen:

Die totale Wärmemenge  $W$ , welche in den ganzen Apparat geleitet werden muss, ist

$$W = a (650 - t_0).$$

Scheidet man dieselbe in diejenige für Verdampfung und Erwärmung, so wird

$$\begin{aligned} W &= a (650 - t_1 + t_1 - t_0) \\ &= a (650 - t_1) + a (t_1 - t_0), \end{aligned}$$

wovon die letzte in den Vorwärmer, die erste in den Hauptkessel geleitet werden soll. Dann wird die Heizfläche  $F_1$  des Hauptkessels als Nichtstrom-Heizfläche:

$$F_1 = \frac{a(650 - t_1)}{w_1 \left( \frac{T_0}{1 - \omega} - T_2 \right)} \ln \left\{ \frac{T_0 - t_1}{T_2 - t_1} \right\},$$

die des Vorwärmers  $F_2$  als Gegenstrom-Heizfläche

$$F_2 = \frac{a(t_1 - t_0)}{w_2(T_2 - T_1 - t_1 + t_0)} \ln \left\{ \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_0} \right\}$$

worin  $T_2$  die Temperatur der Heizgase am Vereinigungspunkte von Vorwärmer und Hauptkessel bedeutet. Es ergiebt sich also, wenn die Canäle überall gleichweit sind und demnach  $w$  constant ist:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{(650 - t_1)(T_2 - T_1 - t_1 + t_0)}{(T_0 - T_2)(t_1 - t_0)} \frac{[\ln(T_0 - t_1) - \ln(T_2 - t_1)]}{[\ln(T_2 - t_1) - \ln(T_1 - t_0)]}$$

und hierin würde dann  $T_2$  zufolge der identischen Gleichung:

$$n A M \sigma (T_2 - T_1) = a(t_1 - t_0)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{a_1(t_1 - t_0)}{n A M \sigma}$$

zu setzen sein. —

Wenn bei den verschiedenen untersuchten Vorwärmern, ohne dass die Grössen ihrer Heizfläche viel differirt hätten, sehr verschieden grosse Effecte der Procentsätze des Totaleffects wahrge-



nommen wurden, so liegt das zunächst an der Wärmemenge, welche in den Gasen beim Antritt an die Vorwärmer enthalten war, dann aber auch an der Weite der Canäle, oder richtiger, an dem Verhältniss zwischen Gasmenge und Canalquerschnitt, wodurch die Grösse des Ueberführungs-Coëfficienten bedingt wird, und an dem Material, aus welchem die Vorwärmer bestanden. Wir haben gefunden, dass ganz analog den Vorgängen, die beim Uebertritt der Wärme von Gas in Luft beobachtet wurden, auch hier beim Wasser die Wärmeüberführungs-Fähigkeit des Gusseisens doppelt so gross als die des Eisenblechs und fast viermal so gross als die des Messings ist. Der Vorwärmer des Herrn Marozeau muss daher unter sonst gleichen Umständen und bei gleicher Heizfläche bedeutend mehr Wärme den Gasen entziehen und in das Wasser leiten, als die schmiedeeisernen Vorwärmer der Herren Flühr, Schlumberger, Farcot etc. Hieraus entspringt denn für den Marozeau'schen Vorwärmer der Vorzug, dass er bei gleichgross gewünschtem Effecte kleiner und demnach billiger hergestellt werden kann und dass er ausserdem wegen Verringerung der Canallänge mit geringerer Zugwirkung, also mit weniger hohem Schornstein oder schwächerem Ventilator ausreicht. \*)

Aus der Tabelle XIII., welche die Herren Berichterstatter über den Vorthail der Vorwärmer bei verschiedenen Dampfspannungen geben, könnte fälschlich geschlossen werden, dass eine starke Pressung im Wasser dessen Wärmeaufnahme bedeutend begünstige, oder dass der Wärmeüberführungs-Coëfficient erheblich mit der im Wasser herrschenden Pressung wachse. In der That jedoch spricht diese Tabelle zunächst nichts weiter, als das bekannte physikalische Gesetz aus, dass der Wärmegehalt des Dampfes nicht mit der Temperatur desselben, sondern in weit schwächerem Grade wächst und dass daher das Verhältniss zwischen Dampftemperatur und Dampfwärme mit der ersten oder mit der Pressung zunimmt; während nämlich bei einer Temperatur von 100 Graden der Wärmegehalt 637 Calorieen pro Kilogr. beträgt, ist er bei 166,5 Grad nicht etwa  $1,665 \cdot 637 = 1060,6$ , son-

---

\*) Nach Angabe der Herren Experimentatoren ist sogar bei gleich grosser Heizfläche ein gusseiserner Vorwärmer billiger als ein blecherner.



dern nur 657,2 und daher auch das Verhältniss  $\frac{100}{637}$  kleiner als

$$\frac{1,665}{[1,665 - f(t)]} \cdot \frac{100}{637} = \frac{166,5}{657,2}.$$

Allein hieraus folgt, wie auch die Herren Berichterstatter meinen, dass, wenn man in allen Fällen das Wasser im Vorwärmer bis auf die Temperatur des Dampfes erhöht, der Vortheil der Vorwärmer um so mehr bemerkbar werden wird, je höher die Pressung des Dampfes ist. Dass indessen der Wärmeüberführungs-Coëfficient mit der Pressung des Wassers zunehmen wird, wenn auch nur unbedeutend, ist wohl zu vermuthen, wird aber keineswegs durch jene Tabelle dargethan.

Die Frage, welches die vortheilhafteste Grösse des Vorwärmers sei, wird zufolge der eben angestellten Erörterungen, wonach der Vorwärmer nicht als ein wesentlich anderen Bedingungen als der Hauptkessel unterworfenen und demnach abgesondert von diesem zu betrachtender Theil, sondern nur als Vermehrer der totalen Heizfläche anzusehen ist, ebenso zu beantworten sein, wie die auf den Seiten 230 bis 255 abgehandelte Frage, welches die vortheilhafteste Grösse der totalen Heizfläche, oder welches der in absolut öconomischer Beziehung vortheilhafteste Gesamtwirkungsgrad ist. Will man aber den Vorwärmer aus anderem Material oder die Canäle desselben verschieden gross von denen des Hauptkessels herstellen, so ändert sich die Lösung, obgleich sie im Wesentlichen denselben Gang zu verfolgen hat, insofern, als wegen verschiedener Grösse des Wärmeüberführungs-Coëfficienten eine Trennung der Rechnung erforderlich wird.

Soll z. B. der Vorwärmer aus Gusseisen construirt werden, so ist der Wärmeüberführungs-Coëfficient für denselben nach Seite 200

$$w = 2 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q}}$$

während er für Eisenblech nur halb so gross sich herausstellt, und demnach eine gemeinschaftliche Berechnung der Heizflächen von Vorwärmer und Hauptkessel nicht möglich, oder doch nur dann, wenn der Canalquerschnitt der Vorwärmer  $q_w$  soviel grösser als der des Hauptkessels  $q_h$  angeordnet werden sollte, dass



$2 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_w}} = \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_h}}$  würde, was wohl zur Vereinfachung der Rechnung zweckmässig wäre, aber sonst keinen vernünftigen Grund hätte.

Das Verhältniss, in welchem die Heizfläche eines gusseisernen Vorwärmers zu der des blechernen Hauptkessels unter der Voraussetzung stehen muss, dass das in den Hauptkessel übertretende Wasser die Dampftemperatur erreicht habe und dass der Gesamtwirkungsgrad und demnach die Temperatur  $T_1$  der abziehenden Verbrennungsproducte eine bestimmte sei, kann indessen sofort nach den auf Seite 257 angegebenen Formeln berechnet werden, und findet sich, sofern die Feuercanäle durchweg gleichgrossen Querschnitt haben, zu:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{\left(\frac{T_0}{1-\omega} - T_2\right)(t_1 - t_0)}{(650 - t_1)(T_2 - T_1 - t_1 + t_0)} \left[ \frac{\ln(T_2 - t_1) - \ln(T_1 - t_0)}{\ln(T_0 - t_1) - \ln(T_2 - t_0)} \right],$$

worin, wie auf Seite 257

$$T_2 = T_1 + \frac{\alpha(t_1 - t_0)}{n A M \sigma}$$

zu setzen sein würde.

Dasselbe Verhältniss dagegen unter der Voraussetzung, der Wirkungsgrad  $\eta_t$ , der Querschnitt  $q$  der Feuercanäle und die Quantität der Verbrennungsluft sollen die vortheilhaftesten Werthe erhalten, wird am zweckmässigsten aus dem Resultate der numerischen Rechnung gefunden, da dieselbe schon der Natur der Sache nach und nothgedrungen einen Weg verfolgen muss, auf welchem die Einzelwerthe für die Heizflächen des Hauptkessels und des Vorwärmers zu Tage liegen oder doch ohne mühevollen Nebenrechnung zum Vorschein gebracht werden können. Dieser Weg ist nämlich zunächst der auf Seite 240 [Note] verfolgte, wonach die allgemeine Gleichung:

$$\mathfrak{R} = \mathfrak{E} t \mathfrak{f}_1 M + \frac{\mathfrak{p}}{100} \left\{ \mathfrak{f} \frac{F}{\mathfrak{f}} + \mathfrak{f}_2 H_5 \right\} + C$$

aufgestellt und durch Einführung von  $M$ ,  $F$  und  $H_5$  als Functionen von  $\eta$ ,  $n$  und  $q$  entweder zur Ermittlung der Differentialquotien-



ten  $\frac{d\mathfrak{K}}{d\eta_t}$ ,  $\frac{d\mathfrak{K}}{dn}$  und  $\frac{d\mathfrak{K}}{dq}$  oder zur Ermittlung der günstigsten Werthe von  $\eta_t$ ,  $n$  und  $q$  durch directes Probiren tauglich gemacht wird. Es tritt gegen das dortige Verfahren hier nur der Unterschied hervor, dass  $F$ , welches übrigens auch in  $H_5$  und in der für den Ventilator aufzustellenden Gleichung vorkommt, mit einer von der früheren abweichenden und durch die Doppelexistenz zweier Heizflächenarten bedingten Formel bestimmt werden muss. Wie diese Formel sich zusammensetzt, ist schon aus den auf Seite 257 angestellten Rechnungen zu erkennen, denn es würde auch hier unter der Voraussetzung, dass das Wasser im Vorwärmer bis zur Dampftemperatur sich erhitzen soll, die wegen überall gleichhoher Wassertemperatur  $t_1$  als Nichtstromfläche anzusehende Heizfläche  $F_1$  des Hauptkessels mit der Formel:

$$F_1 = \frac{a(650 - t_1)}{w_1 \left( \frac{T_0}{1 - \omega} - T_2 \right)} \ln \left\{ \frac{T_0 - t_1}{T_2 - t_1} \right\}$$

und die als Gegenstromfläche zu betrachtende Heizfläche  $F_2$  des Vorwärmers mit der Formel:

$$F_2 = \frac{a(t_1 - t_2)}{w_2 (T_2 - T_1 - t_1 + t_0)} \ln \left\{ \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_0} \right\}$$

zu berechnen sein, wobei die im Allgemeinen für beide Kesseltheile von einander abweichenden Wärmeüberführungs-Coëfficienten durch Indices unterschieden sind. Der ganze Werth von  $F$  ist alsdann offenbar  $= F_1 + F_2$ , und da nun diese Summe durch allgemein gültige, mathematische Operationen nicht wesentlich in eine einzige Formel sich zusammenziehen lässt, sondern da jeder einzelne Summand in der Rechnung immer gesondert erscheinen wird, und diese Rechnung in jedem Einzelfalle vorgenommen werden muss, so braucht man das Verhältniss zwischen  $F_1$  und  $F_2$  oder zwischen  $F_2$  und  $F$  nicht erst wieder durch ein allgemeingültiges Symbol zu bestimmen, sondern kann es aus dem erhaltenen numerischen Werthe von  $F_1$  und  $F_2$  berechnen, wie aus nachstehendem Beispiele deutlich werden wird.

Statt obiger Gleichungen kann man übrigens auch schreiben:

$$F_1 = \frac{n A M \sigma}{w_1} \ln \left\{ \frac{T_0 - t_1}{T_2 - t_1} \right\}$$



und

$$F_2 = \frac{n A M \sigma}{w_2} \frac{1}{1 - \frac{n A M \sigma}{a}} \ln \left\{ \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_0} \right\}$$

Um nun hierin die mit  $\eta_t$ ,  $n$  und  $q$  variirenden Grössen  $M$ ,  $w_1$ ,  $w_2$ ,  $T_0$ ,  $T_2$  und  $T_1$  durch jene auszudrücken, setze man ähnlich, wie früher

$$M = \frac{W}{\eta_t \eta_1 k},$$

$$w_1 = p_1 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_h}} = p_1 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_h \eta_t \eta_1 k}},$$

$$w_2 = p_2 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_w}} = p_2 \sqrt[3]{\frac{n A W}{q_w \eta_t \eta_1 k}},$$

$$T_0 = \frac{\eta_1 k (1 - \omega)}{n A \sigma},$$

$$T_1 = (1 - \eta_t) \frac{\eta_1 k}{n A \sigma},$$

$$T_2 = T_1 + \frac{a(t_1 - t_0)}{n A M \sigma} = (1 - \eta_t) \frac{\eta_1 k}{n A \sigma} + \frac{a(t_1 - t_0)}{n A M \sigma}$$

und wegen  $a(650 - t_0) = W = \eta_t \eta_1 k M$  und daraus zu folgerndem

$$\frac{a}{M} = \frac{\eta_t \eta_1 k}{650 - t_0}$$

$$T_2 = \left( (1 - \eta_t) \frac{650 - t_1}{650 - t_0} \right) \frac{\eta_1 k}{n A \sigma}$$

worin  $q_w$  und  $q_h$  die Canalquerschnitte des Hauptkessels und des Vorwärmers und  $p_1$  und  $p_2$  Coëfficienten bedeuten, welche mit dem Material der Heizfläche variiren und auf den Seiten 169 und 200 angegeben sind.

Alsdann ergibt sich:

$$F F =_1 + F_2 = \sqrt[3]{\left( \frac{W n A}{\eta_t \eta_1 k} \right)^2 \sigma} \left[ \sqrt[3]{\frac{q_h}{p_1}} \ln \left\{ \frac{\frac{\eta_1 k (1 - \omega)}{n A \sigma} - t_1}{\frac{\eta_1 k}{n A \sigma} \left( 1 - \eta_t \frac{650 - t_1}{650 - t_0} \right) - t_1} \right\} \right]$$



$$+ \frac{\sqrt[3]{q_w}}{p_2} \frac{1}{1 - \frac{(650 - t_0) n A \sigma}{\eta_t \eta_1 k}} \ln \left[ \frac{\frac{\eta_1 k}{n A \sigma} \left( 1 - \eta_t \frac{650 - t_1}{650 - t_0} \right) - t_1}{\frac{\eta_1 k}{n A \sigma} (1 - \eta_t) - t_0} \right]$$

Als Beispiel hierzu berechne ich im Nachstehenden, wie gross das Verhältniss zwischen der Heizfläche des Vorwärmers zu der des ganzen Apparates bei einem nach dem Marozeau'schen Systeme construirten Kessel ausfällt, sofern man nach einander die Verbrennungs-Luftmenge zu 1, 2,26 und 4 mal der theoretischen Quantität und dem entsprechend  $\eta_1 = 0,8$ , 1,93 und 1 annimmt und voraussetzt:

$$12 . a = 10000 \text{ Liter pro 12 Stunden,}$$

$$W = \frac{10000 \cdot 650}{12} \text{ Calorieen pro Stunde,}$$

$$k = 7140 \text{ Calorieen,}$$

$$A = 9,92 \text{ Kilogramm,}$$

$$\omega = 0,25$$

$$\eta_t = 0,9$$

$$t_1 = 150 \text{ Grad,}$$

$$t_0 = 10 \text{ Grad,}$$

$$q_h = 0,9 \text{ [Meter]} \text{ wie bei dem früher untersuch-}$$

$$q_w = 0,38 \text{ [Meter]} \text{ ten Marozeau'schen Apparate.}$$

Da der Hauptkessel mit Siedern von Blech und der Vorwärmer von Gusseisen sein soll, so ist

$$p_1 = 1 \text{ (Seite 172)}$$

$$p_2 = 2 \text{ (Seite 200)}$$

zu setzen; hiermit wird obige allgemeine Gleichung zunächst:

$$F = 22 \sqrt[3]{\frac{\eta_1}{n}} \left[ \frac{0,965}{\frac{\eta_1}{n}} \ln \left\{ \frac{2160 \frac{\eta_1}{n} - 150}{864 \frac{\eta_1}{n} - 150} \right\} + \frac{0,724}{2} \frac{1}{\frac{\eta_1}{n} - 0,2^{47}} \ln \left\{ \frac{864 \frac{\eta_1}{n} - 150}{288 \frac{\eta_1}{n} - 10} \right\} \right]$$



Hieraus erhält man schliesslich:

a. für  $n = 1$  und  $\eta_1 = 0,8$ :

$$F = F_1 + F_2 = 26,06 + 12,14 = 38,2$$

$$\frac{F_2}{F} = 0,32$$

b. für  $n = 2,26$  und  $\eta_1 = 0,93$ :

$$F = F_1 + F_2 = 48,2 + 24 = 72,2$$

$$\frac{F_2}{F} = 0,332$$

c. für  $n = 4$  und  $\eta_1 = 1$ :

$$F = F_1 + F_2 = 94 + 104 = 198$$

$$\frac{F_2}{F} = 0,52$$

Wie man aus dieser numerischen Rechnung, aber auch schon aus der Composition der allgemeinen Formel erkennen wird, hängt das Verhältniss der beiden Heizflächengrössen zwar nicht von der totalen Wärmemenge ab, welche pro Stunde in den Apparat geleitet werden soll, aber doch von den Querschnittsdimensionen der Feuercanäle, von dem Material der Heizflächen, von der Verbrauchs-Luftmenge und noch von mehreren anderen Grössen, so dass man dasselbe also keineswegs in allen Fällen als gleichgross annehmen kann. Setzt man indessen voraus, dass der Quotient

$\frac{k}{A}$ , wie es nach dem veralteten Berthier'schen Gesetze der Fall sein müsste, für alle Brennmaterialsorten constant sei, so ergibt sich für die vortheilhaftesten Werthe des Canalquerschnittes, der Luftmenge und der Wirkungsgrade  $\eta$  und  $\eta_1$ , im Falle einer gegebenen Temperatur  $t_1$  und des Materials der Heizfläche, ein bestimmter Werth für jenes Verhältniss, welchen man der Analogie wegen den vortheilhaftesten nennen muss. Aber auch selbst unter diesen Voraussetzungen wird besprochenes Verhältniss nicht durchweg dasselbe bleiben, sondern wie  $\eta$ ,  $n$  und  $q$  mit den besonderen Preisverhältnissen jeder Oertlichkeit variiren.

ad §§. 154, 155. (Man lese diese Paragraphen ganz und gar nochmals durch.)

Die Herren Experimentatoren beginnen diese Paragraphen



mit der durch fetteren Druck hervorgehobenen Behauptung: „Die dem Maximum der Leistung entsprechende Luftmenge ist für solche Dampfkessel, wie wir sie gewöhnlich anwenden, keineswegs diejenige, welche bisher angenommen wurde,“ und führen darauf die Ziffern an, welche von verschiedenen Autoren für diese Luftmenge angegeben werden. Von diesen Ziffern finden bei ihnen diejenigen der Herren Julien et Bataille den meisten Beifall, und in der That muss man auch zufolge der in dieser Schrift angestellten Untersuchungen zugestehen, dass sie sowohl als die daran geknüpften Betrachtungen am rationellsten von allen übrigen Angaben sind. Eigentlich aber haben Julien et Bataille ebensovienig klar, als die übrigen citirten Schriftsteller, die wahren Ursachen, von denen die Verbrennungs-Luftmenge abhängt, durchschaut. Sie gehen alle von der irrigen Meinung aus, dass abgesehen von der besonderen chemischen Composition einer Brennmaterialart die vortheilhafteste Verbrennungs-Luftmenge allein von der Wirkung abhängt, welche man auf dem Roste erreichen will, und haben nicht erkannt, dass sie zumeist von der Grösse der in einem bestimmten Sonderfall angewendeten Heizfläche, wie von den Preisverhältnissen der betreffenden Oertlichkeit bedingt wird. Sie haben ihre Angaben, wie es scheint, aus Beobachtungen darüber geschöpft, welche Luftmenge eine günstige Verbrennung im Herde bewirke und nicht erkannt, dass die Luftmenge auch die Quantität der übergeführten Wärme beeinflusst, der Zweck aber, welchen man mit einem Dampfkessel erreichen will, nicht sowohl darin besteht, dem Brennmaterial einen möglichst grossen Theil seines Wärmegehaltes zu entziehen, als einen möglichst grossen Theil dieses Wärmegehaltes durch die Heizfläche zu leiten.

Am wenigsten Einsicht in die hier beredeten Verhältnisse zeigt Herr Schinz (Wärmemesskunst), indem er für die erforderliche Luftmenge 22,146 pro Kilogr. Kohle, also eine Ziffer angiebt, welche eine bis auf drei Decimalstellen reichende Bestimmtheit hat, während man diese Luftmenge nicht einmal entfernt genau mit ganzen Zahlen im Allgemeinen zu bezeichnen vermag.

Welches die vortheilhafteste Ziffer ist oder wie dieselbe bestimmt werden muss, haben wir durch die Untersuchungen der vorstehenden Seiten erkannt; sie wird durch zwei Hauptumstände



bedingt und ist eine wesentlich andere, jenachdem ein Apparat von gegebener Heizfläche oder ein solcher in Frage kommt, dessen Heizfläche erst bestimmt werden soll. Die erste kann man die relativ, die zweite die absolut vortheilhafteste Luftmenge nennen.

Die absolut vortheilhafteste hängt zumeist von den Preisverhältnissen der Heizfläche, der Kohle und des Mauerwerkes ab und ergab sich für die im Elsass herrschenden Preisverhältnisse zu etwa 2,5, für die in unserer Gegend herrschenden zu 2mal der theoretisch erforderlichen Menge. Die relativ vortheilhafteste dagegen wird durch fast sämtliche Dimensionen der vorhandenen, eine bestimmte Gesamt-Dampfmenge liefern sollenden Feuerungsanlage, zumeist aber durch diejenigen der Heizfläche und des Querschnitts der Feuercanäle, wie auch durch das Material der Heizfläche und dessen Einfluss auf den Wärmeüberführungs-Coëfficienten bedingt. Ihr besonderer Werth schwankt daher innerhalb sehr weiter Grenzen, weshalb auch die Herren Experimentatoren in Bezug auf einige der untersuchten Apparate auszusprechen sich bewogen fanden (Seite 87): „je mehr Rauch gebildet wird und je stärker dieser Rauch gefärbt ist (also je weniger Luft in den Herd tritt), desto besser ist die Leistung des Dampfkessels“ und in Bezug auf andere Apparate, dass es vortheilhaft sei, eine möglichst vollkommene und rauchfreie Verbrennung entstehen zu machen, also viel Luft einzuleiten. Die relativ vortheilhafte Luftmenge durch Rechnung zu ermitteln, erwies sich so complicirt, dass es als zweckmässiger angerathen werden musste, sie durch den Versuch in jedem Sonderfalle herauszuprobiren.

**Rauchverhütung.** — Die Rauchverhütung und die Quantität der in den Feuerraum eingeleiteten Luft stehen in so enger Beziehung zu einander, dass ich über dieselbe an diesem Orte Einiges hinzuzufügen nicht unterlassen kann. Es bedarf wohl und vorzüglich nach den hier behandelten Experimenten keines Nachweises mehr, dass es den Rauch überhaupt zu verbrennen oder zu verhüten selbst mit den gewöhnlich angewendeten Herden sehr wohl möglich ist und dass zu dem Ende nur eine genügend grosse Luftmenge in den Feuerraum geleitet zu werden braucht. Es handelt sich vielmehr um Erörterung der Frage, ob



bei der Rauchverhütung auch Brennmaterialersparnisse gewonnen werden können, und in Bezug hierauf braucht man sich nur umzusehen, wie gross die vortheilhafteste und wie gross die zu Erzielung einer rauchfreien Verbrennung erforderliche Luftmenge ist, denn stellt sich die letzte Quantität kleiner, als die erste heraus, so darf man offenbar Brennmaterialersparungen gegenüber einer weniger vollkommenen Verbrennung erwarten, ist das Umgekehrte der Fall, so muss man sich auf den entgegengesetzten Erfolg gefasst machen.

Wir mussten bei Besprechung der vortheilhaftesten Luftmenge zwei Arten unterscheiden, nämlich die relativ und absolut vortheilhafteste, und werden daher auch zwei Antworten auf die hier vorgelegte Frage haben, und zwar als erste: Brennmaterialersparungen sind in allen Fällen, in denen die rauchfreie und vollkommnere Verbrennung bei einem gegebenen und in seinen Dimensionen unverändert bleibenden Apparat eingeführt wird, nur dann zu erwarten, wenn die Temperatur der abziehenden Verbrennungsproducte ursprünglich ausserordentlich niedrig, etwa geringer als 150 Grad war, und wenn die rauchfreie Verbrennung mit weniger als mit dem doppelten theoretischen Luftquantum gelingt; zweitens: Brennmaterialersparungen können jedesmal bei Einführung von rauchfreier Verbrennung erzielt werden, wenn man den Dampfkessel entsprechend neu herstellt oder seine Dimensionen nach der Luftmenge einrichtet, welche zur Erreichung der rauchfreien Verbrennung eingeleitet werden muss, aber Ersparungen in absolut öconomischer Beziehung, also auch in Berücksichtigung der Herstellungskosten des Dampfkessels stehen nur dann in Aussicht, wenn die rauchfreie Verbrennung bei den in unsern Gegenden herrschenden Preisverhältnissen mit dem doppelt, bei den in Mühlhausen herrschenden mit dem 2,5 fach theoretischen Luftquantum gelingt und die Heizfläche diesen Quantitäten angemessene Dimensionen erhält.

Die Beantwortung der in Rede stehenden Frage ist hiernach keineswegs sehr bestimmt, aber sie kann es auch nicht sein, da der Eintritt von Ersparungen mit den wechselnden Verhältnissen eines jeden Sonderfalles ebensosehr variirt, wie die Ziffer für die relativ vortheilhafteste Verbrennungs-Luftmenge. Uebrigens geht



hieraus hervor, ist aber auch schon *a priori* zu erkennen, dass die Ersparungen sowohl an Brennmaterial, als in absolut öconomischer Hinsicht um so bedeutender ausfallen werden, mit je weniger Luft dem rauchverhütenden Apparate die Verbrennung möglich wird, und dass dessen Vortrefflichkeitsgrad hauptsächlich nach dieser Luftmenge beurtheilt werden muss. Bewirkt ein solcher Apparat die rauchfreie und zugleich vollkommene Verbrennung mit dem einfachen theoretischen Luftquantum, lässt er also mit dieser Luftmenge den Wirkungsgrad  $\eta_1 = 1$  entstehen, so ist seine Leistung die höchstmögliche, und er wird alsdann, da man zufolge der mülhhausener Versuche (siehe Zambaux und Dollfus I. Seite 106) mit dem bezeichneten Luftquantum auf einem gewöhnlichen Herde einen Wirkungsgrad von nur 0,8 erreichen kann, eine Ersparung von  $100 - 80 = 20$  p. c., ja sogar noch etwas mehr gewinnen, weil unter sonst gleichen Umständen mit einem Wachstume von  $\eta_1$  auch eine Zunahme von  $\eta_t$  verbunden und die Ersparung dem Producte  $\eta_t \eta_1$  proportional ist.

Um dieses genauer erkennen zu können, rechne ich nachstehend die Ersparungen aus, welche unter den hier angenommenen Umständen durch Einführung eines vollkommen wirkenden rauchverhütenden Apparates an dem Zambaux'schen und Dollfus I. Generator erzielt werden könnten. Zur Anstellung dieser Rechnung hat man zunächst zu beachten, dass wegen

$$W = \eta_t \eta_1 k M:$$

$$M = \frac{W}{\eta_t \eta_1 k},$$

$$M' = \frac{W}{\eta_t' \eta_1' k}$$

und hieraus

$$100 \left( \frac{M - M'}{M} \right) = 100 \left( 1 - \frac{\eta_t \eta_1}{\eta_t' \eta_1'} \right)$$

ist, eine Gleichung, welche, sofern  $M, \eta_t, \eta_1$  für den gewöhnlichen Herd,  $M', \eta_t', \eta_1'$  mit analoger Bedeutung für den rauchverhütenden Apparat gelten, den Procentsatz an Brennmaterialersparungen angiebt, welche durch Einführung des rauchverhütenden Apparates gewonnen werden können. Hieraus sieht man, dass



zur Lösung dieser Aufgabe die Producte  $\eta_t \eta_1$  und  $\eta_t' \eta_1'$  bestimmt werden müssen, was nach der auf Seite 229 angegebenen Gleichung:

$$\eta_t \eta_1 - \eta_1 \left\{ \omega + \left[ 1 - \omega - \frac{n A \sigma}{\eta_1 k} t_1 \right] \left[ 1 - e^{-\frac{p \cdot F}{\sigma} \sqrt[3]{\left( \frac{k}{n A} \right)^2 \frac{\eta_t^2 \eta_1^2}{q \cdot W^2}}} \right] \right\}$$

geschehen kann.

Für den Zambaux'schen Apparat ist zufolge unserer früheren Angaben:

$$\omega = \frac{1}{2}$$

$$\frac{k}{A} = 720$$

$$t_1 = 148$$

$$p = 0,6 \text{ (Seite 169)}$$

$$F = 56 \text{ (Seite 153)}$$

$$q = 0,389 \text{ (Seite 145)}$$

$$W = \frac{10000}{12} 650,$$

so dass man durch Einführung dieser Werthe die Gleichung:

$$\eta_t \eta_1 = \eta_1 \left\{ 0,5 + \left[ 0,5 - \frac{n}{\eta_1} 0,051 \right] \left[ 1 - e^{-2,56 \sqrt[3]{\left( \frac{\eta_t \eta_1}{n} \right)^2}} \right] \right\}$$

erhält. Wird nun hierin zuerst  $n = 1$  und  $\eta_1 = 0,8$ , als für den gewöhnlichen Herd gültig, gesetzt, so ergibt sich

$$\eta_t \eta_1 = 0,712$$

und wird zweitens für den rauchverzehrenden Apparat  $n = 1$  und  $\eta_1' = 1$  angenommen, so erhält man:

$$\eta_t' \eta_1' = 0,9$$

und demnach als Procentsatz der Ersparung (Seite 268)

$$100 \frac{M - M'}{M} = 100 \left( 1 - \frac{0,721}{0,9} \right) = 21 \%. \quad \text{Theor.}$$

Für den Generator von Dollfus I. ist dagegen:

$$\omega = 0,333$$

$$\frac{k}{A} = 720$$

$$t_1 = 146$$

$$p = 1,2 \text{ (Seite 169)}$$

$$F = 24,82 \text{ (Seite 158)}$$



$$q = 0,5 \text{ (Seite 145)}$$

$$W = \frac{10000}{12} = 650,$$

wonach die Gleichung:

$$\eta_t \eta_1 = \eta_1 \left\{ 0,333 + \left[ 0,666 - 0,05 \frac{n}{\eta_1} \right] \left[ 1 - e^{-1,8 \sqrt[3]{\left( \frac{\eta_t \eta_1}{n} \right)^2}} \right] \right\}$$

entsteht. Setzt man hierin zuerst  $n = 1$  und  $\eta_1 = 0,8$ , so ergibt sich

$$\eta_t \eta_1 = 0,604$$

und führt man für den rauchverzehrenden Apparat  $n = 1$  und  $\eta_1 = 1$  ein, so wird

$$\eta_t' \eta_1' = 0,83,$$

also

$$100 \frac{M - M'}{M} = 100 \left( 1 - \frac{0,604}{0,83} \right) = 27 \%.$$

Es wird daher nicht bloss eine stärkere Wärmeerzeugung, sondern auch eine stärkere Wärmeüberführung erzielt, so dass die Ersparungen nicht bloss zu  $100 - 80 = 20$ , sondern für den ersten Generator zu 21, für den zweiten zu 27 p. c. ausfallen. Dass der Procentsatz im letzten Falle bedeutender, als im ersten sich herausstellt, liegt an dem Umstande, dass beim letzten Generator die Verbrennungsproducte ursprünglich mit einer viel höheren Temperatur, als beim ersten entweichen. Es tritt also hier, wo die Rauchverhütung und der höhere Wirkungsgrad  $\eta_1$  durch dasselbe Luftquantum, welches zu weniger vollkommener Verbrennung eingeleitet wurde, erreicht werden, gerade das Umgekehrte von dem ein, was bei Verhütung des Rauches durch grösseren Luftüberschuss zum Vorschein kommt, und diese That- sache hat ihren Grund darin, dass der Wirkungsgrad  $\eta_t$  unter sonst gleichen Umständen mit wachsender Verbrennungs-Luft- menge abnimmt.

Die Herren Berichterstatter sagen, dass alle die Erfinder von rauchverhütenden und Brennmaterial ersparen sollenden Appa- raten ihre Illusionen zurücklassen würden, wenn sie nach Wesser- lingen gingen und die mit einfachen Herden construirten Gene-



ratoren des Herrn Marozeau functioniren sähen. Dieser Ausspruch ist, wie auch aus unsern auf Seite 267 angestellten Betrachtungen hervorgeht, dann vollständig wahr, wenn jene Erfinder die Rauchverzehrung ohne Rücksicht auf das in ihre Apparate geleitete Luftquantum erreichen, verliert aber seine Richtigkeit, wenn die Rauchverzehrung mit nicht mehr, als bei den gewöhnlichen Herden angewendeten, also mit nicht mehr, als etwa 1,5 bis 2mal den theoretischen Luftmengen bewirkt wird. Indessen sagen unsere letzten Rechnungen aus, dass die Ersparungen gegenüber einem gewöhnlichen gut construirten und gut gewarteten Herde unmöglich so hoch ausfallen können, als sie so häufig von den Erfindern der rauchverhütenden Apparate in Aussicht gestellt werden.

Man hört nicht selten von 25 bis 50 p. c. Ersparungen sprechen; unsere letzten Rechnungen zeigen aber, dass selbst im allergünstigsten Falle, d. h. dann, wenn der rauchverhütende Apparat vollkommen wirkt, oder genauer gesprochen, wenn er mit dem einfachen theoretischen Luftquantum den Wirkungsgrad  $\eta_1 = 1$  werden lässt, was übrigens nie erreicht werden wird, nur 20 bis 30 p. c. erwartet werden können, oder die ursprüngliche Construction müsste sonst so schlecht sein, wie sie es nach dem heutigen Stande der practischen Pyrotechnik nicht sein sollte.

Die Ersparungen werden auch nicht beträchtlicher, wenn der Generator ursprünglich mit einem grösseren Luftquantum und einer diesem Luftquantum entsprechenden Heizfläche wirkte und darauf einen rauchverzehrenden Apparat von oben angenommener Vollkommenheit erhält. Eine Berechnung mit dem Molinos et Pronnier'schen Kessel schliesst hierüber auf. Es ist für diesen Kessel:

$$\omega = 0,25$$

$$\frac{k}{A} = 720$$

$$t_1 = 146$$

$$p = 1,2 \text{ (Seite 169)}$$

$$F = 35 \text{ (Seite 152)}$$

$$q = 0,165 \text{ (Seite 145)}$$

$$W = \frac{10000}{12} 650,$$



so dass die allgemeine Gleichung auf Seite 269 zu:

$$\eta_t \eta_1 = \eta_1 \left\{ 0,25 + \left[ 0,75 - \frac{n}{\eta_1} 0,05 \right] \left[ 1 - e^{-3,65 \sqrt[3]{\left( \frac{\eta_t \eta_1}{n} \right)^2}} \right] \right\}$$

sich specialisirt. Hieraus erhält man zunächst für  $\eta_1 = 0,932$  und  $n = 2,26$  (Seite 106)

$$\eta_t \eta_1 = 0,705$$

und für  $\eta_1' = 1$  und  $n = 1$

$$\eta_t' \eta_1' = 0,94,$$

also die Ersparungen:

$$100 \frac{M - M'}{M} = 100 \left( 1 - \frac{0,705}{0,94} \right) = 25 \text{ p. c.}$$

Aus diesen Rechnungen ist auch zu erkennen, dass die Ersparungen unter sonst gleichen Umständen um so kleiner ausfallen werden, je grösser der Exponent von  $e$ , also je grösser das Verhältniss  $\frac{F}{\sqrt[3]{W^2}}$  wird. Die geringsten Ersparungen kämen also

zum Vorschein, wenn dieses Verhältniss, oder wenn  $F = \infty$  würde. Alsdann ergibt sich z. B. für den Molinos et Pronnier'schen Generator

$$\eta_t \eta_1 = 0,818;$$

$$\eta_t' \eta_1' = 0,95;$$

$$100 \left( \frac{M - M'}{M} \right) = 100 \left( 1 - \frac{0,818}{0,95} \right) = 14 \text{ p. c.,}$$

und dieser Procentsatz bliebe auch derselbe, wenn etwa durch die vollkommnere Verbrennung, also durch den rauchverhütenden Apparat, was in der That anzunehmen ist, die strahlende Wärme bedeutender werden, also  $\omega$  bis zu 0,5 anwachsen sollte.

Der Hauptsache nach wurden alle die hier gewonnenen Resultate über die Rauchverzehrungsfrage schon in der „allgemeinen Theorie der Feuerungsanlagen“ gefunden, so dass also die dort auf Grundlage der älteren Erfahrungssätze abgeleiteten Theorien durch die hier mitgetheilten, neueren Experimente Bestätigung und Approbation finden. Nur entsteht dadurch eine geringe Abweichung, dass der Wärmeüberführungs-Coëfficient, wie sich hier



gezeigt hat, mit der durch die Feueranäle strömenden Gasmenge variirt, während er dort, als von dieser Grösse unabhängig, also für alle Wechselfälle constant angenommen wurde. Da diese

Variation durch die Formel  $w = p \sqrt[3]{\frac{n A M}{q}}$  (Seite 166) ausgedrückt wird, so ist zu erkennen, dass in allen Fällen, in denen die Rauchverhütung und vollkommene Verbrennung mit einem grösseren  $n$  bewirkt wird, die Resultate etwas günstiger und in allen den Fällen, in denen dieselbe mit demselben oder einem geringern  $n$  und einem kleinern  $M$  glückt, die Resultate etwas ungünstiger, als die in der allg. Th. d. F. aufgezeichneten ausfallen. —

Neues Preisausschreiben. — Aus den hier angestellten Untersuchungen geht hervor, dass die im Preisausschreiben der *société industrielle de Mulhouse* geforderte Ziffer 7,5 keineswegs die Dampfmenge pro Kilogr. Ronchamp-Kohle angiebt, welche als die vortheilhafteste zu bezeichnen sein würde. Vielmehr haben wir (Seite 252) gefunden, dass z. B. mit einem Generator des Molinos et Pronnier'schen Systems 9,15 Kilogr. Dampf pro Kilogr. gefordert werden könnten, ohne dass die zur Erreichung dieser Menge nothwendige Vergrösserung der Heizfläche und überhaupt des ganzen Generators eine Vermehrung des Anlagecapitals beanspruchen würde, welche im Vergleich mit der Mehrersparung an Kohlen zu Ungunsten der absoluten Oeconomie ausschläge. Ein Gleiches gilt von sämtlichen übrigen zur Concurrenz eingesandten Apparaten, und daher wäre es, wenn man durch Ausschreiben eines Preises das möglichst vollkommene Dampfkesselsystem erhalten will, zweckentsprechender, eine höhere Ziffer als 7,5 und zwar etwa 9,5 zu verlangen, wonach dann von der höchstmöglichen Leistung der Ronchamp-Kohle, welche wegen

$$k = 7140 \frac{7140}{650} = 11 \text{ Kilogr. Dampf beträgt, } 81 \text{ p. c. für die}$$

Verdampfung ausgenutzt würden. Noch zweckentsprechender und richtiger wäre es aber, die Ziffer für den Dampf ganz *in suspenso* zu lassen und statt dessen zu verlangen, der zu krönende Generator müsse ausser Erfüllung der rein praktischen Bedingungen die auf Seite 241 durch die Gleichung:



$$\mathfrak{K} = \mathfrak{E} t \, \mathfrak{f}_1 \, M + \frac{\mathfrak{p}}{100} \left\{ \mathfrak{f} \frac{F}{\mathfrak{f}} + \mathfrak{f}_2 \, H_5 \right\} + C$$

ausgedrückten jährlichen Gesamtkosten zu einem Minimum machen.

In der That giebt diese Gleichung das wahre Kriterium für den Vortrefflichkeitsgrad eines Generators oder Generator-Systems an. Wie man aber aus den auf Seite 240 in der Note angeführten Formeln erkennt, ist diese Gleichung nicht unabhängig von  $W$ , oder  $\mathfrak{K}$  nicht proportional damit, und daher wird der Vortrefflichkeitsgrad eines Apparates nicht bloss durch die besondern örtlichen Preisverhältnisse, sondern auch von der in jedem Einzelfalle geforderten Gesamt-Dampfmenge bedingt. Dadurch wird das Erfinden eines gutwirkenden Generator-Systems bedeutend erschwert, ja es ist sogar möglich, dass ein gewisses System nicht durchweg in allen Fällen oder für alle Dampfmengen in rein theoretischer Beziehung sich als das zweckmässigste erweist, sondern in einigen Fällen einem andern, im Allgemeinen als minder gut zu bezeichnenden, den Rang einräumen muss, wobei der wechselnden Ansprüche der rein practischen Bedingungen nicht einmal gedacht ist.

Aus diesen Gründen genügt es aber um so weniger, die Construction und die Verhältnisse einer an einer bestimmten Oertlichkeit bewährt gefundenen Dampfkessel-Anlage leistenartig an einer anderen nachzuahmen, sondern der gute Pyrotechniker ist genöthigt, gerade so wie der Hydrauliker, der ein Wasserrad oder eine Turbine nach den jedesmal gegebenen Wassermengen und Gefällshöhen construiren muss, sowohl Disposition als Dimension für jeden Sonderfall auf's Neue ausfindig zu machen und zu berechnen.



## Zusammenstellung der erhaltenen Haupt-Ergebnisse, wie der daraus abgeleiteten practischen Regeln und Formeln.

---

Eine vortheilhafte Verbrennung hängt weniger von der besonderen Construction des Feuerraums, als von der Art der Bedienung, in erster Linie aber von der Menge der eingeleiteten Verbrennungs-Luft ab.

In Bezug auf die Abhängigkeit von der ersteren kann man annehmen, dass für Planroste von üblicher Constructionsart und für Steinkohlensorten, welche ähnlich, wie die Ronchamp-Kohle sich verhalten, es zweckmässig ist,

$m$  oder die pro  $\square$  Meter Rostfläche und pro Stunde zu verbrennende Kohle = 120 Kilogr., und demnach die Grösse

$$R \text{ der Rostfläche} = \frac{M}{120} \text{ anzunehmen,}$$

$R'$  oder die freie Rostfläche =  $\frac{1}{2}$  bis  $\frac{1}{3}$   $R$  zu wählen und den Abstand des Rostes vom Kesselboden = 1 bis 1,5 Meter, also grösser, als es üblich ist, anzuordnen.

Ob der Feuerraum überwölbt oder vom Kesselboden überdeckt, ob also sogenannte Vor- oder ob Unterfeuerung angeordnet wird, scheint auf eine günstige Verbrennung keinen Einfluss zu haben, weshalb wegen Ausnutzung der strahlenden Wärme um so mehr anzurathen ist, den Rost unter dem Kessel anzubringen.

Uebrigens ist das strenge Innehalten dieser Constructionsverhältnisse nicht von so grossem Vortheil, als dass es zu empfeh-



len wäre, sich mit Aufopferung anderer Vortheile fest daran zu binden; vielmehr kann man, um einen minder grossen Widerstand im Brennmaterial und demnach einen weniger hohen Schornstein zu erhalten, ohne sehr fühlbare Beeinträchtigung einer guten Verbrennung mit der Wahl der Zahl  $m$  selbst bis auf 20 herabgehen und daher die Grösse der Rostfläche  $R = \frac{M}{20}$  herstellen, muss

dann aber  $R' = \frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{4} R$  anordnen. Für eine grosse Feuerungsanlage, also für ein grosses  $M$  wird es wegen bequemerer Bedienung zweckmässiger sein,  $m$  gross zu wählen, für eine minder grosse klein.

Die brennbaren Bestandtheile, welche durch die Rostfugen fielen, machten keine bedeutende Menge aus; sie betrugen beim Molinos'schen Herde 2,7, beim Prouvost'schen 4,8 p. c. von der gesammten aufgeschütteten Kohlenmenge, wobei noch zu bedenken, dass sie vollständig unausgenutzt nicht waren, sondern mindestens einige brennbaren Gase der Wärmeerzeugung überliefert hatten. Indessen würde trotz der Geringfügigkeit der hieraus entspringenden Verluste ein Treppenrost anzurathen sein.

In Bezug auf die Abhängigkeit einer guten Verbrennung von der eingeleiteten Verbrennungs-Luftmenge kann man für Planroste und Kohlensorten, welche ähnliche Beschaffenheit wie die Ronchamp-Kohle haben, annehmen

| $n$      |                                  | 1   | 1,5  | 2   | 2,5  |
|----------|----------------------------------|-----|------|-----|------|
| $\eta_1$ | bei sorgfältiger Wartung . . .   | 0,8 | 0,85 | 0,9 | 0,95 |
|          | bei weniger sorgfältiger Wartung | 0,7 | 0,75 | 0,8 | 0,85 |

Bei sehr sorgfältiger Wartung fallen die Wirkungsgrade sogar noch grösser als die der ersten Reihe aus, indem nach Seite 179 mit  $n = 1,02$  die Ziffer 0,87 für den Wirkungsgrad erhalten wurde.

Als vortheilhafteste Luftmenge, welche nicht bloss vom Vortrefflichkeitsgrade der Verbrennung, sondern auch von den Herstellungskosten für Heizfläche und Schornstein abhängt, oder als vortheilhaftester Werth der Zahl  $n$  hat sich für die jetzigen, in Deutschland herrschenden Preisverhältnisse und wenn der Dampfkessel das ganze Jahr über täglich 12 Stunden benutzt wird, die Ziffer 2 ergeben. Diese Ziffer ist grösser zu nehmen, wenn die



Stundenzahl der Benutzung wächst und wenn die Kosten für das Brennmaterial höher und die für Kessel und Schornstein geringer, als die im Mittel jetzt herrschenden sind, und ist kleiner in den entgegengesetzten Fällen zu wählen.

Das soeben Gesagte bezieht sich auf eine zu construirende Kesselanlage, also auf die absolut vortheilhafteste Luftmenge und muss sehr abweichenden Aussprüchen Platz machen, wenn von der relativ vortheilhaftesten, d. h. von derjenigen Luftmenge die Rede ist, die in eine bereits vorhandene, eine bestimmte Dampfmenge liefern sollende Kesselanlage am zweckmässigsten zu leiten ist. Diese letzte Menge hängt von den besondern Dimensionen der betreffenden Kesselanlage ab.

Herde von anderer als üblicher Constructionsart, also auch rauchverzehrende Apparate können nur dann Vortheile gewähren, wenn sie bei Beanspruchung keiner vermehrten Herstellungs- und Unterhaltungskosten grössere, als die obigen den Luftmengen oder der Zahl  $n$  entsprechenden Wirkungsgrade liefern.

In Bezug auf die Abhängigkeit einer guten Verbrennung von der Art des Bedienens hat sich endlich ergeben, dass es vortheilhaft ist, das Brennmaterial häufiger und demnach in geringeren Mengen einzutragen und die Schichthöhe  $\delta$  nach der Formel

$$\delta = 0,002 \, m$$

anzuordnen.

Heizfläche. — Die Heizfläche erhält eine zweckmässige Grösse, wenn sie einen gewünschten Wirkungsgrad  $\eta_t$  liefert. Der vortheilhafteste Werth dieses Wirkungsgrades hängt von mannigfachen auf Seite 239 detaillirt aufgezählten Umständen, zumeist aber von den Preisverhältnissen für Kohle, Kesselmaterial und Mauerwerk ab. Für die jetzigen mittleren Preisverhältnisse würde  $\eta_t = 0,9$  anzunehmen sein, sofern die Kesselanlage das ganze Jahr über täglich 12 Stunden benutzt wird. Ist der Preis für die Kohle höher und der Preis für Kesselmaterial, wie Mauerwerk niedriger, und ist ferner die Dauer der Benutzung pro Jahr länger, so muss  $\eta_t$  grösser, in einem der entgegengesetzten Fälle kleiner angenommen werden. Hat man eine bestimmte, nicht anders zu verwerthende Brennmaterialmenge zur



278 Zusammenstellung der erhaltenen Haupt-Ergebnisse, wie der Verfügung, um die pro Stunde verlangte Dampfmenge  $a$  zu erzeugen, so ist es unrationell  $\eta_t$  grösser als

$$\eta_t = \frac{a \cdot 650}{\eta_1 k M}$$

werden zu lassen, wo  $k$  die Heizkraft und  $M$  jene pro Stunde verfügbare Menge Brennmaterial bedeutet.

Der Wärmeüberführungs-Coëfficient  $w$  berechnet sich mit den Formeln:

$$\text{für Eisenblech} \quad . \quad . \quad . \quad w = \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$$

$$\text{für Gusseisen} \quad . \quad . \quad . \quad w = 2 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$$

$$\text{für Messing} \quad . \quad . \quad . \quad w = 0,6 \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$$

wo  $q_4$  den Querschnitt des Feuercanales in  $\square$  Metern bedeutet. Man erhält also seinen Werth, wenn man in eine dieser Formeln den weiter unten angegebenen Werth für  $q_4$  setzt. Der im Allgemeinen mit  $\omega$  bezeichnete Bruchtheil von der Heizkraft, welcher durch Strahlung in die directe Heizfläche dringt, ist anzunehmen:

$$\text{für } n = 1 \quad \text{und } m = 20, \quad \omega = \frac{1}{2}$$

$$\text{für } n = 2,5 \quad \text{und } m = 150, \quad \omega = \frac{1}{4}$$

Um für dazwischen liegende Werthe eine Wahl zu treffen, ist zu beachten, dass  $\omega$  mehr mit  $n$  als mit  $m$  variirt, übrigens aber zu bedenken, dass die Annahme eines kleinen Werthes für  $\omega$  den beabsichtigten Erfolg um so mehr sichert.

Die Anordnung der Heizfläche kann so geschehen, dass der Kessel entweder als Nichtstrom-, oder als Parallelstrom- oder als Gegenstrom-Apparat wirksam wird. Die Wahl der letzten macht die Grösse des Kessels für einen gegebenen Zweck am kleinsten und ist daher anzuempfehlen. Unter Gegenstrom-Apparat ist ein solcher Kessel verstanden, bei welchem das zu verdampfende Wasser eine Strömung erhält, die derjenigen der Verbrennungsproducte entgegen ist, so dass das Speisewasser an dem



Punkte in den Kessel tritt, wo die Verbrennungsproducte ihn verlassen. Bei den Parallelstrom-Apparaten findet eine Strömung des Wassers in paralleler Richtung mit den Heizgasen statt und bei den Nichtstrom-Apparaten gar keine Strömung des Wassers. Alle einfach cylindrischen Kessel sind zu den letzteren zu zählen. Die Dampfkessel mit Parallelströmung haben keine nennenswerthen Vorzüge vor denen mit Nichtströmung.

Das Princip der Gegenströmung wird in der Regel durch Anbringung von sogenannten Vorwärmern verwirklicht. Wendet man zu diesen Vorwärmern gusseiserne Röhren an (Kessel von Marozeau), so wird der Generator am billigsten. Müsste nicht der Hauptkessel, in welchem die Verdampfung vor sich geht, gesetzlich aus Eisenblech hergestellt werden, so wäre es zweckmässig, auch diesen aus Gusseisen zu construiren. Messingröhren beanspruchen unter sonst gleichen Umständen eine fast doppelt so grosse Oberfläche als blecherne und eine fast vierfach so grosse als gusseiserne. Ist daher bei gleichgrosser Heizfläche der Preis für die Messingröhren nicht halb so gross, als der für die blechernen oder der für die aus gezogenem Eisen, so vermehrt ihre Anwendung die Kosten des Dampfkessels, ohne dessen Leistung zu steigern. Noch mehr ist dies im Vergleich mit gusseisernen Röhren der Fall.

Um das Gewicht des Kessels und demnach die Kosten für denselben ohne Beeinträchtigung seiner Leistung möglichst klein zu erhalten, muss man ihm, wie den Siedern und Vorwärmern, einen möglichst kleinen Durchmesser geben, und die Länge vermehren, anstatt einen grossen Durchmesser und eine geringe Länge zu wählen.

Um denselben Zweck zu erreichen, muss man die Anordnung so zu treffen suchen, dass das Verhältniss der Heizfläche zu der ganzen Oberfläche des Kessels möglichst gross wird, also möglichst nahe der Einheit gleichkommt. Hierbei ist zu beachten, dass wegen Ansetzens von Flugasche und Russ an horizontale, von den Verbrennungsproducten gänzlich berührte Sieder, Vorwärmer und Rauchröhren bei den letzteren nur  $\frac{2}{3}$  und bei den beiden ersten nur  $\frac{3}{4}$  der Oberfläche als Heizfläche gerechnet werden kann.

Mit Berücksichtigung dieser Zahlen und mit Hülfe einer



Skizze, die man sich von der Anordnung der Kesselanlage entwirft, wird das Verhältniss zwischen Heizfläche und gesammter Oberfläche bestimmt.

Die besondere Form der Heizfläche hat keinen Einfluss auf die Leistung, d. h. ob stark gekrümmte oder weniger gekrümmte Flächen angewendet werden, ob man eine grössere Anzahl von Rauchröhren oder nur eine anordnet, ist, sofern Heizfläche und Gesamtquerschnitt der Feuerkanäle in allen Fällen unverändert bleiben, für die Verdampfungsfähigkeit vollständig gleichgültig. Die Anordnung mehrerer Rauchröhren statt gemauerter Canäle hat aber den Vortheil, dass der Schornstein niedriger oder die Zugerzeugungsmaschine schwächer werden kann.

Querschnitt der Canäle oder Züge. — Der Querschnitt der Züge beeinflusst den Wärmeüberführungs-Coëfficienten und demnach auch die Grösse der Heizfläche. Die Stärke und Art dieses Einflusses ist aus den auf Seite 278 für  $w$  angegebenen Formeln zu erkennen. Da die Grösse einer für einen bestimmten Wirkungsgrad und für eine bestimmte Dampfmenge herzustellenden Heizfläche dem Coëfficienten  $w$  umgekehrt proportional ist, so sieht man aus diesen Formeln, dass die Heizfläche unter sonst gleichen Umständen mit der dritten Wurzel aus dem Querschnitt der Canäle wachsen, dass sie also beispielsweise 2 mal so gross hergestellt werden muss, wenn man den Canalquerschnitt bis auf das 8fache seines ursprünglichen Werthes erweitert.

Um die Heizfläche möglichst klein und demnach den Kessel möglichst billig zu erhalten, müssten hiernach die Canäle sehr enge angeordnet werden. Da aber mit der Enge der Canäle die Höhe des Schornsteines und demnach die Kosten für diesen sehr bedeutend wachsen, so giebt es einen gewissen Querschnittswerth, welcher die Gesamt-Anlagekosten zu einem Minimum macht. Dieser vortheilhafteste Werth lässt sich nicht im Allgemeinen angeben, sondern muss in jedem Sonderfalle durch Rechnung bestimmt werden. Diese Rechnung wird am einfachsten durch ein probirendes Verfahren angestellt, indem man für verschiedene Annahmen der Querschnittsgrösse die Gesamtkosten ausrechnet.

Führung der Canäle. — Die Canäle mehrere Male an dem Kessel hin- und herzuführen, hat keine Vermehrung des



Effectes zur Folge. Die Liefermenge des Generators bleibt vielmehr ganz dieselbe, wenn man den Canal nur einmal von vorn nach hinten leitet, also die Verbrennungsgase auf einmal den ganzen Umfang der Heizfläche berühren lässt. Der Querschnitt des Canales muss natürlich in beiden Fällen gleichgross sein. Bestehen die Canäle nicht aus Rauchröhren, sondern zum Theil aus Mauerwerk, so ist es nicht nur gleichgültig, sondern sogar unvortheilhaft, sie mehrere Male am Generator hin- und herzuleiten, weil sie alsdann einen höheren Schornstein, als die Anordnung nur eines Canales erfordern. Nur dann sollten solche hin- und hergeleitete Canäle angewendet werden, wenn durch dieselben die Heizfläche des Kessels aus einer Nichtstrom- zu einer Gegenstromfläche wird.

Die Führung der Canäle muss so geschehen, dass eine unvortheilhafte Strömung der Verbrennungsgase, wie sie auf Seite 59 besprochen wurde, thunlichst verhütet wird. Ist dies indessen nur mit erheblichen Constructionsschwierigkeiten zu erreichen, so kann man lieber die Heizfläche um ein Entsprechendes grösser herstellen. In Bezug hierauf würde man sich in jedem Sonderfalle nach Beantwortung der Frage zu richten haben: macht jene rationelle Führung der Canäle, oder macht eine statt deren vorgenommene entsprechende Vergrösserung der Heizfläche die Kesselanlage billiger, respective practisch besser?

Die Canäle ansteigend anzuordnen gewährt den Vortheil, dass alsdann ein Schornstein von geringerer als sonst erforderlicher Höhe ausreicht. Kessel von verticaler Aufstellung sind aus diesem Grunde besonders anzurathen.

Kaum erwähnt zu werden braucht, dass der Längenschnitt der Canäle so hergestellt werden muss, um plötzliche Querschnittsänderung und plötzliche Ablenkungen der Axenrichtung thunlichst wenig aufzuweisen.

Schornstein. — Ueber die Wirkung und über die daraus zu folgernde Dimensionirung des Schornsteins sind in Mühlhausen allerdings keine besonderen Versuche angestellt worden, und war ich daher auch nicht im Stande, einen Vergleich der in der allg. Th. d. F. aufgestellten Theorie der Zugwirkung nach allen erforderlichen Richtungen vorzunehmen, aber aus den Rechnungen, welche mit den zur Verfügung stehenden Beobachtungsdaten un-



ternommen wurden, geht doch fast zweifellos hervor, dass nicht nur die genannte Theorie mit der Wirklichkeit sehr gut harmonirende Werthe liefert, sondern dass auch die aus älteren Experimenten hergeleiteten und in jene Theorie bereits eingeführten Erfahrungscoefficienten hinreichend verlässlich sind und daher ohne Abänderung beibehalten werden können. Gesetzt nun, die Theorie habe auf diese Weise genügende Approbation erhalten, so kann man die aus derselben zu ziehenden Schlüsse als solche anerkennen, welche auch der Erfahrung erwachsen, und demnach folgende Reihe von Aussprüchen thun.

Die Zugkraft oder Zugwirkung des Schornsteins einer Dampfkesselanlage hängt zu allermeist von dessen Höhe und verhältnissmässig nur untergeordnet von dessen Querschnitt ab. Man kann daher durch Vergrösserung des Querschnittes nicht annähert das erreichen, was durch Vermehrung der Höhe zu erzielen ist.

Die Höhe wird in jedem Einzelfalle vorzugsweise durch die Widerstände in Brennmaterial und Canälen bedingt und hängt nur sehr wenig von den Bewegungsvorgängen ab, welche ohne Berücksichtigung dieser Widerstände bloss durch die sogenannten theoretischen Einflüsse hervorgerufen werden.

Man kann sich denken, dass jede Art dieser Widerstände einen besonderen Höhenzuwachs beanspruche, und dass daher die Höhe des Schornsteins eine Summe dieser Einzelhöhen sei.

Es lässt sich, selbst wenn man nur Dampfkesselanlagen von üblicher Construction in's Auge fasst, nicht angeben, welche von diesen Einzelhöhen im Allgemeinen die bedeutendere sei. Es zeigt sich vielmehr, dass ausser der sogenannten theoretischen Höhe, welche stets im Verhältniss zu den anderen fast übersehbar klein ausfällt, bald die zu Ueberwindung des Brennmaterialwiderstandes, bald die zu Ueberwindung des Reibungswiderstandes und bald die wegen plötzlicher Querschnitts- und Richtungsänderungen erforderliche Höhe die hervorragendere ist.

Noch weniger lässt sich eine allgemeingültige Regel aussprechen, mit welcher man durch einfache Verhältnisszahlen die für jeden Sonderfall erforderliche Gesammthöhe berechnen könnte.

Der Einfluss der Abkühlung der Gase im Schornsteine auf



die Höhe ist, selbst wenn der Schornstein aus Mauerwerk besteht, nicht unbedeutend. Man kann annehmen, dass die Höhe wegen dieser Abkühlung  $\frac{6}{5}$  mal so gross als sonst erforderlich hergestellt werden muss, was in den mit Vernachlässigung der Abkühlung aufgestellten Formeln bereits berücksichtigt ist.

Die Querschnittsform des Schornsteins, sowohl in horizontaler als verticaler Ebene genommen, hat einen vollständig übersehbaren Einfluss auf die für eine verlangte Zugwirkung erforderliche Höhe. Ob also der horizontale Querschnitt rund, viereckig oder vieleckig hergestellt wird, ob sich der Schornstein nach oben zu erweitert, verengt oder gleichweit bleibt, ist als gleichgültig zu erachten. Man wird daher diejenige Form wählen, welche die Herstellungskosten am geringsten macht. In vielen Fällen wird sich herausstellen, dass es aus diesem Grunde zweckmässig ist, den Schornstein weiter als seine, dem berechneten Querschnitt gleichkommende Ausströmungsöffnung herzustellen, ihn also mit einer die Ausströmungsöffnung in sich tragenden Platte abzudecken, dann nämlich, wenn der Querschnitt in der Rechnung so klein ausfällt, dass, wollte man ihn ausführen, ein äusseres Gerüst angewendet werden müsste, während er sonst von innen heraus aufgemauert werden könnte.

Soll ein Schornstein für mehrere Dampfkessel von gleicher Construction und Grösse hergestellt werden, so braucht man ihn nur für einen der Kessel in der bisherigen Weise zu berechnen und alsdann den berechneten Querschnitt mit der Anzahl der von ihm gleichzeitig bedienten Kessel zu multipliciren, während die Höhe unverändert bleibt. Dies Verfahren liefert nicht ein nur angenähertes, sondern ein ganz genaues Resultat.

Soll der Schornstein für mehrere Dampfkessel von ungleicher Construction und Grösse oder auch gleichzeitig noch für andere Feuerungsanlagen hergestellt werden, so muss man ein complicirteres Rechnungsverfahren einschlagen, welches hier in Kürze nicht bezeichnet werden kann.

Ich muss vielmehr in Bezug hierauf auf die allg. Th. der Feuerungsanlagen verweisen und will hier nur bemerken, dass bei besagter Bestimmung zunächst die Summe der Einzel-Rauchmengen aus sämtlichen Feuerungsanlagen, wie die dem Gemisch sämtlicher Rauchmengen zukommende Temperatur am Fusse



des Schornsteins, und aus diesen beiden Factoren der Querschnitt ermittelt werden muss, und dass alsdann die Höhe des Schornsteins derjenigen gleichzusetzen ist, welche mit Einführung jener Temperatur die grösste sämtlicher Feuerungsanlagen für sich allein erfordern würde, wobei indessen mit grösster Feuerungsanlage nicht diejenige gemeint ist, welche die bedeutendsten Dimensionen hat oder die grösste Menge an Brennmaterial verbraucht, sondern diejenige, welche für sich allein einen höheren Schornstein als irgend eine der übrigen erhalten müsste.

Die Anwendung eines Ventilators ist in vielen Fällen zweckmässiger als die eines Schornsteins, aber nicht in allen. Nur durch eine mit den besonderen Verhältnissen eines jeden Einzelfalles auf's Neue angestellte Rechnung können diese Fälle unterschieden werden. Die Unterlagen zu einer solchen Rechnung finden sich in der „allg. Theorie der Feuerungsanlagen.“ —

#### Bequemste Gestalt und Behandlung der zur Berechnung dienenden Formeln. —

In jedem Falle muss gegeben sein:

$a$  = Menge des pro Stunde zu erzeugenden Dampfes in Kilogr.

$t_1$  = Temperatur des zu erzeugenden Dampfes, oder die Spannung desselben, aus welcher die Temperatur mit den hierüber existirenden Tabellen bestimmt werden kann.

$t_0$  = Temperatur des Speisewassers.

$k$  = Heizkraft oder calorimetrischer Effect des zu verwendenden Brennmaterials in Calorieen (à Cal. = Wärmegehalt von 1 Kilogr. Wasser von  $1^0$  Celsius).

$A$  = Luftmenge in Kilogr., welche zur Verbrennung von 1 Kilogr. des zu verwendenden Brennmaterials theoretisch erforderlich ist. Ist  $A$  nicht zu ermitteln, so kann es  $= \frac{k}{720}$  gesetzt werden.

Angenommen wird:

$n$  = Coëfficient, mit welchem die theoretische Luftmenge multiplicirt werden muss, um die wirklich einzuleitende zu geben. Dieser Coëfficient wird  $= 1$  angenommen, wenn das Brennmaterial sehr billig und die Gewichtseinheit des







$$T_1 = 4 (1 - \eta_t) \frac{\eta_1 k}{n A}, \quad . . . . . (5)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{4 \cdot a (t_1 - t_0)}{n A M} - 20 \quad . . . . . (6)$$

$$F_1 = \frac{1}{w_1} \frac{n A M}{4} \left[ \ln(T_0 - t_1) - \ln(T_2 - t_1) \right] \quad . . . . . (7)$$

$$F_2 = \frac{1}{w_2} \frac{n A M}{4} \frac{1}{1 - \frac{1}{n A M}} \left[ \ln(T_2 - t_1) - \ln(T_1 - t_0) \right] \quad (8)$$

Hierin bleibt  $w_1$  und  $w_2$  unausgerechnet in seiner Allgemeinheit vorläufig stehen.

$$[\varepsilon \mathfrak{D} + \varepsilon_1 n_1 d_1] \pi \mathfrak{L} + \varepsilon_2 n_2 d_2 \pi l_2 = F_1, \quad . . (9)$$

$$\varepsilon_3 n_3 d_3 \pi l_3 = F_2; \quad . . . . . (10)$$

hierin bedeutet

$\mathfrak{D}$  den Durchmesser des Hauptkessels

$d_1$  „ „ einer der Rauchröhren

$d_2$  „ „ eines der Sieder

$d_3$  „ „ einer der Vorwärmeröhren

$\mathfrak{L}$  die als Heizfläche wirkende Länge des Hauptkessels

$l_1$  „ „ „ „ „ einer der Rauchröhren

$l_2$  „ „ „ „ „ eines der Sieder

$l_3$  „ „ „ „ „ einer der Vorwärmeröhren

$n_1$  die Anzahl der Rauchröhren

$n_2$  „ „ der Sieder

$n_3$  „ „ der Vorwärmeröhren

$\varepsilon$  das Verhältniss desjenigen Theiles des Umfanges, welcher als nutzbare Heizfläche wirksam wird, zu dem ganzen Umfange des Hauptkessels

$\varepsilon_1$  dito dito des Rauchrohres

$\varepsilon_2$  dito dito des Sieders

$\varepsilon_3$  dito dito des Vorwärmers.

Diese Verhältnisszahlen  $\varepsilon$ ,  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  und  $\varepsilon_3$  werden aus der Skizze, welche man sich von der der Dampfkesselanlage zu gebenden Querschnittsform entworfen hat, schätzungsweise bestimmt, und ist zu bemerken, dass alle diejenigen Theile des Umfanges nicht als nutzbare Heizfläche mitgerechnet werden, welche sich voraussichtlich nach kurzer Zeit mit Russ oder Flugasche be-



decken, und dass ferner auf die durch seitliches Anbringen von Verbindungsanlälen entstehenden, schädlichen Strömungen der Verbrennungsproducte in der Weise, wie es auf den Seiten 152 bis 158 geschah, Rücksicht zu nehmen ist. Bei horizontal liegenden Siedern und Vorwärmern pflegt man wegen Russablagerung  $\varepsilon_2$  und  $\varepsilon_3 = \frac{3}{4}$  zu setzen, bei horizontal liegenden Rauchröhren  $\varepsilon_1 = \frac{2}{3}$ .

In der ersten der beiden vorstehenden Gleichungen muss  $d_1$  aus dem Querschnitte  $q_4$  des Feuercanales berechnet, also

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 q_4}{n_1 \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot n A M}{n_1 \pi}} \sqrt{\frac{p}{w^3}} \dots \dots (11)$$

gesetzt werden und darin  $w$  vorläufig mit seiner allgemeingültigen Bezeichnung stehen bleiben.  $\mathfrak{D}$  und  $d_2$  werden nach den obigen Angaben (Seite 285) angenommen und  $n_1$ ,  $n_2$  und  $l_2$  nach den besonderen Umständen gewählt, das letztere in der Regel  $= \mathfrak{L}$  gesetzt. Alsdann löst man die Gleichung für  $\mathfrak{L}$  auf.

In der zweiten der vorstehenden Formeln werden entweder  $d_3$  und  $n_3$  oder  $d_3$  und  $l_3$  angenommen und die übrigen Grössen berechnet.

$$T = \frac{5}{6} T_1 - 20 \dots \dots \dots (12)$$

$$V = 1,5 \text{ bis } 6 \text{ Meter} \dots \dots \dots (13)$$

$$Q = \frac{n A M (1 + \alpha T)}{4000 V} \dots \dots \dots (14)$$

$q_5 = Q$ , oder so viel grösser, dass der Schornstein ohne Anwendung eines äusseren Gerüstes von innen heraus und demnach billiger gemauert werden kann. In diesem Falle ist es dann erforderlich, den Gipfel des Schornsteins mit einer Platte aus Stein oder Eisen abzudecken, deren Oeffnung  $O$  bei sehr grosser Differenz von  $Q$  und  $q_5$  gleich  $1,6 Q$ , bei geringerer Differenz gleich  $1,2 Q$  genommen werden muss.

$$q_4 = \left(\frac{p}{w}\right)^3 n A M \text{ (siehe Seite 166)} \dots \dots (15)$$

$$H_c = \frac{1}{T - \mathfrak{T}} \left\{ (t_1 - \mathfrak{T}) H_4 + \frac{n A M}{4} \Sigma \frac{\sin v_4}{w u_4} (T_0' - T') \right\} \dots (16)$$

$H_c$  bezeichnet die Höhe, um welche die ganze sonst erforderliche Schornsteinhöhe vermindert werden kann oder vermehrt werden muss,







206 geschah.  $L_4$  gilt alsdann für die Länge,  $T_0'$  für die Temperatur am Anfange und  $T'$  für die Temperatur am Ende einer jeden solchen Einzel-Canalstrecke. Es ist in diese Formel  $q_4 = \left(\frac{p}{w}\right)^3 n A M$  deshalb eingeführt, um die Gesamtrechnung der ganzen Dampfkessel-Anlage zu vereinfachen (siehe Seite 295); zu dem Ende muss aber, wie in Formel (7,8),  $w$  vorläufig unausgerechnet stehen bleiben, während  $w L_4$  aus den Formeln (9, 10) bestimmt wird.

$$H_b = \frac{(n A M)^3 \left(1 + \alpha \frac{T_0'}{2}\right)^4}{72000000 \cdot (T - \mathfrak{T}) \cdot R^3} \text{ (siehe Seite 295) } \quad (19)$$

$$H_e' = \Sigma \left\{ (1 + \alpha t_n)^2 \left(1 - \frac{1}{x}\right)^2 \left(\frac{w}{p}\right)^6 \right\} \quad (20)$$

$$H_r' = \frac{2}{3} \Sigma \left\{ (1 + \alpha t_r)^2 \left(\frac{w}{p}\right)^6 \right\} \quad (21)$$

$$H_a' = \Sigma \left\{ (1 + \alpha t_a)^2 \left(\frac{w}{p}\right)^6 \right\} \quad (22)$$

$$H_k' = \Sigma \left\{ (1 + \alpha t_k)^2 \left(\frac{w}{p}\right)^6 \right\} \quad (23)$$

$$H_{(e+v+a+k)} = \frac{H_e' + H_r' + H_a' + H_k'}{1000000 (T - \mathfrak{T})} \quad (24)$$

$H_{(e+v+a+k)}$  bedeutet die Summe der Höhenvermehrungen, welche wegen plötzlicher Querschnittserweiterungen, Querschnittsverengungen, Ablenkungen und Krümmungen erforderlich sind. Die Summanden  $H_e'$ ,  $H_r'$  etc. wurden bestimmt, indem in die früher verwendeten und auch auf Seite 383 der allgem. Th. d. F. sich vorfindenden analogen Formeln

$q_4 = \left(\frac{p}{w}\right)^3 n A M$  zufolge Gleichung  $w = p \sqrt[3]{\frac{n A M}{q_4}}$  eingeführt und

indem  $\left(\frac{1}{q_n} - \frac{1}{q_m}\right) = \left(1 - \frac{1}{x}\right) \frac{1}{q_4}$ , also  $q_n = q_4$  und  $q_m = x \cdot q_n = x q_4$  gesetzt wurde. Die Bedeutung von  $x$  ist hierdurch erklärt. Das Summenzeichen  $\Sigma$  schreibt dieselbe Rechnungsoperation, wie in den früheren Formeln, vor, zeigt also an, dass der in den Klammern befindliche Ausdruck in eine Summe zerlegt werden muss, sofern mehrere Verengungen, Erweiterungen etc. vorkommen, und dass alsdann für  $t_n$   $t_r$  etc. die jedesmalige, in einer solchen Verengung etc. herrschende Temperatur zu setzen ist (siehe Seite 208).



$$H_5' = H_t + H_r + H_x + H_e + v + a + k \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25)$$

$$H_5 = \frac{(T - \mathfrak{T}) \sqrt{Q} H_5'}{(T - \mathfrak{T}) \sqrt{Q} - 0,4 V^2 (1 + \alpha T_1)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26)$$

Die Bedeutung von  $H_5'$  ist durch diese Formel selbst definirt. Die zweite Formel entsteht, wenn man

$$\begin{aligned} H_5 &= H_5' + H_s \\ &= H_5' + \frac{1}{T - \mathfrak{T}} \left( \frac{n A M}{1000} \right)^2 \frac{1}{160} \frac{u_5}{q_5^3} (1 + \alpha T_1)^3 H_5 \end{aligned}$$

schreibt (Seite 298), darin  $\frac{u_5}{q_5^3} = \frac{4}{d_5} \frac{1}{q_5^2} = \frac{4}{\sqrt{Q} Q^2}$  setzt und für  $Q^2$  den durch Formel (14) bezeichneten Werth einführt.

Wie schon mehrfach erwähnt, bleibt in allen diesen Formeln der Wärmeüberführungs - Coëfficient  $w$  unausgerechnet stehen. Alsdann trifft man eine Wahl von  $w$  zwischen  $w = 10$  und  $w = 20$  und bestimmt hiermit vollends die numerischen Werthe von Formel 16 bis 24, so dass man die Summe  $H_5'$  herstellen kann. Ergiebt sich diese als Schornsteinhöhe unausführbar gross, so nimmt man einen kleineren Werth für  $w$  an, während man im entgegengesetzten Falle  $w$  grösser wählen darf. Erst wenn man auf diese Weise einen passenden Werth für  $H_5'$ ,  $H_5$  und  $w$  gefunden hat, rechnet man die übrigen Formeln vollends aus.

Ist  $\alpha$  sehr klein, so kann der Umstand zum Vorschein kommen, dass trotz einer für eine gewisse Wahl von  $w$  entstandenen ausführbaren Schornsteinhöhe ein kleineres  $w$  gewählt und eine andere Schornsteinhöhe berechnet werden muss, dann nämlich, wenn mit der ersten Wahl von  $w$  der Canalquerschnitt  $q_4$  so klein ausfällt, dass er wegen vorzunehmender Reinigung oder aus ähnlichen anderen Gründen unpraktisch zu nennen wäre. Ist dieser Umstand vorauszusehen oder zu vermuthen, so thut man besser, anstatt die Formeln 16 bis 24, zuerst Formel 15, 7, 8, 9 und 10 durch Einführung von einer Wahl für  $w$  zu berechnen.

Ist die geforderte Dampfmenge so gross, dass ein einziger Kessel zu bedeutende Dimensionen erhalten müsste, um sie liefern zu können, oder dass die Rostoberfläche eine unbequem zu bedienende Ausdehnung erhalten würde, so vertheilt man sie auf mehrere, am besten gleichgrosse Kessel. Bezeichnet man diese pro Stunde geforderte Gesamt-Dampfmenge mit  $a$  und einigt



sich, dass dieselbe von  $z$  Kesseln erzeugt werden, dass also jeder Kessel die Dampfmenge  $a = \frac{a}{z}$  liefern soll, so gelangen obige Formeln in ganz derselben, wie bisher beschriebenen Weise für diese Menge  $a = \frac{a}{z}$  zur Anwendung, diejenigen für die Schornsteinhöhe nicht ausgenommen, nur muss der Ausströmungsquerschnitt  $Q$  des Schornsteins  $z$ mal so gross hergestellt werden, als ihn Formel (14) berechnet.

Sollen die Kessel nicht von gleicher Grösse und gleicher Constructionsart hergestellt werden, so muss man für jeden einzelnen eine Berechnung in obiger Weise vornehmen, und dem gemeinsamen Schornsteine eine Höhe geben, die der grössten für die Einzelkessel ausgerechneten Höhe gleichkommt, wie den Querschnitt des gemeinsamen Schornsteins der Summe der Querschnitte der ausgerechneten Einzelschornsteine gleichsetzen. Zu bequemerer Berechnung der Temperaturfunctionen  $(1 + \alpha T)$  ist in der allg. Th. d. F. eine Tabelle gegeben.

Specialisirte Formeln und Tabelle zu Bestimmung der Dimensionen einer Dampfkessel-Anlage des Marozeau'schen Systems. — Um nicht in jedem Einzelfalle den ganzen beschwerlichen Rechnungsapparat mit den oben angeführten complicirten Formeln in Bewegung setzen zu müssen, kann man denselben eine Gestalt geben, in welcher sie zwar nicht ganz genaue, aber doch genügend angenäherte Resultate liefern, nämlich dadurch, dass man für alle die Grössen, welche nicht sehr stark mit jedem Sonderfalle variiren, constante numerische Werthe einführt und dieselben entsprechend zusammenzieht. Dies kann allerdings mit Erfolg und ohne zu grosse Aufopferung von Genauigkeit nur dann geschehen, wenn man eine ganz bestimmte Constructionsart, ein ganz bestimmtes System der Dampfkesselanlagen in's Auge fasst und annimmt, dass in allen Fällen die Verbrennung mit demselben Luftüberschusse bewirkt und derselbe Heizflächen-Wirkungsgrad erreicht werden solle. Um alsdann allen Vorkommnissen der Praxis gerecht zu werden, müsste man daher für jedes System von Dampfkesseln besondere Formeln aufstellen, und in der That ist dies auch der



292 Zusammenstellung der erhaltenen Haupt-Ergebnisse, wie der einzige Weg, der zu einfacheren für den Practiker handlicheren Rechnungsmethoden führt.

Es würde dieser Schrift eine zu bedeutende Ausdehnung geben, wollte ich hier schon in der bezeichneten Weise sämtliche anwendbaren Dampfkessel-Systeme berücksichtigen, und würde auch nicht einmal möglich sein, weil für manche die erforderlichen empirischen Unterlagen und theoretischen Erläuterungen noch fehlen; ich verschiebe vielmehr dieses Unternehmen bis zu Abfassung eines besonderen Buches, welches ich unter dem Titel „Theorie der Dampfgeneratoren“ zu bearbeiten gedenke. Allein um wenigstens für ein System von practischer Bewährtheit bequemere Rechnungsmethoden zu liefern und um gleichzeitig das bezeichnete Verfahren specieller darzulegen, behandle ich hier die Kesselanlage des Marozeau'schen Systems, welches auf Tafel V. abgebildet ist.

Dabei wird vorausgesetzt, dass in allen Einzelfällen

$$t_1 = 150$$

$$t_0 = 10$$

$$\frac{k}{A} = 720$$

$$n = 2$$

$$\eta_1 = 0,85$$

$$\eta_t = 0,9$$

$$\omega = 0,25$$

$$p \begin{cases} \text{für Eisenblech} = 1 \\ \text{für Gusseisen} = 2 \end{cases}$$

sei, und dass die Verbrennung auf einem gewöhnlichen Plan-Roste, wie ihn auch Marozeau anwendet, vorgenommen werde. Mit diesen Werthen für  $n$ ,  $\eta_1$  und  $\eta_t$  erhält man alsdann Resultate, welche bei guter aber doch nicht ausserordentlich sorgfältiger Wartung den in absolut öconomischer Hinsicht vortheilhaftesten Effect für alle die Fälle liefern, in denen der Dampfkessel das ganze Jahr über pro Tag 12 Stunden functioniren soll und sowohl Brennmaterial als Anlagekosten den jetzt herrschenden mittleren Preisverhältnissen unterworfen sind. Den Werth  $\frac{k}{A} = 720$  habe ich gewählt, weil derselbe ungefähr das Mittel



aus sämmtlichen von Dr. Brix in der Schrift „Untersuchungen über die Heizkraft der wichtigeren Brennstoffe des preussischen Staates“ angegebenen Brennmaterialien darstellt, für welche derselbe innerhalb der sehr engen Grenzen von 700 bis 740 schwankt. Aus diesem Grunde dürfen die abgeleiteten Formeln, wie die daraus zusammengesetzte Tabelle nicht bloss für Steinkohlen mittlerer Beschaffenheit, sondern auch für alle Sorten und sogar für sämmtliche übrigen Brennmaterialien, als Holz, Torf, Braunkohle und Kok, wenn dieselben nur nicht abnorm schlecht sind, angewendet werden. Jedoch ist dabei zu bemerken, dass alsdann vorzüglich für Holz die Feuerungsanlage grösser ausfällt, als es in absolut öconomischer Beziehung vortheilhaft ist, und zwar deshalb, weil man das Holz mit einem geringeren Luftüberschusse, als der Zahl  $n = 2$  entsprechend, vollkommen genug verbrennen kann. Es würde daher anzurathen sein, sofern die Dampfkesselanlage für Holz und Brennmaterialien ähnlicher Natur eingerichtet werden soll, sämmtliche berechneten Dimensionen um Etwas zu reduciren.

Das Ziel, welches ich bei Aufstellung nachfolgender Formeln und Tabelle zu erreichen strebe, besteht darin, die einzelnen Dimensionen einer Dampfkesselanlage durch einfache Multiplication einer numerischen Grösse mit der pro Stunde geforderten Dampfmenge zu erhalten. Dabei wird es aber doch nöthig, die Grösse der Rostfläche und den Wärmeüberführungs-Coëfficienten als Variable in den Formeln zu lassen, weil dieselben in jedem Einzelfalle so geändert werden müssen, dass die Resultate innerhalb der Grenzen der Zweckmässigkeit und Ausführbarkeit bleiben, d. h., dass Rost und Schornstein nicht unzweckmässig klein oder unausführbar gross ausfallen.

Die auf Seite (285 bis 290) angeführten allgemeingültigen Formeln ergeben nun unter den genannten Voraussetzungen für eine Dampfmenge  $a$  pro Stunde:

$$R = \frac{900}{m} \frac{a}{k} \dots \dots \dots (27)$$

Hierbei kann die Breite des Rostes jedesmal  $= 1,3$  Meter, und  $m = 20$  bis  $150$  genommen werden. Fällt für  $m = 150$ , und für diese Breite die Länge grösser als  $1,6$  Meter aus, so sind zwei oder mehrere Dampfkessel anzuwenden. —



$$\begin{aligned} nAM &= 2,47 \cdot a \\ T_0 &= 918 \\ T_1 &= 122 \\ T_2 &= 328 \\ F_1 &= 0,92 \frac{a}{w_1} \dots\dots\dots (28) \end{aligned}$$

$$F_2 = 0,34 \frac{a}{w_1} = 0,37 F_1 \dots\dots\dots (29)$$

|                                 |             |                                                                                               |
|---------------------------------|-------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|
| Durchmesser des Hauptkessels    | . .         | 1,2 Meter                                                                                     |
| Länge                           | „ „ . .     | $\frac{F_1}{4,3}$ Meter                                                                       |
| Durchmesser der drei Sieder     | . . .       | 0,45 Meter                                                                                    |
| Länge jedes                     | „ „ „ . . . | $\frac{F_1}{4} + 1$ Meter                                                                     |
| Durchmesser der Vorwärmerröhren | . .         | $\left\{ \begin{array}{l} \text{innerer} = 0,1 \\ \text{äusserer} = 0,12 \end{array} \right.$ |
| Ganze Länge von jedem der 6 St. | . .         | $\frac{F_2}{1,7} = 0,22 F_1$                                                                  |

Bei Bestimmung dieser Verhältnisse ist beachtet, dass als nutzbare Heizfläche, worunter  $F_1$  und  $F_2$  zu verstehen ist, nicht der ganze Theil der Kesselfläche betrachtet werden darf, welcher einerseits von den Gasen und andererseits von dem innern Wasser berührt wird, sondern nur derjenige, welcher nach Abzug der bald nach Ingangsetzung mit Russ und Flugasche sich bedeckenden Partien von jener Fläche übrig bleibt.

$$\begin{aligned} T &= 82 \\ V &= 2,4 \\ Q &= \frac{a}{3000} \dots\dots\dots (30) \end{aligned}$$

$q_5 = Q$ , oder so viel grösser, dass der Schornstein von Innen und demnach billiger gemauert werden kann, in welchem Falle er dann mit einer Platte oben am Gipfel abzudecken ist, deren Oeffnung 1,2 bis 1,6  $Q$  beträgt.

$$q_4 = 2,47 \frac{a}{w_1^3} \dots\dots\dots (31)$$

$$H_t = 1, 2 \text{ Meter} \dots\dots\dots (32)$$



$$H_r = \frac{w_1^8 \left[ 1 + 1,94 \frac{a}{w_1^3} \right]}{500000000} \dots \dots \dots (33)$$

Es ist nämlich zunächst:

$$H_r = \frac{1}{T} \left( \frac{nAM}{1000} \right)^2 \frac{1}{160} \left\{ \frac{u_4'}{(q_4')^3} \left( 1 + \alpha \frac{T_0 + T'}{2} \right)^3 L_4' + \frac{u_4''}{(q_4'')^3} \left( 1 + \alpha \frac{T' + T_2}{2} \right)^3 L_4'' + \frac{u_4'''}{(q_4''')^3} \left( 1 + \alpha \frac{T_2 + T_1}{2} \right)^3 L_4''' \right\}$$

wo  $u_4'$ ,  $q_4'$ ,  $L_4'$  Umfang, Querschnitt und Länge des Siedercanales und  $T'$  die Temperatur am Ende desselben bezeichnen und  $u_4''$ ,  $u_4'''$ ,  $q_4''$ ,  $q_4'''$ ,  $L_4''$ ,  $L_4'''$ ,  $T_2$  analoge Bedeutung für Hauptkessel- und Vorwärmercanal haben. Hier soll nun  $q_4' = q_4'' = q_4'''$  sein; unter Annahme einer in allen Fällen constanten Breite von 1,3 Meter der Canäle, wie eines in allen Fällen constanten Durchmessers von Hauptkessel, Siedern und Vorwärmern nach obigen Angaben wird dann angenähert genug:

$$\left( 1 + \alpha \frac{T_0 + T'}{2} \right)^3 u_4' L_4' = 49 [3,2 + 1,5 + 2 q_4] \frac{F_1}{4,3} = (52 + 22 q_4) F_1;$$

$$\left( 1 + \alpha \frac{T' + T_2}{2} \right)^3 u_4'' L_4'' = 17 [0,9 + 0,7 + 4 q_4] 2 \frac{F_1}{4,3} = (13 + 32 q_4) F_1;$$

$$\left( 1 + \alpha \frac{T_2 + T_1}{2} \right)^3 u_4''' L_4''' = 6 [1,9 + 2,6 + 1,5 q_4] \frac{F_2}{1,7} = (6 + 2 q_4) F_1;$$

worin die ersten Zahlen in der [ ] den Umfang der Sieder, des Hauptkessels und der Vorwärmerröhren angeben. Nach Einführung dieser Werthe und der im Texte bereits berechneten, wie für  $q_4 = \frac{nAM}{w^3}$  wird:

$$\begin{aligned} H_r &= \frac{1}{82} \left( \frac{2,47 a}{1000} \right)^2 \frac{1}{160} \frac{F_1}{q_4^3} \left\{ 71 + 56 q_4 \right\} \\ &= \frac{1}{82} \left( \frac{2,47 a}{1000} \right)^2 \frac{1}{160} \frac{0,92 \frac{a}{w_1^3}}{\left( \frac{2,47 a}{w^3} \right)^3} \left\{ 71 + 56 \frac{2,47 a}{w^3} \right\} \end{aligned}$$

und hieraus der angegebene Werth.

$$H_b = \frac{1}{7600000} \frac{a^3}{R^3} \dots \dots \dots (34)$$

Dieser Werth ergibt sich folgendermaassen:

$$H_b = \frac{1}{T} \left( \frac{nAM}{1000} \right)^2 \frac{b\delta}{R^2} = \frac{1}{T} \left( \frac{nAM}{1000} \right)^2 \frac{330 \left( 1 + \alpha \frac{T_0}{2} \right)^3 \delta}{R^2};$$



296 Zusammenstellung der erhaltenen Haupt-Ergebnisse, wie der nun ist nach Seite 318 der allg. Th. d. F.

$$\delta = \frac{1}{80000} \frac{n A M \left(1 + \alpha \frac{T_0}{2}\right)}{0,3} = \frac{1}{80000} \frac{n A M \left(1 + \alpha \frac{T_0}{2}\right)}{0,3 R},$$

also nach Einführung obiger Werthe

$$H_b = \frac{1}{82} \left(\frac{2,47 \alpha}{1000}\right)^2 \frac{330 (2,47 \alpha) \left(1 + \alpha \frac{918}{2}\right)^4}{80000 \cdot 0,3 R^3}$$

und hieraus entsteht obige Ziffer.

$$H_e = \frac{w_1^6}{6800000}$$

Als plötzliche Erweiterungen, auf welche dieser Werth sich bezieht, treten hier die Uebergänge von den durch die Verbindungsrohren zwischen Hauptkessel und Sieder gebildeten Verengungen in den ganzen Querschnitt  $q_4$  des Feuercanales und ferner die Uebergänge der von den Flantschen der Vorwärmerröhren in ebenfalls den ganzen Querschnitt  $q_4$  auf. Die allgemeine Gleichung:

$$H_e = \frac{1}{T} \left(\frac{n A M}{1000}\right)^2 \sum (1 + \alpha t_n)^2 \left(\frac{1}{q_n} - \frac{1}{q_m}\right)^2$$

schreibt sich daher, weil 6 Uebergänge erstgenannter Art vorkommen:

$$H_e = \frac{1}{T} \left(\frac{n A M}{1000}\right)^2 \left\{ 6 \left(1 + \alpha \frac{T' + T_2}{2}\right)^2 \left(\frac{1}{q_n'} - \frac{1}{q_4}\right)^2 + z \left(1 + \alpha \frac{T_2 + T_1}{2}\right)^2 \left(\frac{1}{q_n''} - \frac{1}{q_4}\right)^2 \right\}$$

sofern  $q_n'$  den Querschnitt zwischen Verbindungsrohr und Wandungen,  $q_n''$  denjenigen zwischen Flantschen und Wandungen und  $z$  die Anzahl dieser letzten Querschnitte bedeutet. Nun ist, da der Durchmesser eines Verbindungsrohres 0,25 M. und die Breite des Canales 0,7 Meter beträgt,

$$q_n' = q_4 - 0,25 \frac{q_4}{0,7} = 0,65 q_4;$$

da die Flantschen 0,2 Meter und die Röhren 0,12 Meter Durchmesser haben und 3 von den ersten, wie 6 von den zweiten in ein und demselben Querschnitte liegen, so wird ferner

$$\begin{aligned} q_n'' &= \left(q_4 + 6 \frac{(0,12)^2 \pi}{4}\right) - 3 \frac{(0,2^2 - 0,12^2) \pi}{4} \\ &= q_4 - 3 \cdot \frac{(0,3^2 - 0,12^2) \pi}{4} = q_4 - 0,06. \end{aligned}$$



Nun kann man ein für alle Mal in diesem Werthe  $q_4 = 0,38$ , also so klein als im äussersten Falle möglich setzen, und dann wird

$$q'' = q_4 \left( 1 - \frac{0,06}{q_4} \right) = q_4 \left( 1 - \frac{0,06}{0,38} \right) = 0,84 q_4.$$

Die Anzahl  $z$  der Querschnittsänderungen durch Flantschen bestimmt sich folgendermaassen:

In jedem Einzelcanale des Vorwärmers kommen deren 6 vor; wird die Länge dieses Canales mit  $l$  bezeichnet und die Anzahl der Canäle mit  $\xi$ , so ist daher mit Berücksichtigung obiger Werthe für  $L_4'''$

$$\begin{aligned} z = 6 \xi = 6 \frac{L_4'''}{l} &= 6 \frac{L_4'''}{L_4' - \frac{R}{1,3}} = 6 \frac{\frac{F_2}{1,7}}{\frac{F_1}{4,3} - \frac{R}{1,3}} \\ &= \frac{6}{1,7} \frac{0,37}{\frac{1}{4,3} - \frac{1}{1,3} \frac{R}{F_1}} = 8, \end{aligned}$$

sofern ein für alle Mal für  $\frac{R}{F_1}$  der äusserste Werth, nämlich  $\frac{R}{F_1} = \frac{M}{m F_1}$   
 $= \frac{(n A M)}{n A \cdot m \cdot 0,92 \cdot \frac{a^2}{w}} = \frac{2,47 \cdot a \cdot w}{20 \cdot 20 \cdot 0,92 \cdot a} = \frac{2,47 \cdot 20}{20 \cdot 20 \cdot 0,92}$  gesetzt wird.

Nach Einführung aller dieser und der früheren Werthe ergibt sich dann

$$\begin{aligned} H_e &= \frac{1}{82} \left( \frac{2,47 a}{1000} \right)^2 \left\{ 6 (1 + \alpha 390)^2 \left( \frac{1}{0,65} - 1 \right)^2 \left( \frac{1}{q_4} \right)^2 \right. \\ &\quad \left. + 8 (1 + \alpha 225)^2 \left( \frac{1}{0,84} - 1 \right)^2 \left( \frac{1}{q_1} \right)^2 \right\} = \frac{1}{82} \left( \frac{2,47 a}{1000} \right)^2 \\ &\quad \frac{1}{q_4^2} \{ 10,8 + 1,2 \} \end{aligned}$$

und hieraus obige Formel.

$$H_a = \frac{w_1^6}{1960000}$$

Zunächst ist allgemein  $H_a' = \sum \zeta_a (1 + \alpha t_a)^2 \left( \frac{1}{q_a} \right)^2$ . Nun

kommen hier nur rechtwinklige Ablenkungen vor, für welche  $\zeta_a = 1$  ist. Die erste liegt in der Verbindungsöffnung von Sieder- und Hauptkesselcanal, die zweite in derjenigen der beiden Canäle des Hauptkessels, die dritte und vierte beim Uebertritt vom Hauptkessel an die Vorwärmer, eine Anzahl von höchstens dreien in den Vorwärmercanälen und endlich eine Anzahl von dreien in dem sogenannten Fuchse, d. h. in dem



298 Zusammenstellung der erhaltenen Haupt-Ergebnisse, wie der Verbindungsanale zwischen Vorwärmern und Schornstein. Schätzt man die in diesen Ablenkungen herrschenden Temperaturen mit Hülfe der Werthe von  $T_0$ ,  $T_2$  und  $T_1$  ab, so ergibt sich

$$H_{a'} = \frac{1}{q_4^2} \left\{ (1 + \alpha \, 540)^2 + (1 + \alpha \, 430)^2 + 2 (1 + 328)^2 + 3 \left( 1 + \alpha \frac{328 + 122}{2} \right)^2 + 3 \, 5 (1 + \alpha \, 122)^2 \right\} = \frac{1}{q_4^2} \, 42,4;$$

also

$$H_a = \frac{1}{T} \left( \frac{n \, A \, M}{1000} \right)^2 \frac{1}{q_4^2} \, 42,4 = \frac{1}{82} \left( \frac{2,47 \, a}{1000} \right)^2 \frac{42,4}{2,47^2 \cdot a^2} w_1$$

und hieraus obiger Werth.

Die beiden letzten Formeln können zusammengezogen und demnach geschrieben werden:

$$H_{e+a} = \left[ \frac{1}{6800000} + \frac{1}{1960000} \right] w_1^6 = \frac{w_1^6}{1500000} \quad (35)$$

$$H_5' = H_t + H_r + H_b + H_{e+a} \quad (36)$$

$$H_s = \frac{2,7}{\sqrt{a} - 2,7} H_5' \quad (37)$$

Es ist nämlich die durch den Reibungswiderstand im Schornsteine beanspruchte Höhe:

$$H_s = \frac{1}{T} \left( \frac{n \, A \, M}{1000} \right)^2 \frac{1}{40} \frac{1}{d_5} \frac{1}{q_5^2} (1 + \alpha \, T_1)^3 H_5$$

wo  $H_5$  die ganze Schornsteinhöhe bedeutet.

Setzt man hierin  $q_5 = Q = \frac{a}{3000}$ ,  $d_5 = \sqrt{q_5} = \sqrt{Q} = \sqrt{\frac{a}{3000}}$ , indem man den ungünstigsten Fall, also annimmt, dass der Schornstein viereckig sei, so wird nach Einführung obiger Werthe

$$\begin{aligned} H_s &= \frac{1}{82} \left( \frac{2,47 \cdot a}{1000} \right)^2 \frac{1}{40} \frac{1}{\sqrt{\frac{a}{3000}}} \frac{1}{\left( \frac{a}{3000} \right)^2} (1 + \alpha \, 122)^3 H_5 \\ &= 2,7 \frac{H_5}{\sqrt{a}} \end{aligned}$$

Schreibt man nun  $H_5 = H_5' + H_s$ , indem man unter  $H_5'$  die Summe aus sämtlichen Einzelhöhen versteht, so erhält man obigen Ausdruck.

$$H_5 = H_5' + H_s \quad (38)$$

Die Reihenfolge, in welcher diese Formeln am zweckmässig-



sten zu berechnen sind, richtet sich nach der Quantität des zu erzeugenden Dampfes, also nach der Grösse der Zahl  $a$ . Ist dieselbe sehr bedeutend, etwa  $= 1000$ , so fängt man mit Formel 28 und 29 an, um zunächst zu untersuchen, ob nicht für eine getroffene Wahl von  $w$  die Länge des Kessels zu bedeutend ausfällt, und rechnet dann mit Formel 32 bis 37 die Schornsteinhöhe  $H_5$  aus, um zu untersuchen, ob mit jener Wahl von  $w$  diese Höhe noch innerhalb der Ausführbarkeit liegt.

Ist  $a$  von mittlerer Grösse, so beginnt man mit Formel 32, um den Werth von 38 zu bestimmen und für diesen Werth eine passende Wahl von  $w$  herauszuprobiren, und ist  $a$  klein, etwa 200 bis 300, so untersucht man zuerst mit Formel 31, ob nicht für eine getroffene Wahl von  $w$  der Querschnitt  $q_4$  zu klein ausfällt, und demnach  $w$  kleiner angenommen werden muss.

Auch aus diesen Formeln ist zu erkennen, worauf bei den früheren Untersuchungen wiederholt aufmerksam gemacht wurde, dass irgend ein verlangter Verdampfungszweck selbst unter der Voraussetzung, dass das Brennmaterial bis zu einem geforderten Grade ausgenutzt, dass also pro Kilogr. Brennmaterial eine bestimmte Anzahl von Kilogrammen Dampf erzeugt werden soll, auf mannichfache Weise zu erreichen ist; entweder nämlich durch einen grossen Kessel und einen niedrigen Schornstein, oder umgekehrt durch einen kleinen Kessel und einen hohen Schornstein. Die dem ersten Falle entsprechenden Verhältnisse erhält man, wenn man  $w$  klein, die dem zweiten entsprechenden, wenn man  $w$  gross annimmt. Die besondere Wahl für  $w$  ist hiernach auch durch die örtlichen Preisverhältnisse in engere Grenzen eingeschlossen; man wird  $w$  klein wählen, wenn das Kesselmaterial billig und die Höheneinheit des Schornsteins theuer zu stehen kommt, und umgekehrt im entgegengesetzten Falle verfahren.

In Bezug auf die Dimensionen des hier behandelten Generator-Systems wurde unter Formel 28 und 29 gerathen, den Durchmesser des Hauptkessels 1,2, den der Sieder 0,45 und den der Vorwärmerröhren 0,12 Meter anzuordnen. An diese Dimensionen braucht man sich aber nicht fest zu binden, sondern kann davon abweichen, ohne dass die Formeln für die übrigen Theile der Kesselanlage alsdann unrichtig würden. Um diese Dimensionen einer freieren Wahl zu überlassen, sind nicht mit Zugrundelegung



300 Zusammenstellung der erhaltenen Haupt-Ergebnisse, wie der derselben bloss Formeln für die Längen von Hauptkessel, Sieder und Vorwärmer abgeleitet und angegeben worden, sondern auch Formeln für die Heizflächen, aus denen unter Annahme anderer Dimensionen, jene Längengrössen leicht berechnet werden können.

Um die Ermittlung der Grössenverhältnisse einer Kesselanlage des behandelten Systems noch mehr, als es durch diese Formeln geschieht, zu erleichtern, ist nachstehende Tabelle (XXXIII) zusammengetragen worden, indem angenommen wurde, dass jene Querschnittsdimensionen des Generators unabänderlich dieselben blieben.

Die Einrichtung dieser Tabelle ist leicht zu erkennen. Jede Horizontalreihe derselben giebt die zusammengehörigen Dimensionen der verschiedenen Constructionseinzelheiten einer Kesselanlage an, indem jede Horizontalreihe für eine bestimmte Grösse von  $w$  berechnet wurde. Ebenso ist die Benutzungsart leicht aufzufinden; nur mag bemerkt werden, dass man die Schornsteinhöhe  $H_5$  bestimmt, indem man zunächst die Summe  $H_5' = H_i + H_r + H_b + H_{e+a}$  herstellt, hiermit  $H_s$  berechnet und dann die Formel  $H_5 = H_5' + H_s$  in Anwendung bringt.

Die Dimensionen des Rostes werden nach Formel 27 bestimmt; übrigens aber verfährt man genau genug, wenn man in allen Fällen

für  $a = 250$  die Rostbreite  $= 1$ , die Rostlänge  $= 1$  Meter,  
für  $a = 1000$  „ „  $= 1,3$ , „ „  $= 1,55$  „

und für dazwischen liegende Dampfmengen von hierzwischen liegenden Dimensionen herstellt.

Bezüglich der in einem gegebenen Falle zu treffenden Wahl für  $w$  oder für eine Horizontalreihe dieser Tabelle gelten die auf Seite (299) sich vorfindenden Angaben.

Das Weitere wird aus nachfolgenden Beispielen erhellen.

Istens.

Ein Kessel soll pro Stunde eine Dampfmenge von 250 Kilogrammen liefern.

Rostbreite  $= 1$  Meter, Rostlänge  $= 1$  Meter (Seite 300)

$R = 1$ .



$$Q = \frac{250}{3000} = 0,083 \text{ □ Meter (Columnne 7 der Tabelle)}$$

$\alpha$ , erste Annahme von  $w = 11$ .

(Nach obigen Vorschriften beginnt man, weil  $\alpha$  in diesem Falle klein ist, mit Bestimmung der Canalquerschnitte).

Abstand des Mittelpunktes des mittleren Sieders vom Boden des Kessels

$$= \frac{250}{378} \dots \dots \dots = 0,66 \text{ Meter (Columnne 14)}$$

Zwischenraum zwischen Kesselboden

$$\text{und mittlerem Sieder} = 0,66 - \frac{0,45}{2} = 0,43 \text{ „}$$

Abstand des mittleren Sieders vom

$$\text{Canalboden} = \frac{250}{864} - 0,13 \dots = 0,16 \text{ „ (Columnne 15)}$$

$$\text{Höhe des Vorwärmercanales} = \frac{250}{810} = 0,04 \text{ „ (Columnne 19)}$$

(Da diese Dimensionen nicht zu klein sind, so rechnet man weiter).



Tabelle XXXIII.

| w <sub>1</sub> | Schornsteinhöhe H <sub>5</sub>   |                      |                                                |                    |                                                 | Q   | Durchmesser des Hauptkessels. |
|----------------|----------------------------------|----------------------|------------------------------------------------|--------------------|-------------------------------------------------|-----|-------------------------------|
|                | Schornsteinhöhe H <sub>5</sub> ' |                      |                                                |                    | H <sub>s</sub>                                  |     |                               |
|                | H <sub>t</sub>                   | H <sub>r</sub>       | H <sub>b</sub>                                 | H <sub>e + a</sub> |                                                 |     |                               |
| 1              | 2                                | 3                    | 4                                              | 5                  | 6                                               | 7   | 8                             |
| 10             | 1,2                              | 0,20 [1 + 0,0019 a]  | $\frac{1}{7600000} \left(\frac{a}{R}\right)^3$ | 0,66               | $\frac{2,7}{\sqrt{a-2,7}} H_5', \frac{a}{3000}$ | 1,2 |                               |
| 11             | 1,2                              | 0,45 [1 + 0,0014 a]  | "                                              | 1,18               | "                                               | "   | "                             |
| 12             | 1,2                              | 0,91 [1 + 0,0012 a]  | "                                              | 2                  | "                                               | "   | "                             |
| 13             | 1,2                              | 1,70 [1 + 0,0009 a]  | "                                              | 3,2                | "                                               | "   | "                             |
| 14             | 1,2                              | 3,10 [1 + 0,0007 a]  | "                                              | 5                  | "                                               | "   | "                             |
| 15             | 1,2                              | 5,37 [1 + 0,0006 a]  | "                                              | 7,5                | "                                               | "   | "                             |
| 16             | 1,2                              | 9,00 [1 + 0,0005 a]  | "                                              | 11,2               | "                                               | "   | "                             |
| 17             | 1,2                              | 14,7 [1 + 0,0004 a]  | "                                              | 16,1               | "                                               | "   | "                             |
| 18             | 1,2                              | 23,1 [1 + 0,0003 a]  | "                                              | 23                 | "                                               | "   | "                             |
| 19             | 1,2                              | 33,97 [1 + 0,0003 a] | "                                              | 31,4               | "                                               | "   | "                             |
| 20             | 1,2                              | 51,20 [1 + 0,0003 a] | "                                              | 42,7               | "                                               | "   | "                             |

| 9                | 10                                 | 11                     | 12                                        | 13                     | 14                                                               | 15                                | 16                               | 17                         | 18                             | 19                      |
|------------------|------------------------------------|------------------------|-------------------------------------------|------------------------|------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------|----------------------------|--------------------------------|-------------------------|
| Länge desselben. | Durchmesser eines der drei Sieder. | Länge eines derselben. | Durchmesser einer der 6 Vorwärmer-röhren. | Länge einer derselben. | Abstand des Mittelpunktes des mittleren Sieders vom Hauptkessel. | Abstand desselben vom Canalboden. | Breite eines Hauptkesselcanales. | Breite des Sieder-canales. | Breite des Vorwärmers-canales. | Höhe desselben.         |
| $\frac{a}{46}$   | 0,45                               | $\frac{a}{46} + 1$     | 0,12                                      | $\frac{a}{50}$         | $\frac{a}{283}$                                                  | $\frac{a}{648} - 0,13$            | 0,7                              | 1,6                        | 1,5                            | $\frac{a}{607} + 0,04$  |
| $\frac{a}{51}$   | "                                  | $\frac{a}{50} + 1$     | "                                         | $\frac{a}{55}$         | $\frac{a}{378}$                                                  | $\frac{a}{864} - 0,13$            | "                                | "                          | "                              | $\frac{a}{810} - 0,04$  |
| $\frac{a}{55}$   | "                                  | $\frac{a}{55} + 1$     | "                                         | $\frac{a}{60}$         | $\frac{a}{406}$                                                  | $\frac{a}{1088} - 0,13$           | "                                | "                          | "                              | $\frac{a}{1020} + 0,04$ |
| $\frac{a}{59}$   | "                                  | $\frac{a}{59} + 1$     | "                                         | $\frac{a}{65}$         | $\frac{a}{623}$                                                  | $\frac{a}{1424} - 0,13$           | "                                | "                          | "                              | $\frac{a}{1335} + 0,04$ |
| $\frac{a}{64}$   | "                                  | $\frac{a}{64} + 1$     | "                                         | $\frac{a}{70}$         | $\frac{a}{777}$                                                  | $\frac{a}{1777} - 0,13$           | "                                | "                          | "                              | $\frac{a}{1666} + 0,04$ |
| $\frac{a}{68}$   | "                                  | $\frac{a}{68} + 1$     | "                                         | $\frac{a}{75}$         | $\frac{a}{956}$                                                  | $\frac{a}{2185} - 0,13$           | "                                | "                          | "                              | $\frac{a}{2049} + 0,04$ |
| $\frac{a}{73}$   | "                                  | $\frac{a}{73} + 1$     | "                                         | $\frac{a}{80}$         | $\frac{a}{1162}$                                                 | $\frac{a}{2656} - 0,13$           | "                                | "                          | "                              | $\frac{a}{2490} + 0,04$ |
| $\frac{a}{77}$   | "                                  | $\frac{a}{77} + 1$     | "                                         | $\frac{a}{85}$         | $\frac{a}{1400}$                                                 | $\frac{a}{3200} - 0,13$           | "                                | "                          | "                              | $\frac{a}{3000} + 0,04$ |
| $\frac{a}{82}$   | "                                  | $\frac{a}{82} + 1$     | "                                         | $\frac{a}{90}$         | $\frac{a}{1655}$                                                 | $\frac{a}{3784} - 0,13$           | "                                | "                          | "                              | $\frac{a}{3547} + 0,04$ |
| $\frac{a}{87}$   | "                                  | $\frac{a}{87} + 1$     | "                                         | $\frac{a}{95}$         | $\frac{a}{1944}$                                                 | $\frac{a}{4444} - 0,13$           | "                                | "                          | "                              | $\frac{a}{4165} + 0,04$ |
| $\frac{a}{92}$   | "                                  | $\frac{a}{92} + 1$     | "                                         | $\frac{a}{100}$        | $\frac{a}{2268}$                                                 | $\frac{a}{5184} - 0,13$           | "                                | "                          | "                              | $\frac{a}{4860} + 0,04$ |



304 Zusammenstellung der erhaltenen Haupt-Ergebnisse, wie der

$$H_t = \dots = 1,2 \text{ Meter (Columnne 2)}$$

$$H_r = 0,45 [1 + 0,0014 \cdot 250] = 0,608 \text{ „ (Columnne 3)}$$

$$H_b = \frac{1}{760000} \left( \frac{250}{1} \right)^3 = 2,06 \text{ „ (Columnne 4)}$$

$$H_{e+a} = \dots = 1,18 \text{ „ (Columnne 5)}$$

$$\text{Summe } H_5' = 5,048 \text{ „}$$

$$H_s = \frac{2,7}{\sqrt{250} - 2,7} \cdot 5,048 \text{ (Columnne 6)}$$

$$= 0,2 \cdot 5,048 \dots = 1,01 \text{ „}$$

$$H_5 = H_5' + H_s \dots = 6,06 \text{ Meter}$$

$$\text{Länge des Hauptkessels} = \frac{250}{51} \dots = 5 \text{ Meter (Columnne 9)}$$

$$\text{Länge des Sieders} = \frac{250}{51} + 1 \dots = 6 \text{ „ (Columnne 11)}$$

$$\text{Gesamtlänge des Vorwärmers} = \frac{250}{55} = 4,4 \text{ „ (Columnne 13)}$$

(Diese Verhältnisse sind keine unpassenden; will man aber lieber einen höheren Schornstein und dafür einen weniger langen Kessel, oder muss man aus baupolizeilichen oder anderen Gründen einen höheren Schornstein herstellen, so darf man  $w$  grösser wählen. Man erhält dann):

$$\beta, \text{ zweite Annahme von } w = 13$$

$$R \text{ und } Q \text{ wie vorhin.}$$

Abstand des Mittelpunktes des mittleren Sieders

$$\text{vom Hauptkessel} = \frac{250}{623} \dots = 0,40 \text{ Meter}$$

$$\text{Zwischenraum zwischen Sieder und Hauptkessel} = 0,17 \text{ „}$$

Abstand des mittleren Sieders vom Canalboden

$$= \frac{250}{1424} - 0,13 \dots = 0,04 \text{ „}$$

$$\text{Höhe des Vorwärmercanales} = \frac{250}{1335} + 0,04 = 0,22 \text{ „}$$

(Diese Dimensionen sind schon fast zu klein, weil bei denselben vorzüglich der Sieder canal nur unbequem gereinigt werden kann;  $w$  darf daher nicht noch grösser angenommen werden).



$$H_t = . . . . . = 1,2 \text{ Meter}$$

$$H_r = 1,7 [1 + 0,0009 \cdot 250] = 2,18 \text{ Meter}$$

$$H_b = \text{wie vorhin} . . . . . = 2,06 \text{ „}$$

$$H_{e+a} = . . . . . = 3,2 \text{ „}$$

$$\text{Summe } H_5' = 8,64 \text{ „}$$

$$H_s = 0,2 \cdot 8,64 . . . . . = 1,73 \text{ „}$$

$$H_5 = H_5' + H_s . . . . . = 10,37 \text{ Meter}$$

$$\text{Länge des Hauptkessels} = \frac{250}{59} = 4,3 \text{ Meter}$$

$$\text{Länge eines Sieders} = \frac{250}{59} + 1 = 5,3 \text{ „}$$

$$\text{Länge des Vorwärmers} = \frac{250}{65} = 4 \text{ „}$$

(Man kann also im Vergleich mit den ersten Annahmen durch Höhenvermehrung des Schornsteins um 4,3 Meter fast 1 Meter an Kessel und Ofenlänge ersparen, weshalb man diese letzten Verhältnisse wählen würde).

Muss der Schornstein wegen baupolizeilicher oder anderer Rücksichten noch höher, als hier berechnet, hergestellt werden, so kann man, um die erforderliche Höhenvermehrung nicht unnöthig auszuführen, entweder den Rost kleiner oder den Schornstein enger anordnen. Nimmt man z. B. die Breite des Rostes = 0,6 und die Länge desselben = 0,9 Meter, also  $R = 0,54$ , so wird

$$H_b = \frac{1}{7600000} \left( \frac{250}{0,54} \right)^3 = 13 \text{ Meter,}$$

und demnach  $H_5$ :

$$H_t = . . . . . 1,2 \text{ Meter}$$

$$H_r = . . . . . 2,18 \text{ „}$$

$$H_b = . . . . . 13 \text{ „}$$

$$H_{e+a} = . . . . . 3,2 \text{ „}$$

$$H_5' = 19,58 \text{ „}$$

$$H_s = 0,2 \cdot 19,58 . . . = 3,90 \text{ „}$$

$$H_5 = H_5' + H_s = 23,49 \text{ Meter.}$$

Die Dimensionen der Canäle und die Längen der Kessel bleiben dieselben wie vorhin. Will man den Schornstein enger herstellen, so kann man zu Berechnung der alsdann erforderlichen







(Diese Höhe ist so bedeutend, dass man von der hier getroffenen Wahl von  $w$ , ohne die übrigen Dimensionen zu ermitteln, abstehen und mit einem kleineren  $w$  die Berechnung vornehmen würde, zumal da durch Vergrösserung von  $R$  eine erhebliche Höhenverminderung nicht erreicht werden kann. Es sollen aber die übrigen Dimensionen noch bestimmt werden).

Abstand des Mittelpunktes des mittleren Sieders vom Kesselboden  $= \frac{600}{1655} \dots = 0,36$  Meter

Zwischenraum zwischen mittlerem Sieder und Hauptkessel  $= 0,36 - \frac{0,45}{2} \dots = 0,13$  „

Abstand des mittleren Sieders vom unteren Canalboden  $= \frac{600}{3784} - 0,13 \dots = 0,03$  „

Höhe des Vorwärmercanales  $= \frac{600}{3547} + 0,04 = 0,21$  „

Länge des Hauptkessels  $= \frac{600}{82} = 7,4$  Meter

Länge eines Sieders  $= \frac{600}{82} + 1 = 8,4$  „

Länge des Vorwärmers  $= \frac{600}{90} = 6,66$  „

(Auch wegen zu kleiner und demnach wegen Reinigung un zweckmässiger Canaldimensionen würde diese Wahl von  $w$  unpassend sein).

$\beta \quad w = 17.$

$R$  und  $Q$  bleiben unverändert.

$H_t = \dots = 1,2$  Meter

$H_r = 14,7 [1 + 0,0004 \cdot 600] = 18,23$  „

$H_b = \text{wie vorhin} = 5$  „

$H_{e+a} = \dots = 16,1$  „

$H_5' = 40,53$  „

$H_s = 0,13 \cdot 40,53 = 5,27$

$H_5 = H_5' + H_s = 45,80$  Meter.



Abstand des Mittelpunktes des mittleren Sieders vom Kesselboden  $= \frac{600}{1400} \dots\dots\dots = 0,43$  Meter

Zwischenraum zwischen Hauptkessel und Sieder  $= 0,43 - \frac{0,45}{2} \dots\dots\dots = 0,20$  „

Abstand des Sieders vom Canalboden  $= \frac{600}{3200} - 0,13 \dots\dots\dots = 0,06$  „

Höhe des Vorwärmercanals  $= \frac{600}{3000} + 0,04 = 0,24$  „

Länge des Hauptkessels  $= \frac{600}{77} \dots\dots\dots = 7,8$  Meter

Länge eines Sieders  $= \frac{600}{77} + 1 \dots\dots\dots = 8,8$  „

Länge des Vorwärmers  $= \frac{600}{85} \dots\dots\dots = 7$  „

$\gamma \quad w = 16$

R und Q bleiben unverändert.

$H_t = \dots\dots\dots 1,2$  Meter

$H_r = 9,0 [1 + 0,0005 \cdot 600] = 11,7$  „

$H_b = \text{wie vorhin} = 5$  „

$H_{e+a} = \dots\dots\dots = 11,2$  „

$H_5' = 29,1$  „

$H_s = 0,13 \cdot 29,1 \dots\dots\dots = 3,8$

$H_5 = H_5' + H_s \dots\dots\dots = 32,9$  Meter.

Abstand des Mittelpunktes des mittleren Sieders vom Kesselboden  $= \frac{600}{1162} \dots\dots\dots = 0,51$  Meter

Zwischenraum zwischen Sieder und Hauptkessel  $= 0,51 - \frac{0,45}{2} \dots\dots\dots = 0,28$  „

Abstand des mittleren Sieders vom Canalboden  $= \frac{600}{2650} - 0,13 \dots\dots\dots = 0,1$  „

Höhe des Vorwärmercanales  $= \frac{600}{2490} + 0,04 = 0,28$  „



$$\text{Länge des Hauptkessels} = \frac{600}{73} = 8,2 \text{ Meter}$$

$$\text{Länge eines Sieders} = \frac{600}{73} + 1 = 9,2 \text{ „}$$

$$\text{Länge des Vorwärmers} = \frac{600}{80} = 7,5 \text{ „}$$

(Die Verhältnisse einer der beiden letzten Annahmen können ausgeführt werden. Nimmt man aber noch diejenigen für  $w = 15$  und  $w = 14$  hinzu, so erhält man durch folgende Zusammenstellung noch bessere Auswahl):

**Tabelle XXXIV.**

| $w$ | $H_5$ | Länge des     |          |             | Canalhöhe von |         |            |
|-----|-------|---------------|----------|-------------|---------------|---------|------------|
|     |       | Hauptkessels. | Sieders. | Vorwärmers. | Hauptkessel.  | Sieder. | Vorwärmer. |
| 14  | 17,6  | 9,4           | 10,4     | 8,6         | 0,56          | 0,20    | 0,40       |
| 15  | 22,6  | 8,8           | 9,8      | 8           | 0,40          | 0,14    | 0,33       |
| 16  | 32,9  | 8,2           | 9,2      | 7,5         | 0,28          | 0,10    | 0,28       |
| 17  | 45,8  | 7,8           | 8,8      | 7           | 0,20          | 0,06    | 0,24       |
| 18  | 63,85 | 7,4           | 8,4      | 6,66        | 0,13          | 0,03    | 0,21       |

Man sieht hieraus, dass die Kesselanlage für jede Zunahme von  $w$  um 1 nur um 0,6 Meter kürzer wird, dass aber die Schornsteinhöhe in viel bedeutenderem Grade wächst. Kann man daher auch durch Herstellung von engeren Feuercanälen erreichen, dass  $w$  oder die pro □ Meter Heizfläche überströmende Wärmemenge grösser wird, so entsteht hiedurch doch nicht immer ein Vortheil, weil mit Verengung der Canäle die Schornsteinhöhe unverhältnissmässig wachsen muss, auf der anderen Seite aber, der durch weitere Canäle entstehende Verlust an pro □ Meter überströmender Wärme durch verhältnissmässig geringe Vergrösserung der Heizfläche wieder gewonnen werden kann.

Wollte man die Kesselanlage nach den dem Werthe  $w = 18$  entsprechenden Verhältnissen ausführen, so müsste man, um  $(7,8 - 7,4) = 0,4$  Meter Kessel- und Ofenlänge zu gewinnen, den Schornstein um  $(63,85 - 45,8) = 18$  Meter höher herstellen, als es für  $w = 17$  nöthig wäre. Es ist ohne weitere Rech-



nung zu erkennen, dass daher die Wahl von  $w = 18$  ungünstiger als die von  $w = 17$  ist. Nimmt man aber die für  $w = 15$  geltenden Verhältnisse statt derer, welche dem Werthe  $w = 14$  entsprechen, so kann man mit  $(22,6 - 17,6) = 5$  Meter Schornsteinhöhen-Vermehrung, eine Kesselanlagen-Länge von  $(9,4 - 8,8) = 0,6$  Meter gewinnen. Es würde daher die Wahl der für  $w = 15$  gültigen Verhältnisse vortheilhafter, als die andere sich herausstellen. Allein in unserm hier behandelten Beispiele kommt nicht bloss 1 Kessel, sondern es kommen deren 7, respective 8 in Frage, und daher ist mit einer gewissen Schornsteinhöhenvermehrung die entsprechende Verminderung nicht bloss einer, sondern aller 8 Kessel in Vergleich zu ziehen und dabei zu bedenken, dass für eine beliebige Anzahl  $z$  gleicher Kessel die Höhe des Schornsteins dieselbe wie für 1 Kessel bleibt und nur der Querschnitt desselben  $z$  mal so gross, als für einen erforderlich wäre, hergestellt zu werden braucht.

Um genau zu erfahren, welche von den in der Tabelle berechneten Constructionsverhältnissen die zweckmässigsten sind, verfährt man in folgender Weise.

Bedeutet

$\mathfrak{K}_a$  das Anlagecapital für die den Dimensionen von  $w = 18$  entsprechende Kesselanlage ohne Schornstein, also das Anlagecapital für eine Kesselanlage von 8 Generatoren des hier besprochenen Systems, deren Hauptkessel eine Länge von 7,4 Meter hat.

$\mathfrak{K}_m$  die Herstellungskosten für ein Mittelstück der Kesselanlage von 1 Meter Länge, d. h. die Herstellungskosten für ein Stück der Kesselanlage, welches zwischen zwei um 1 Meter von einander entfernten, durch Hauptkessel, Sieder und Vorwärmer gelegten Querschnitten sich befindet, wobei, wenn mehrere Kessel vorhanden, diese Querschnitte durch sämtliche Kessel gelegt werden.

$\mathfrak{K}_h$  das Anlagecapital für den Schornstein,  $\mathfrak{L}$  Länge des Hauptkessels

so sind die Gesamt-Herstellungskosten  $\mathfrak{K}$  einer der in der Tabelle aufgezeichneten Kesselanlagen mit Schornstein.

$$\mathfrak{K} = \mathfrak{K}_a + (\mathfrak{L} - 7,4) \mathfrak{K}_m + \mathfrak{K}_h.$$

Setzt man nun in diese Gleichung nach einander die aus



obiger Tabelle zu entnehmenden, zusammengehörigen Werthe von  $L$  und  $H_5$  und berechnet  $\mathfrak{R}_h$  und  $\mathfrak{R}_m$ , so erhält man eine Anzahl von Gleichungen, aus denen man erkennen kann, für welche Constructionsverhältnisse die Kesselanlage am billigsten wird, und welche Constructionsverhältnisse demnach zu nehmen sind. Dabei entsteht dadurch keine Schwierigkeit, dass der Werth von  $\mathfrak{R}_a$  bestimmt werden müsste, sondern dieses  $\mathfrak{R}_a$  kann, als in allen hier concurrirenden Fällen constant bleibende Grösse, unausgerechnet und unbeachtet in allen jenen Gleichungen stehen bleiben.

Da  $\mathfrak{R}_m$  mit der Anzahl der Kessel in viel bedeutenderem Grade wächst, als  $\mathfrak{R}_h$ , so kann man behaupten, dass  $w$  um so grösser gewählt, also der Feuercanal um so enger hergestellt werden muss, je mehr Kessel von gleicher Grösse man aufzustellen hat. Während es z. B. am zweckmässigsten sein würde, die Constructionsverhältnisse der Feuerungsanlage für 1 Kessel von 600 Kilogr. Liefermenge nach  $w = 14$  bis 15 einzurichten, erscheint es bei Anwendung von 8 ebenfalls je 600 Kilogr. liefernden Kesseln am zweckmässigsten, die Constructionsverhältnisse nach  $w = 17$  bis 18 herzustellen.

Die bisherige Praxis verfuhr daher, obgleich aus anderen, irrigen Gründen und ohne richtige Bestimmung der übrigen Verhältnisse, vollkommen rationell, wenn sie für ein grösseres Etablissement einen höheren Schornstein, als für ein kleines, aufbaute.

### 3tens.

Für ein Etablissement sollen pro Stunde 1000 Kilogr. Dampf erzeugt werden. —

Es werde zunächst angenommen, man wolle nur 1 Kessel aufstellen, so dass  $a = 1000$  zu setzen sein würde.

Rostbreite = 1,3 Meter, Rostlänge = 1,55 Meter (Seite 300).

$$R = 1,3 \cdot 1,55 = 2.$$

$$Q = \frac{1000}{3000} = 0,33 \quad \square \text{Meter}$$

(Da hier eine sehr bedeutende Dampfmenge erzeugt werden soll, so beginnt man mit Bestimmung der Längendimensionen der Kesselanlage, um zu sehen, ob dieselben für die getroffene Wahl von  $w$  nicht zu gross ausfallen).



$$\alpha \quad w = 15$$

$$\text{Länge des Hauptkessels} = \frac{1000}{82} = 12,2 \text{ Meter}$$

$$\text{Länge eines Sieders} = \frac{1000}{82} + 1 = 13,2 \text{ „}$$

$$\text{Länge des Vorwärmers} = \frac{1000}{90} = 11,1 \text{ „}$$

(Einen solchen Kessel würde man wohl kaum ausführen. Um geringere Längendimensionen zu erhalten, müsste man  $w$  grösser wählen; aber alsdann wird der Schornstein unausführbar hoch, und daher würde man davon absehen, die geforderte Dampfmenge mit nur einem Kessel zu erzeugen; man würde vielmehr deren zwei aufstellen, von denen jeder 500 Kilogr. Dampf hervorbringt. Uebrigens wären für  $a = 1000$ , und  $w = 18$  folgende sonstigen Dimensionen der Kesselanlage erforderlich).

$$H_t = \dots \dots \dots = 1,2 \text{ Meter}$$

$$H_r = 23,1 [1 + 0,0003 \cdot 1000] = 30,03 \text{ „}$$

$$H_b = \frac{1}{7600000} \left( \frac{1000}{2} \right)^3 = 16,45 \text{ „}$$

$$H_{e+a} = \dots \dots \dots = 23 \text{ „}$$

$$H_5' = 70,68 \text{ „}$$

$$H_s = \frac{2,7}{\sqrt{1000-2,7}} H_5' = 0,1 \cdot 70,68 = 7,07$$

$$H_5 = H_5' + H_s = 77,75 \text{ Meter}$$

$$\text{Abstand des Mittelpunktes des mittleren Sieders vom Kesselboden} = \frac{1000}{1655} \dots \dots \dots = 0,6 \text{ Meter}$$

$$\text{Zwischenraum zwischen Hauptkessel und Sieder} = 0,6 - \frac{0,45}{2} \dots \dots \dots = 0,37 \text{ „}$$

$$\text{Abstand des mittleren Sieders vom unteren Canalboden} = \frac{1000}{3784} - 0,13 \dots \dots \dots = 0,13 \text{ „}$$

$$\text{Höhe des Vorwärmercanales} = \frac{1000}{3547} + 0,04 = 0,32 \text{ „}$$



Aus den hier durchgerechneten Beispielen kann ersehen werden, dass die Grenzen der Liefermenge eines Generators des hier beredeten Systems innerhalb der Grenzen 250 bis 800 liegen und im äussersten Falle bis zu 1000 reichen. Für eine kleinere Menge als 250 Kilogr. pro Stunde fällt nämlich entweder der Canalquerschnitt zu enge und der Hauptkessel zu kurz, oder der Schornstein zu niedrig aus, als dass es nicht zweckmässiger wäre, ein anderes Generator-System zu wählen, und für eine grössere Menge als 800 respective 1000 Kilogr. pro Stunde wird der Kessel zu lang oder der Canalquerschnitt zu enge und der Schornstein zu hoch, als dass man nicht lieber zwei oder mehrere Generatoren anwenden würde.

Kesselanlagen von der Länge, wie sie im letzten Beispiele für  $a = 1000$  und  $w = 18$  berechnet wurde, trifft man allerdings im practischen Leben an, und ebenso ist die in demselben Beispiele berechnete Schornsteinhöhe von 77,75 Meter keine solche, welche unausführbar genannt werden kann, da ja der in mehreren Schriften erwähnte Riesenschornstein zu St. Rollox bei Glasgow eine Höhe von sogar 136,5 Meter hatte; aber es unterliegt wohl keinem Zweifel, dass, wenn 1000 Kilogr. Dampf pro Stunde für ein Etablissement zu erzeugen sind, zweckmässiger zwei Generatoren, jeder zu 500 Kilogr. Liefermenge, als nur einer, eingerichtet werden, zumal da man wegen Reparaturen und Reinigung einen Reservekessel anordnet und derselbe im zweiten Falle doppelt so gross als im ersten hergestellt werden müsste.

Soll indessen für ein Etablissement eine ausserordentlich grosse Dampfmenge erzeugt werden, so dass, selbst wenn man jeden Generator für  $a = 1000$  einrichtete, doch noch eine grössere Anzahl von Kesseln nöthig wäre, so kann es zweckmässig sein, für  $a = 1000$  die Construction vorzunehmen.

Schliesslich mag noch darauf aufmerksam gemacht werden, wie frappant aus vorstehender Tabelle das wiederholt betonte Resultat unserer Untersuchungen hervortritt, dass nämlich die Widerstände in der Feuerungsanlage einen ganz enormen Einfluss auf die Höhe des Schornsteins ausüben, und dass, wenn die Werthe von  $w$  nur einigermaassen gross, also die Canäle nur einigermaassen enge sind, die sogenannte theoretische, d. h. diejenige Schornsteinhöhe, welche ohne Berücksichtigung jener Wi-



derstände aus der Rechnung sich ergibt, einen gänzlich übersehbar kleinen Bruchtheil der wirklich erforderlichen Höhe ausmacht, anstatt vorwiegender Factor zu sein. Diese theoretische Höhe bleibt für alle Werthe von  $w$ , also für alle Canalweiten constant, und hat die geringe Grösse von 1,2 Meter, die wegen Reibungswiderstand und plötzlicher Querschnittsänderungen erforderliche dagegen variirt innerhalb der Grenzen  $w = 10$  bis  $w = 20$  oder der diesen Werthen von  $w$  entsprechenden Canalquerschnitte von  $H_r + H_{c+a} = 0,2 + 0,66 = 0,86$  bis  $51,2 + 42,7 = 93,9$  Meter; wie ungereimt ist es daher, wenn ältere Theorien die sogenannte theoretische Höhe genau berechnen und zur Erlangung der wirklich erforderlichen einen schätzungsweisen Zuschlag geben, oder wenn sie jener theoretisch ermittelten Höhe eine von der Canalweite, von den plötzlichen Querschnitts- und Richtungsänderungen gänzlich unabhängige Constante beifügen.

In Erwägung dieser Irrthümer, nach denen man bislang bei der Construction der Dampfkessel- und Feuerungsanlagen überhaupt verfuhr, darf ich mich wohl der erfreulichen Hoffnung hingeben, dass meine in der allg. Th. d. F. angestellten Untersuchungen, wie die in vorliegender Schrift vorgenommenen Ermittlungen von empirischen Coëfficienten im Gebiete der Pyrotechnik Nutzen verbreiten und der Construction der Dampfkesselanlagen die Unsicherheit benehmen werden, welche heutzutage die Industrie sehr drückend empfindet, und welche andere Zweige der Technik bereits seit längerer Zeit glücklich beseitigt haben.

Indessen bin ich weit entfernt, mich der Illusion hinzugeben, als wäre mit den hier gewonnenen Resultaten die Forschung bis zum vollkommen befriedigenden Abschlusse gediehen, als wäre mit denselben das Ziel erreicht, welches den äussersten Höhenpunkt einnimmt. Ich halte vielmehr dafür, dass noch sehr viele Experimente angestellt werden müssen, ehe der allerdings hinreichend begründete Glauben an die Richtigkeit und Verlässlichkeit der hier gefundenen Regeln und Formeln bis zu unerschütterlicher Ueberzeugung gesteigert sein kann.

Die strahlende Wärme des Brennmaterials, die Temperatur im Feuerraume, der Abstand der Canalwände von der Heizfläche bei sonst gleichem Canalquerschnitt, die Dicke der Brennmaterialschicht, alles das sind Elemente, deren Einfluss auf den Erfolg



mit befriedigender Sicherheit noch nicht hat ermittelt werden können.

Ebenso wie die Herren Berichterstatter der mühlhausener Experimente möchte ich daher allen denjenigen, welche Interesse am Fortschritte der Pyrotechnik nehmen und welche Experimente an Dampfkesselanlagen anzustellen in der Lage sind, hiermit zuzurufen, Alles, was ihnen in dieser Beziehung zu thun möglich ist, nicht zu verabsäumen, aber dabei auch zu bedenken, dass Beobachtungsdaten nur dann wahrhaften Werth haben, wenn sie mit der Umsicht, mit der Sorgfalt und mit der wissenschaftlichen Strenge erhoben wurden, wie es die Herren in Mühlhausen gethan zu haben nicht rühmlichst genug anerkannt werden kann.

Um die Blicke aller derjenigen, welche durch eigene Forschungen noch nicht tief genug in den Gegenstand der hier vorliegenden Fragen gedrungen sind, bestimmter auf die wichtigeren Punkte und auf die Beobachtungselemente zu richten, deren Kenntniss nützlich und zur Anstellung von weiteren Untersuchungen nöthig ist, auch aus diesem Grunde habe ich mich nicht darauf beschränkt, bloss die nackten Endresultate meiner Rechnungen mitzutheilen, sondern habe es für zweckmässig gehalten, den ganzen Entwicklungsgang aufzunotiren. Man kann daher aus dieser Schrift deutlich erkennen, was dem Experimente zu thun übrig bleibt.

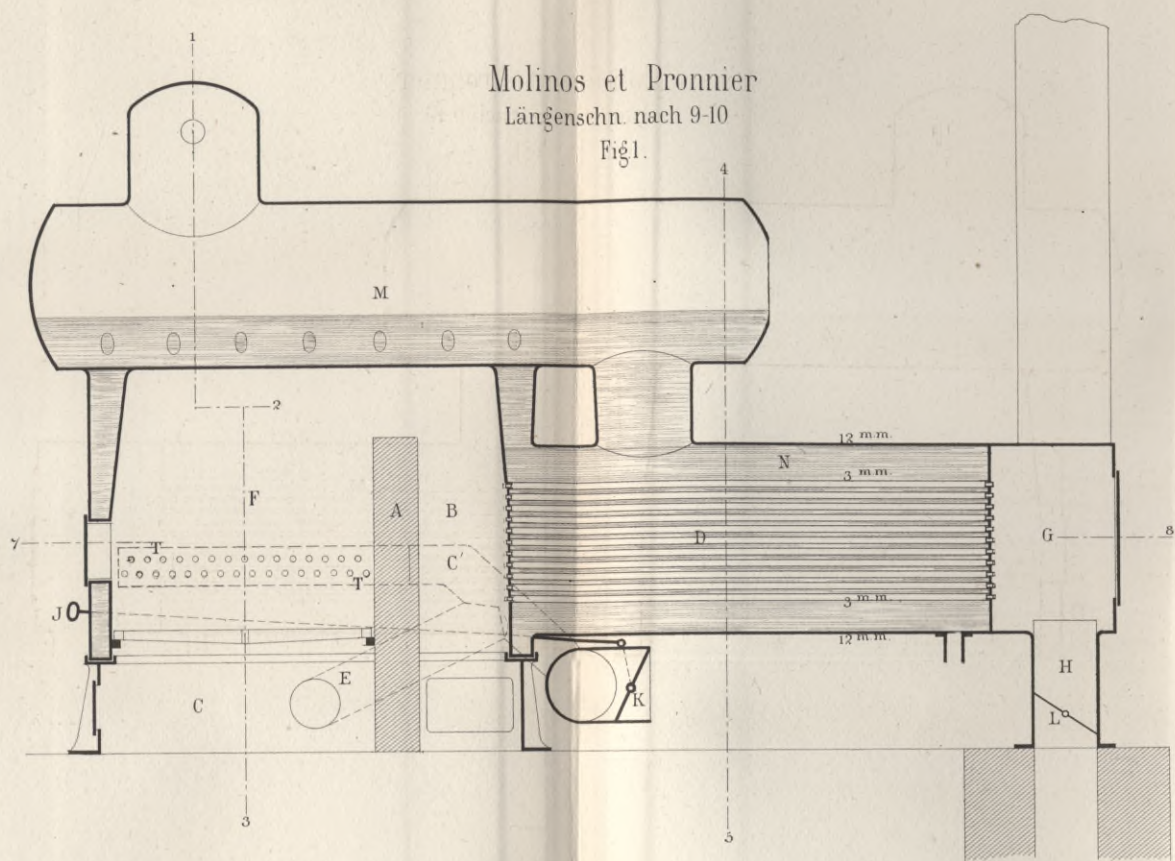
Um aber noch deutlicher auf alle erforderlich werdenden Beobachtungselemente hinzuweisen, zeichne ich dieselben in nachstehender lexikographischer Zusammenstellung der bei den Rechnungen verwendeten Bezeichnungen noch besonders durch den Druck aus. Alle diejenigen Grössen müssen experimentell ermittelt werden, welche vor die Columne gedruckt sind.











Molinos et Pronnier  
Längenschn. nach 9-10  
Fig. 1.

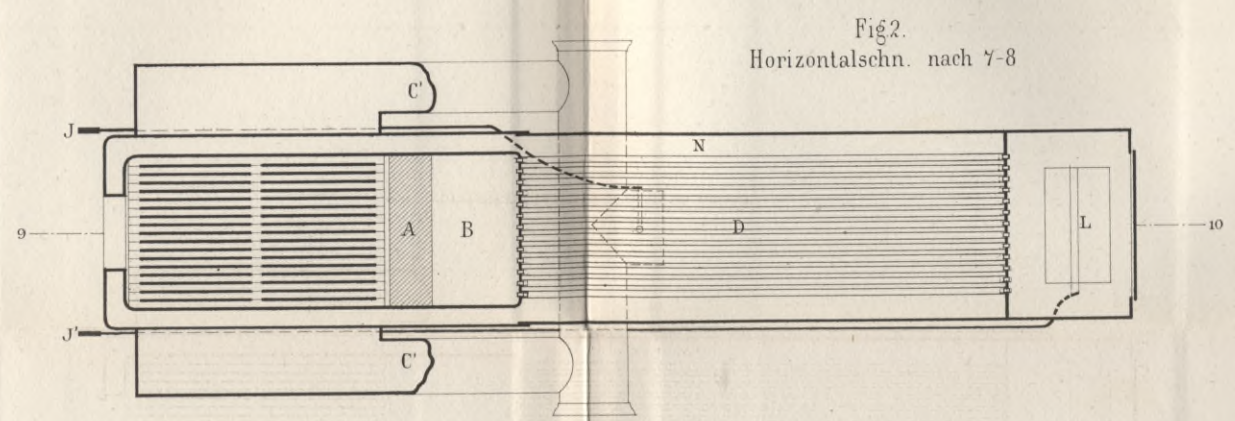


Fig. 2.  
Horizontalschn. nach 7-8

Maßstab für Fig. 1-4 in 40 nat. Gr.  
1 0.5 0 1 2 3 4 Meter

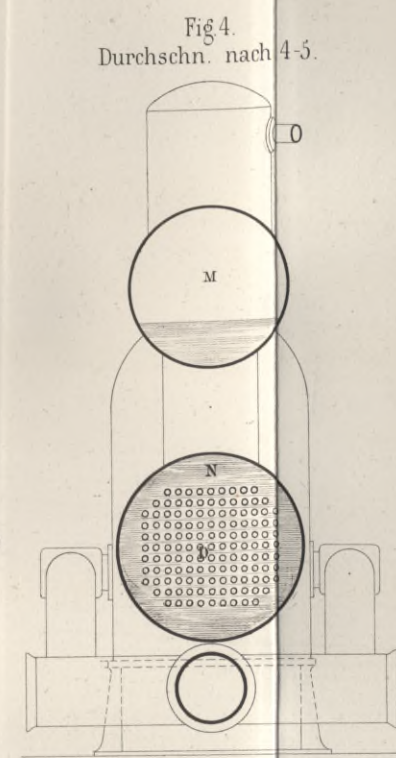


Fig. 4.  
Durchschn. nach 4-5.

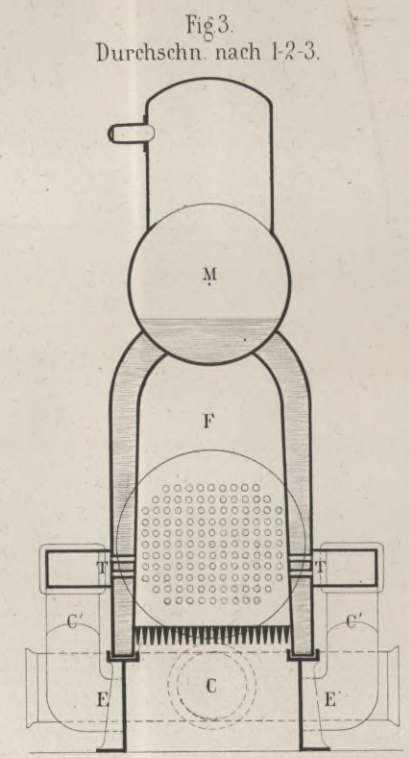


Fig. 3.  
Durchschn. nach 1-2-3.

Experimente  
von  
Graham in Manchester

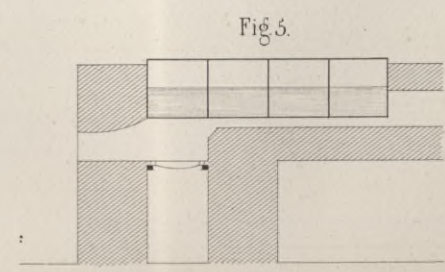


Fig. 5.

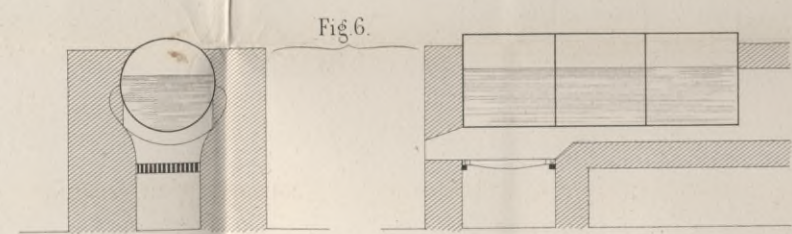


Fig. 6.







## Zambaux.

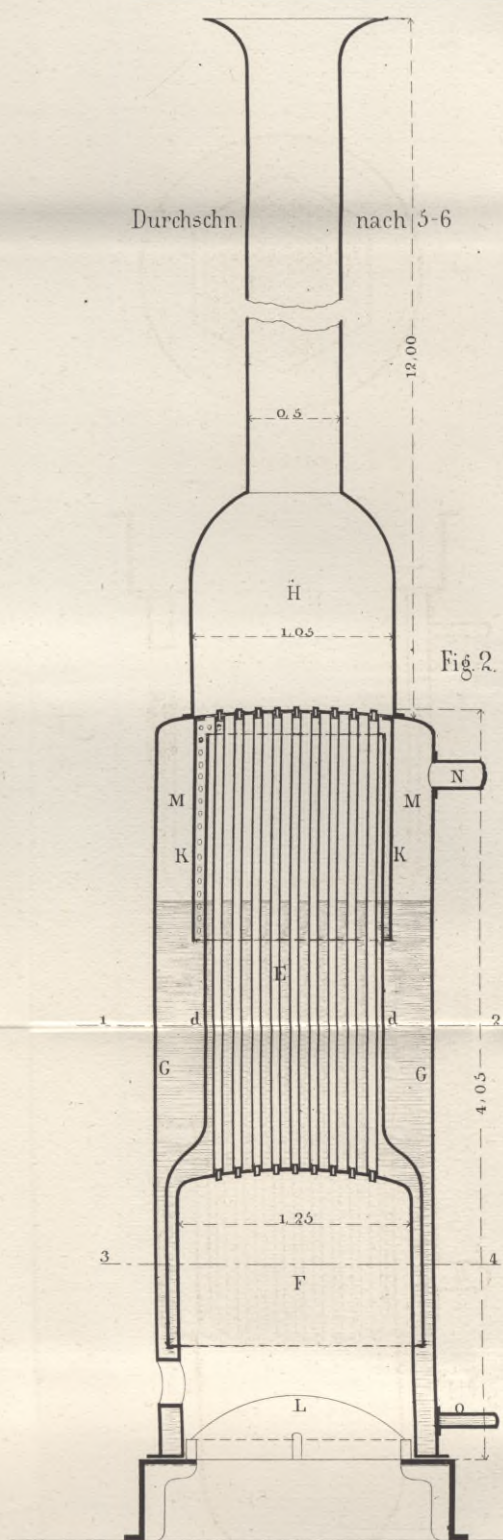


Fig. 3 Schnitt nach 1-2

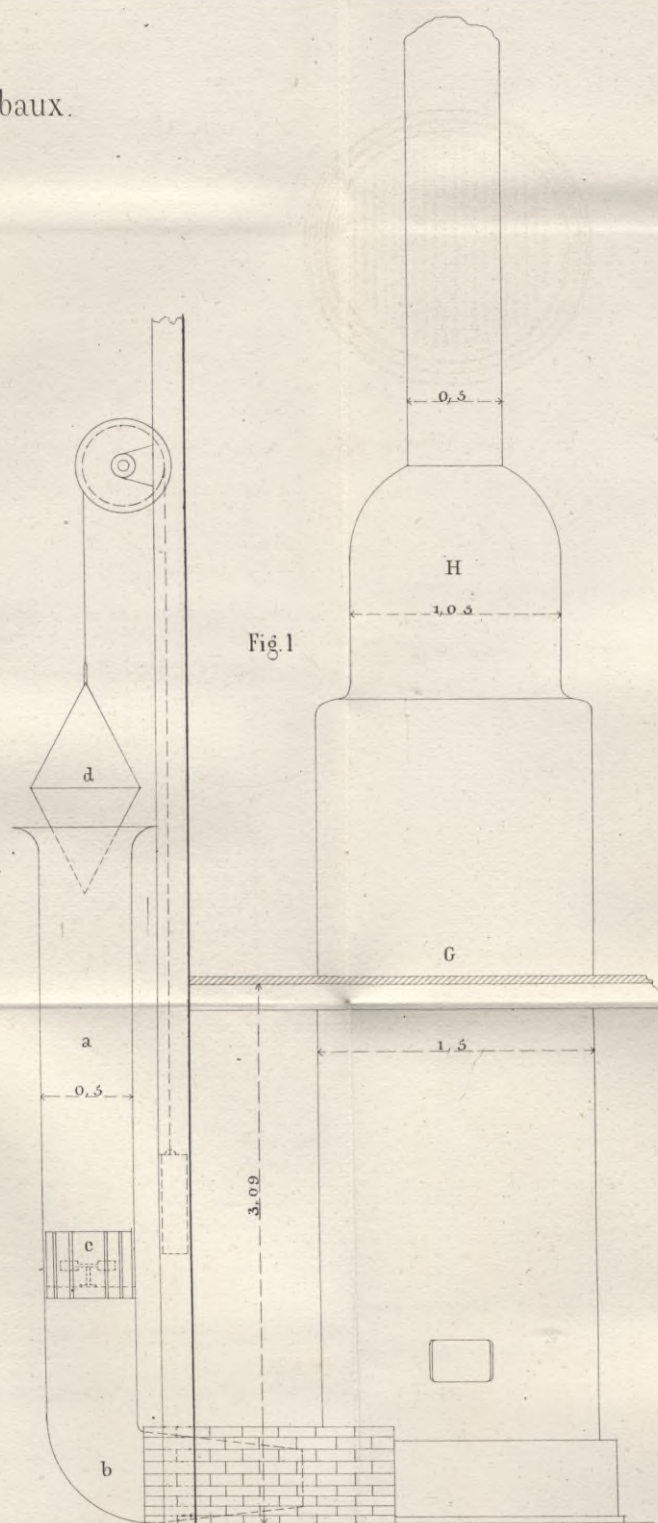
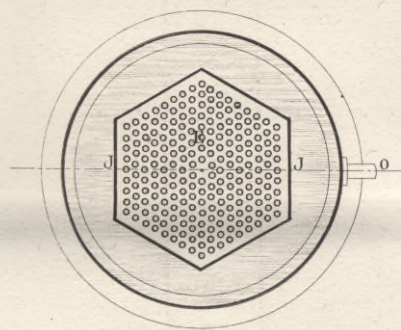
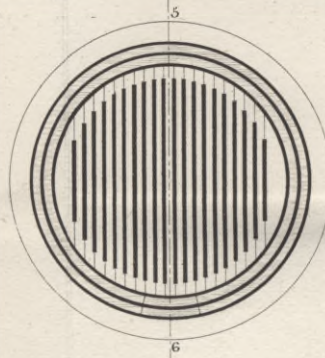


Fig. 4 Schnitt nach 3-4



Maafsstab in nat. Gr.

1 0.5 0 1 2 3 Meter







Prouvost

Fig. 1. 5 Längenschnitt nach 7-8.

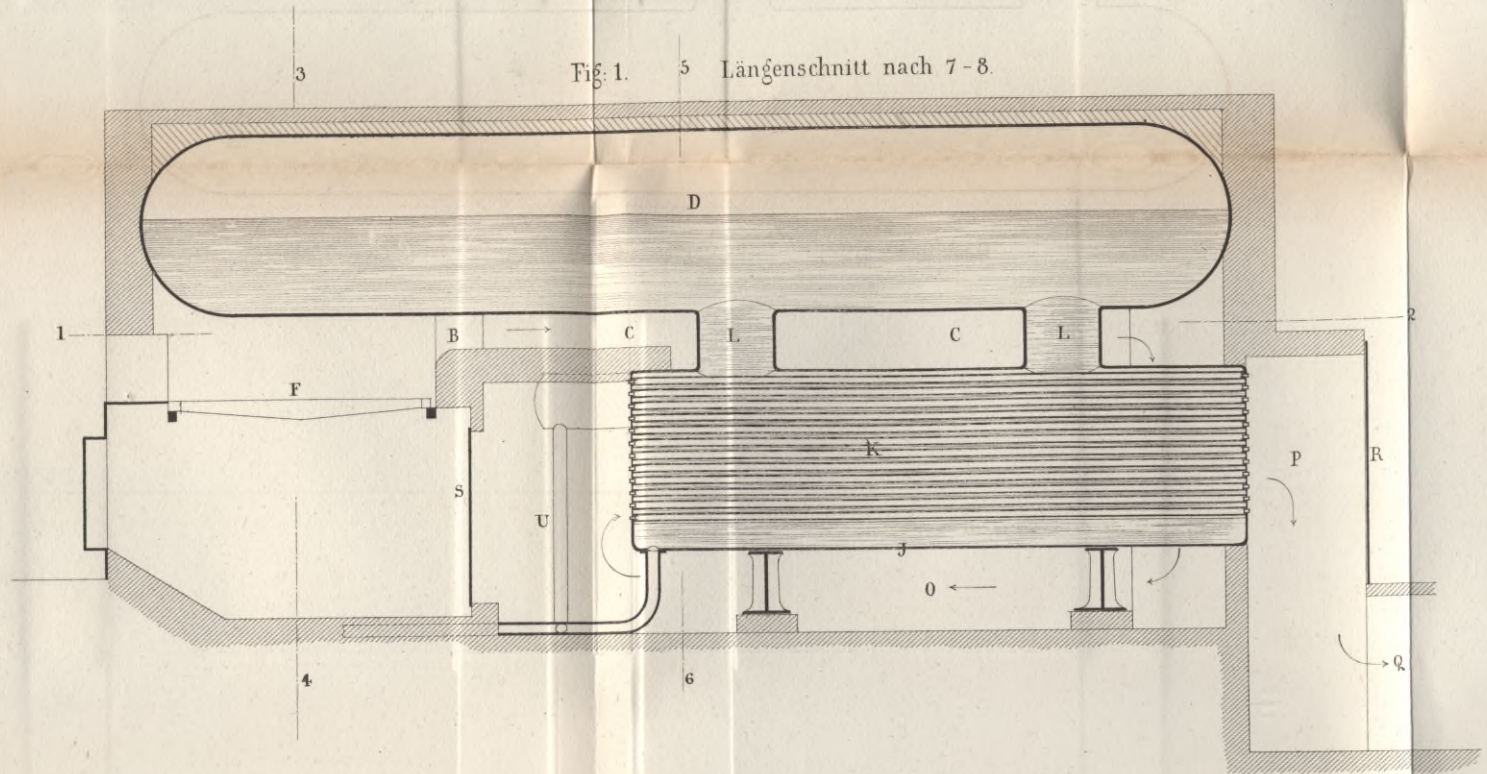
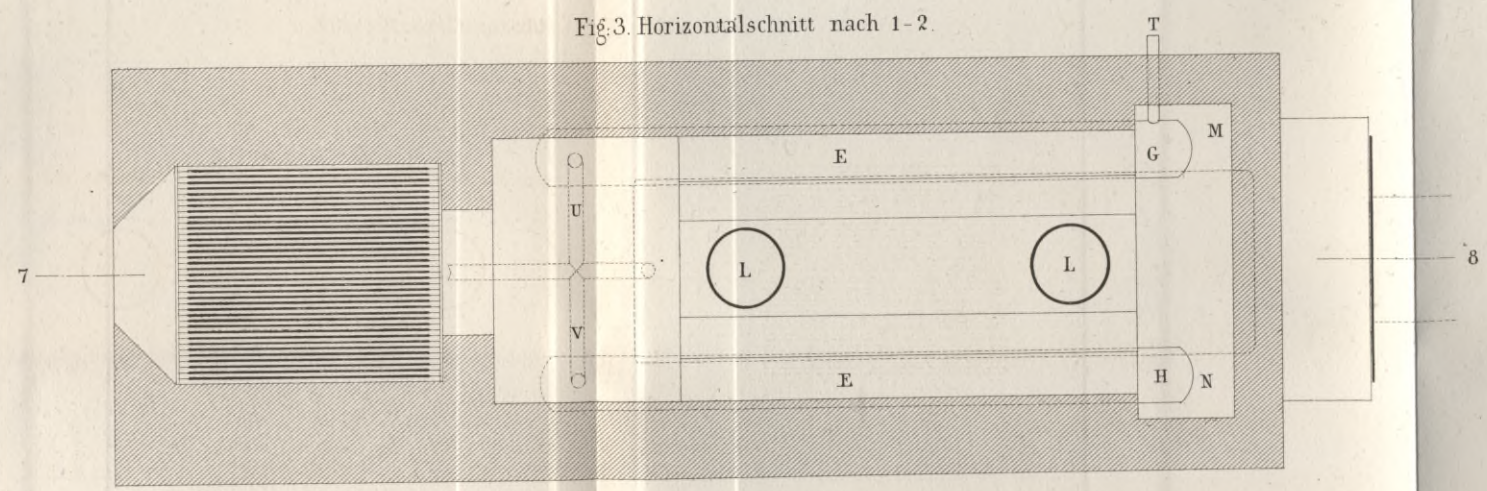


Fig. 3. Horizontalschnitt nach 1-2.



Maafsstab in  $\frac{1}{40}$  nat. Gr. 5 Meter.

Fig. 2. Schnitt nach 3-6.

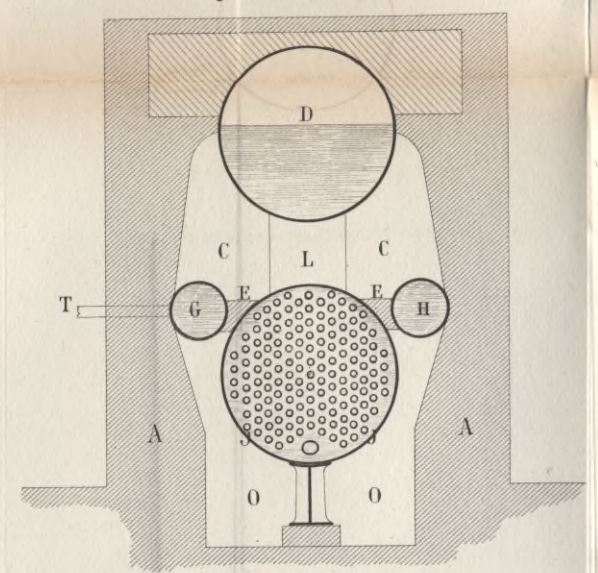
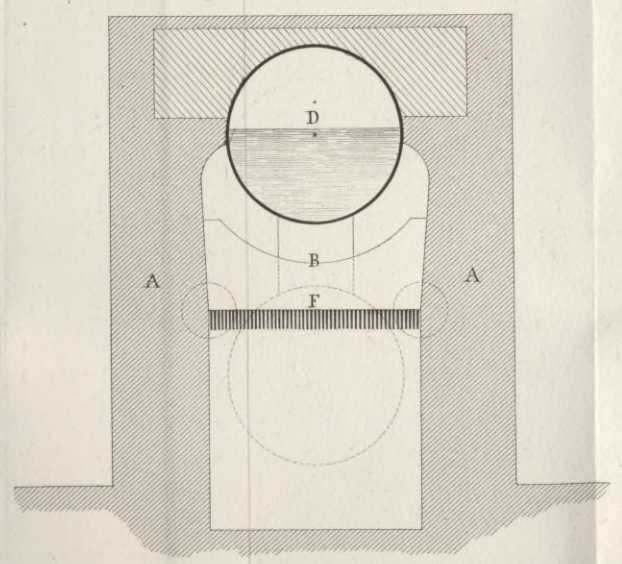


Fig. 4. Schnitt nach 3-4.









## Dollfus - Miegl.

Fig. 3. Schnitt 3-4.

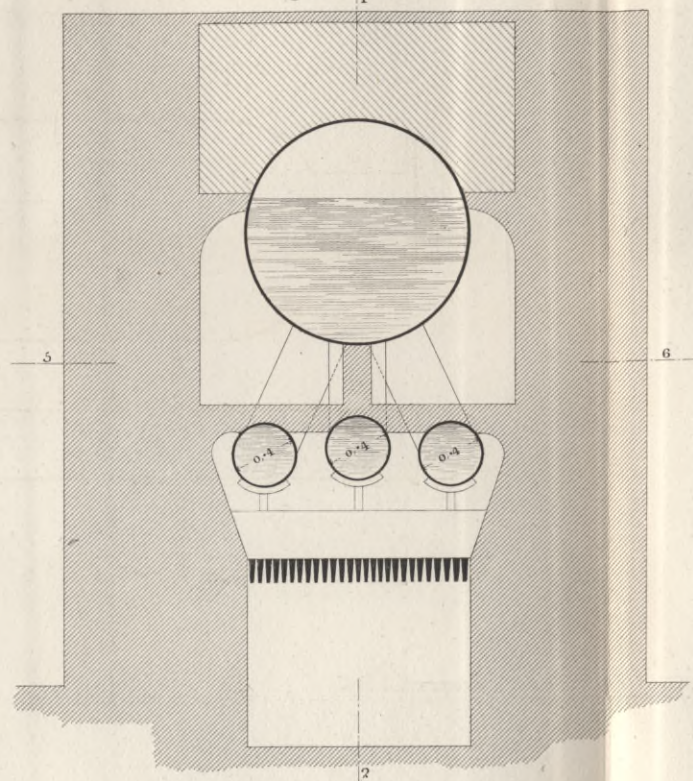
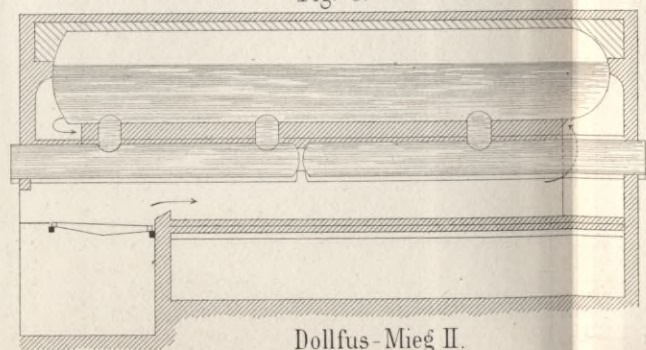


Fig. 6.



Dollfus - Miegl II.

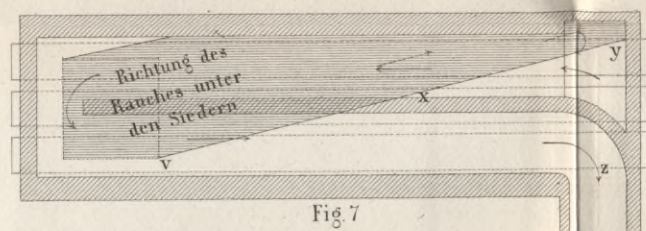


Fig 7

Maafsstab in 100 nat. Gr.

1 0.5 0 1 2 3 4 5 6 7 Meter

Fig 1. Schnitt 1-2.

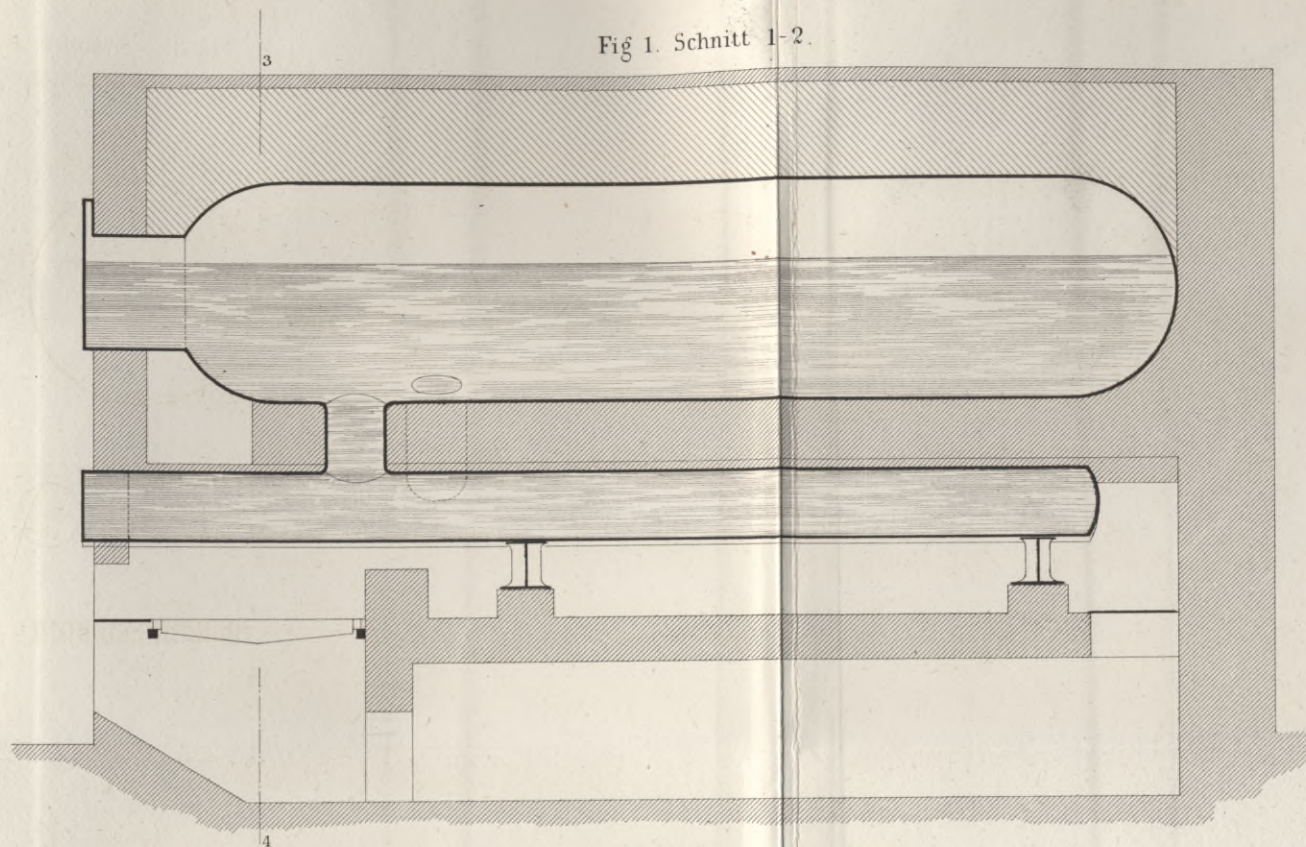
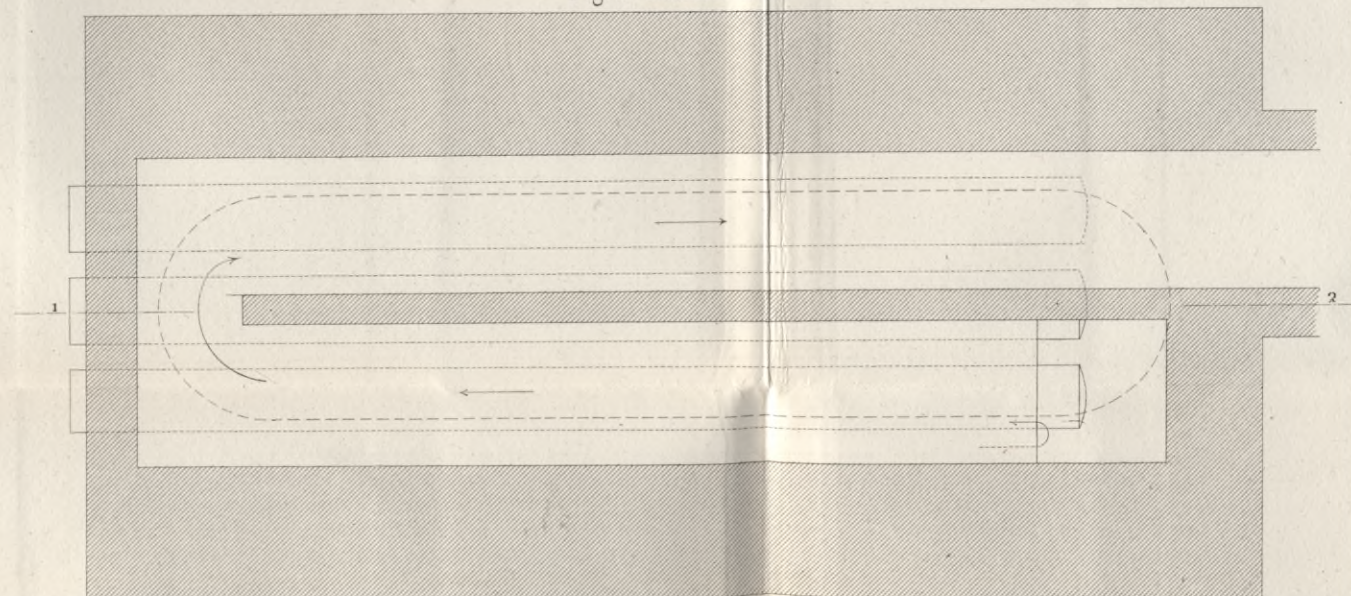


Fig. 2. Schnitt 5-6.



Maafsstab für Fig 1-3 in 40 nat. Gr.

1 0.5 0 1 2 3 4 5 6 7 Meter







## Marozeau

Fig. 1, Längenschnitt 1-2.

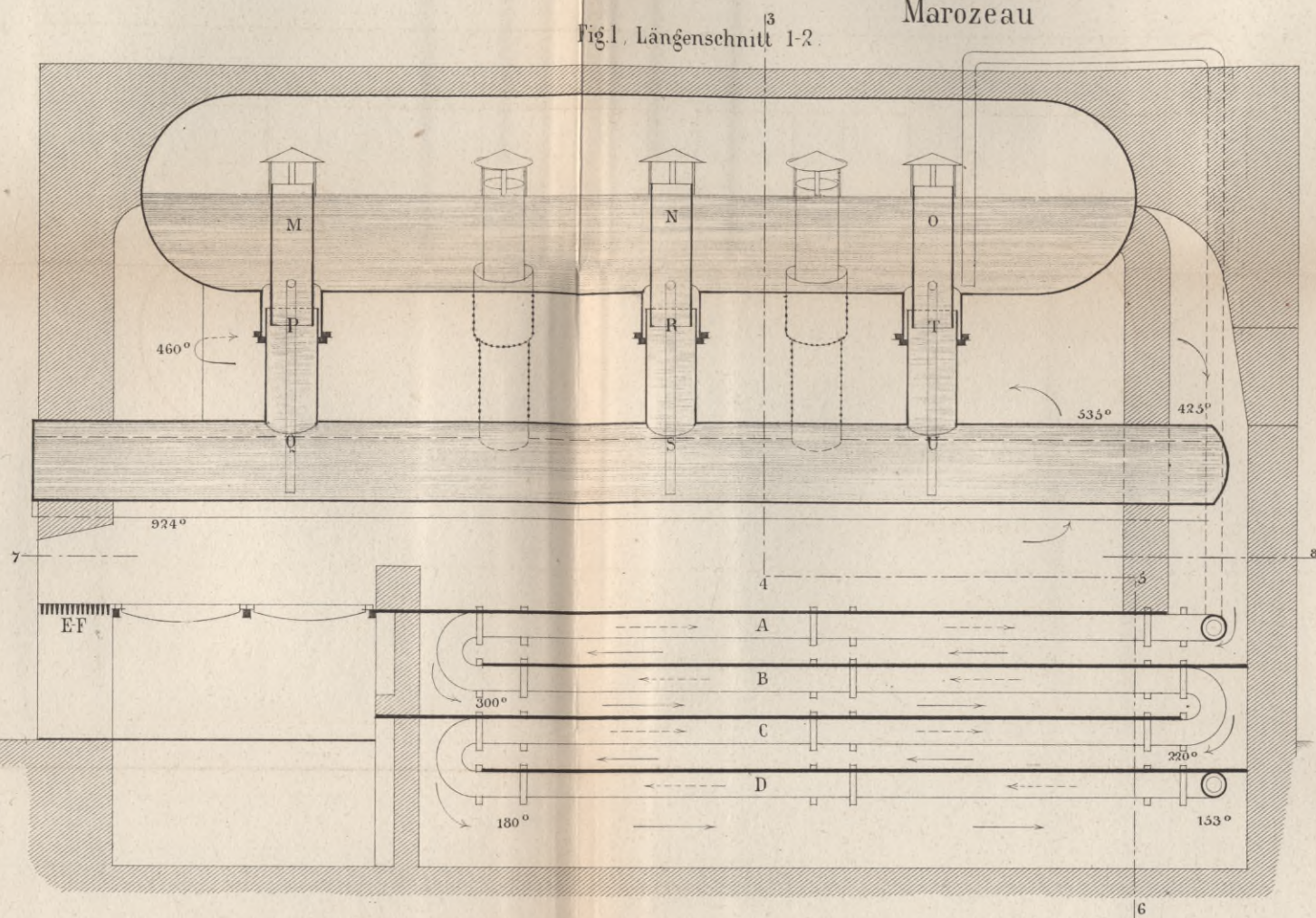
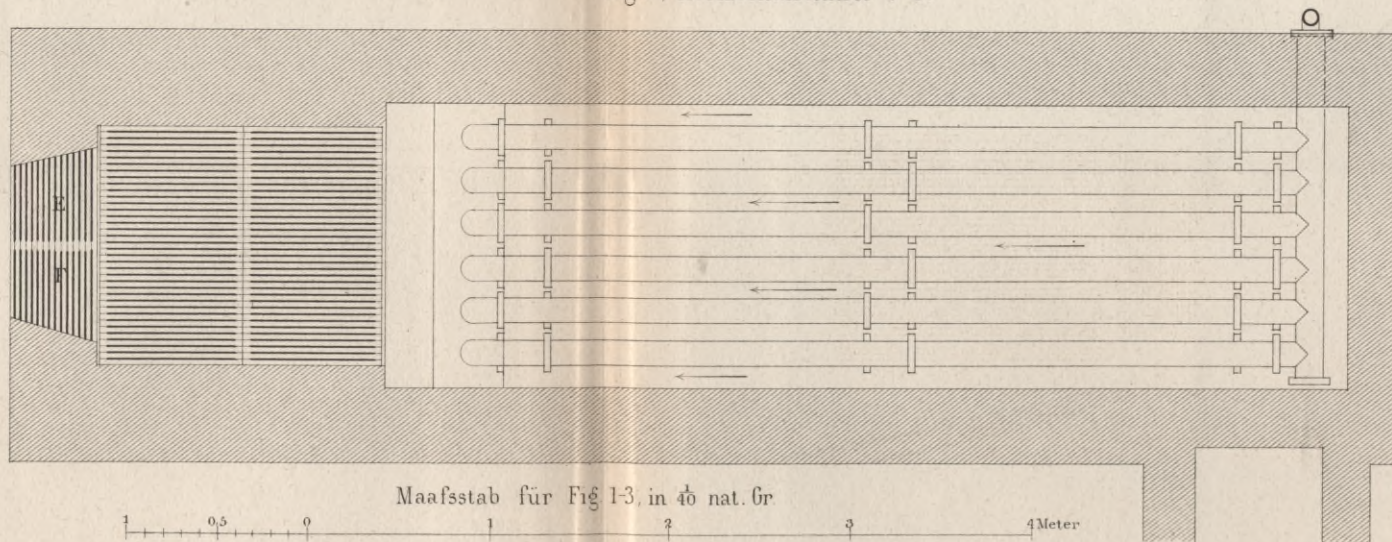
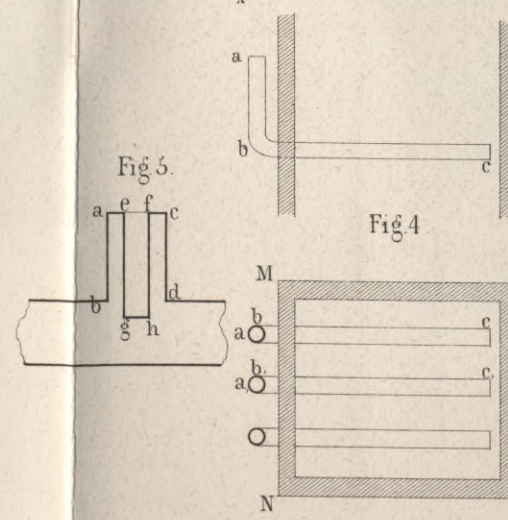
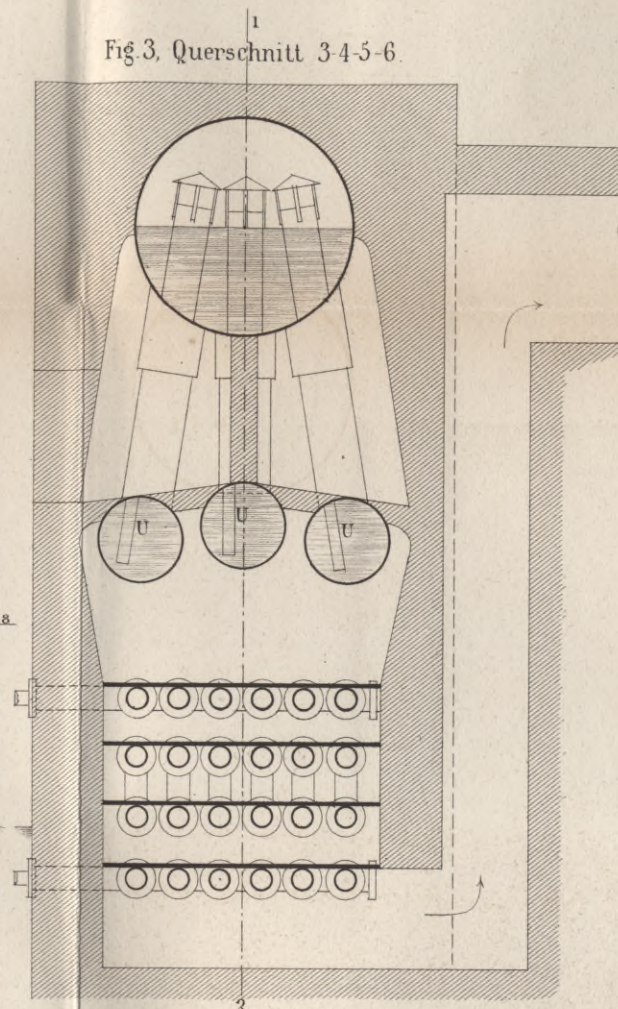


Fig. 2, Horizontalschnitt 7-8.

Maafsstab für Fig 1-3, in  $\frac{1}{40}$  nat. Gr.

1 0.5 0 1 2 3 4 Meter

Fig. 3, Querschnitt 3-4-5-6.









Schlumberger.

Fig 2 Schnitt 7-10.

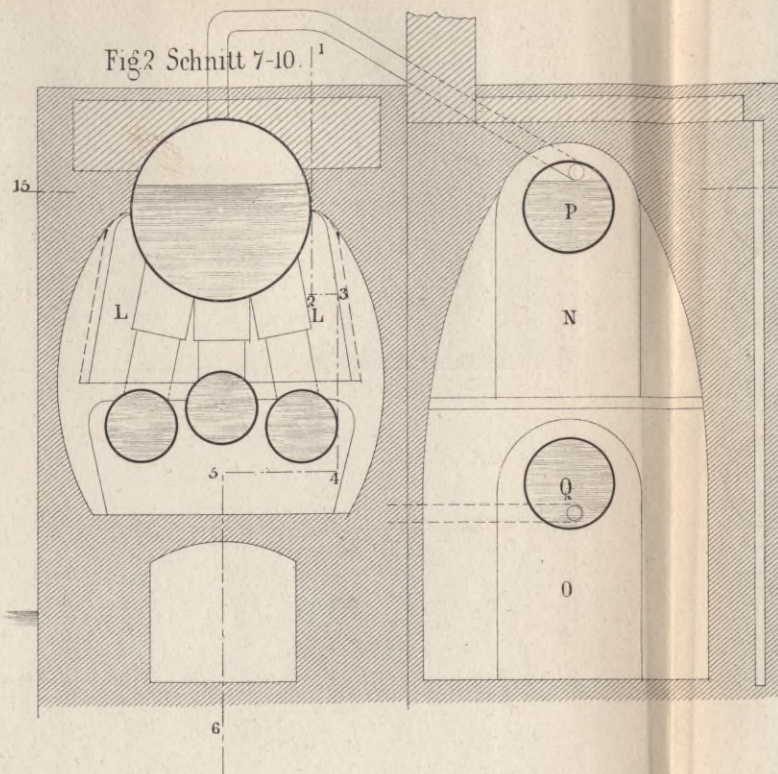


Fig 1 Schnitt nach 1-6.

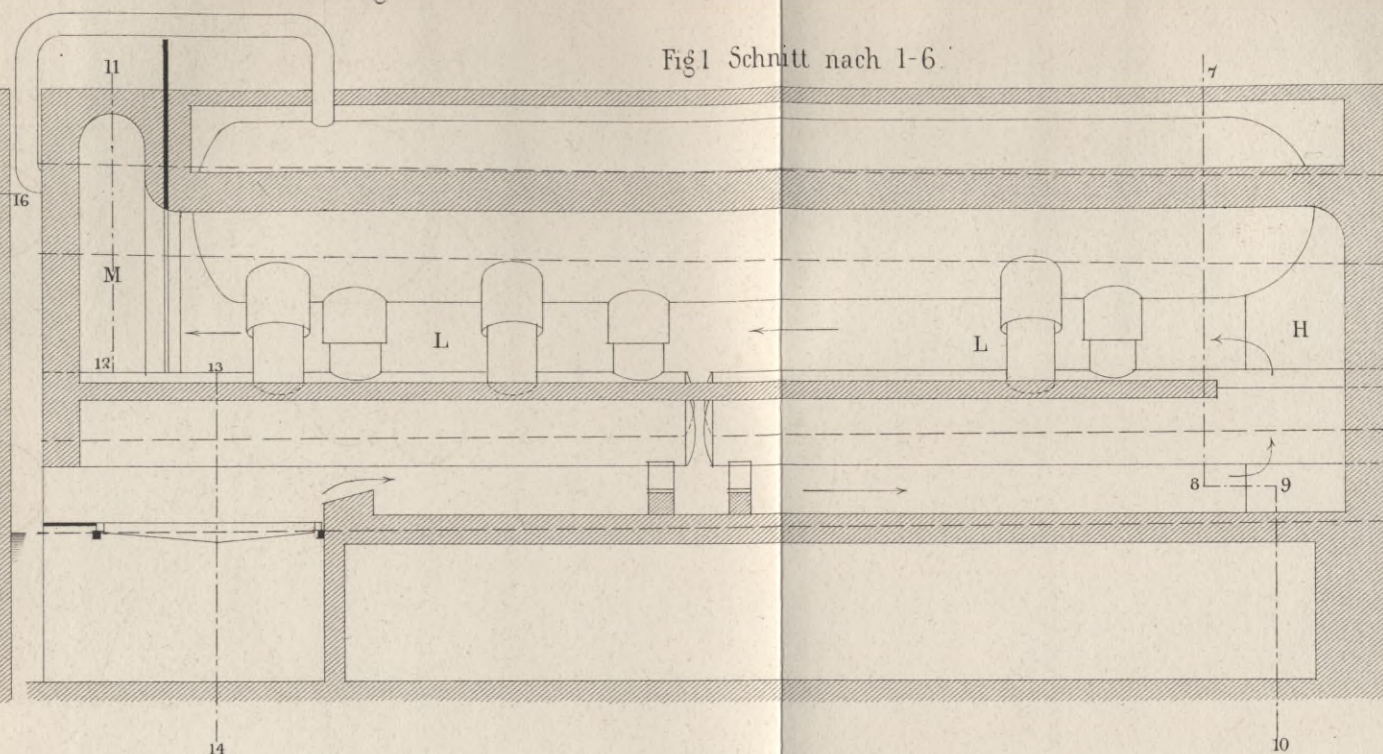


Fig 4 Schnitt nach 15-16.

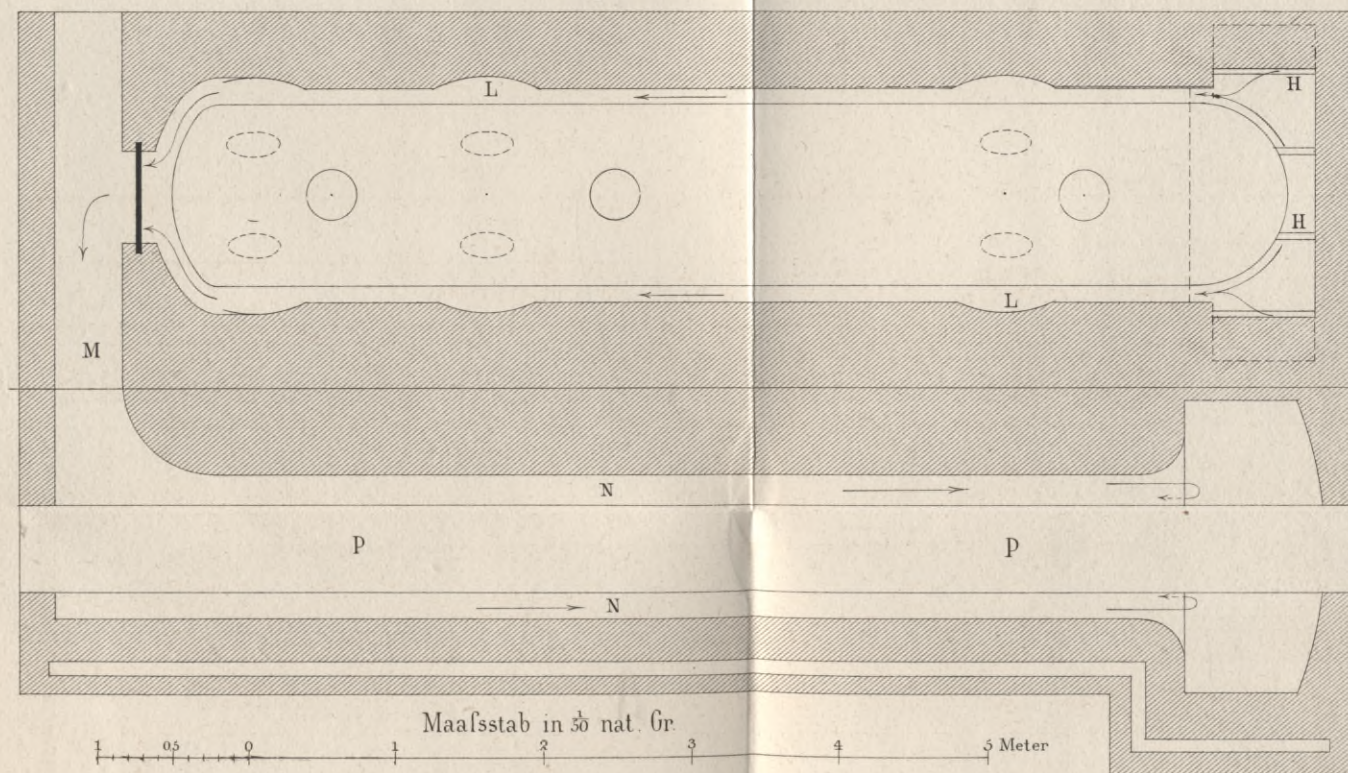
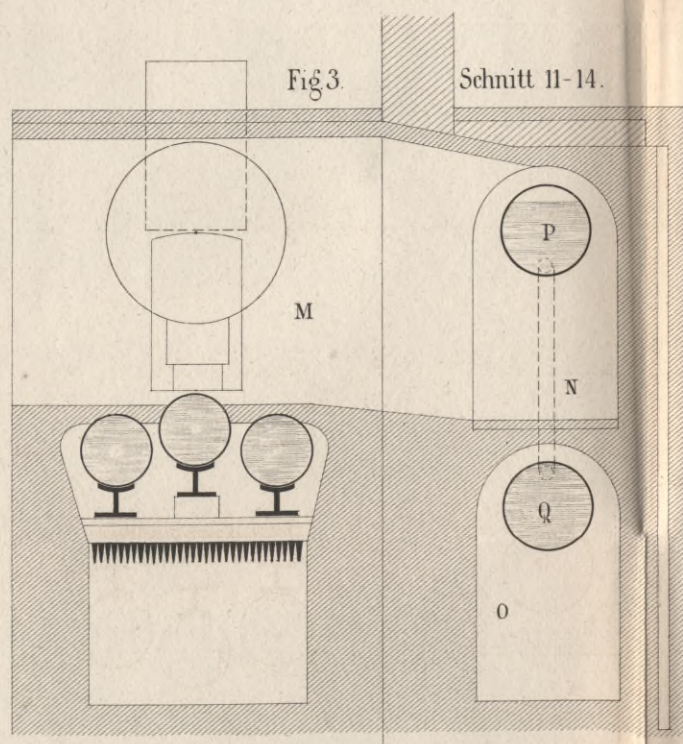


Fig 3.

Schnitt 11-14.

Maafsstab in  $\frac{1}{50}$  nat. Gr.

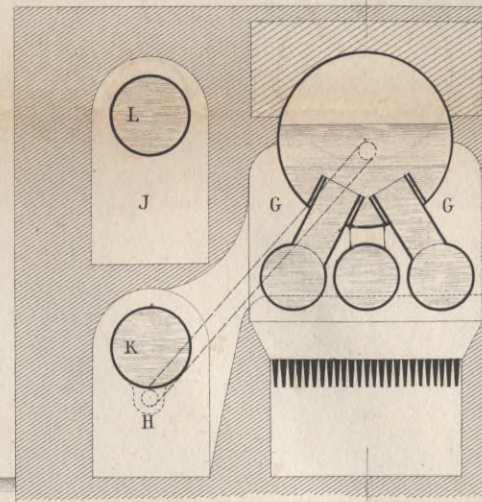
1 0.5 1 2 3 4 5 Meter





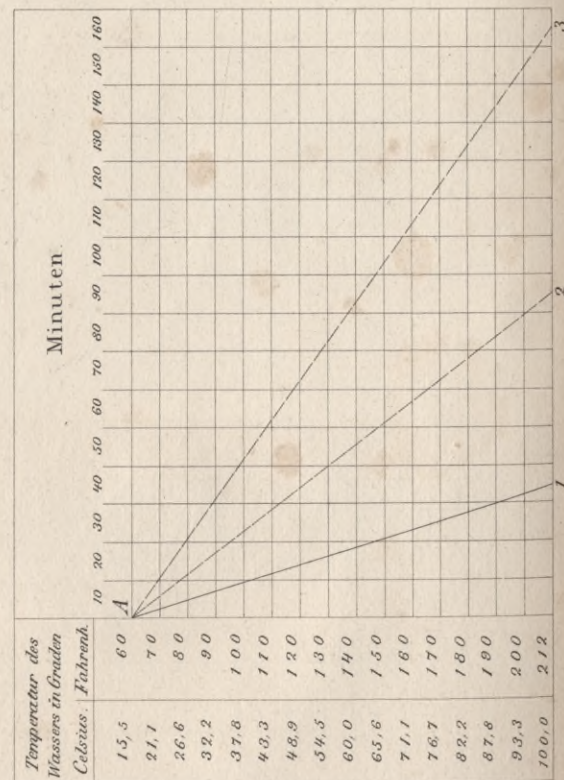


Fig. 1. Schnitt nach 1-6.



8

Fig. 4.



Flühr.

Fig. 2. Schnitt nach 7-8.

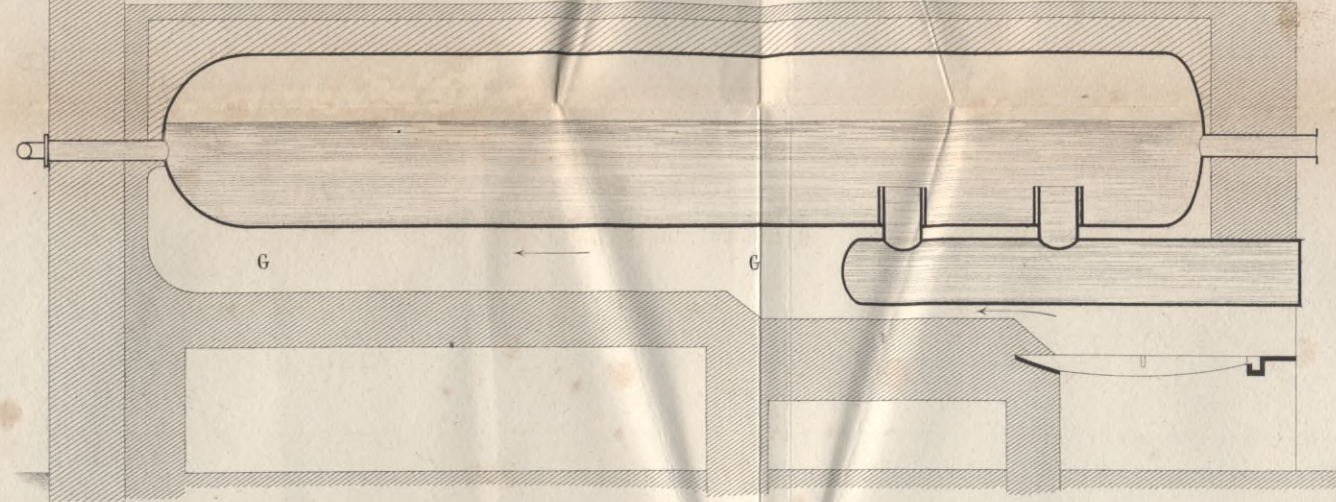
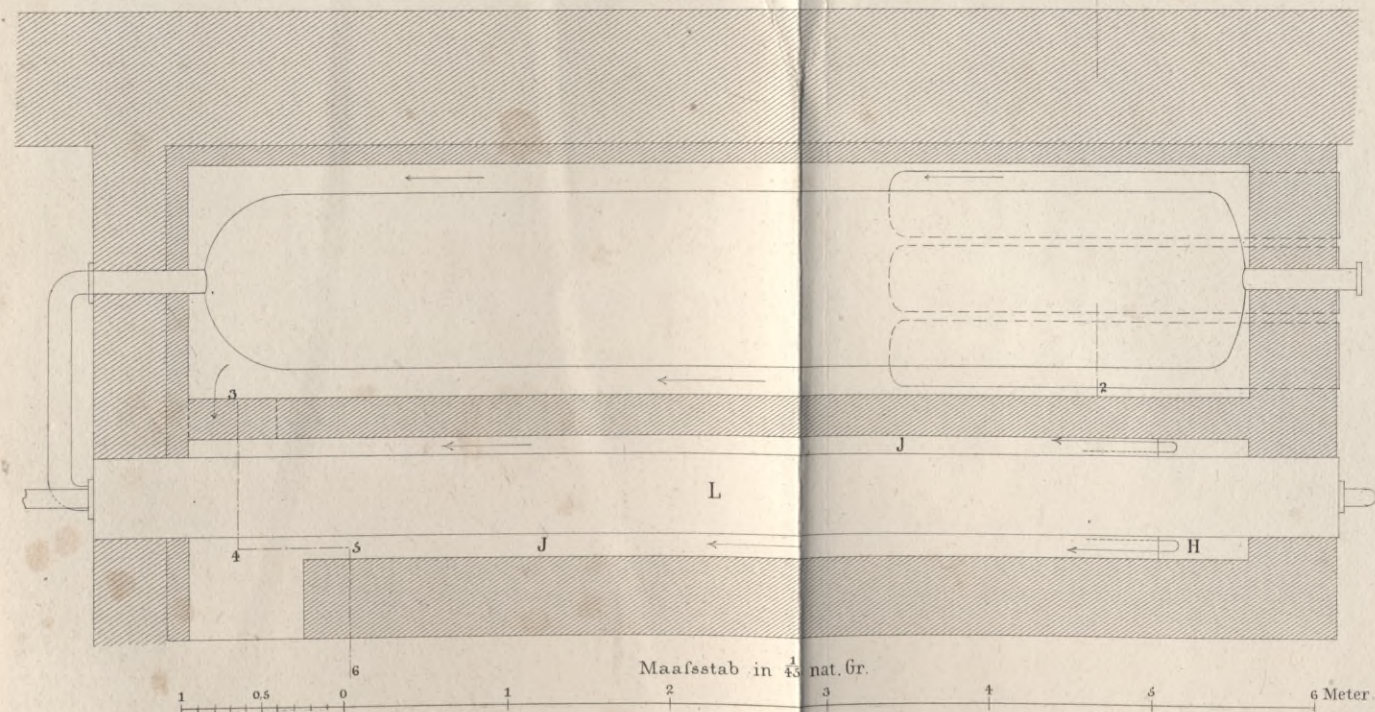
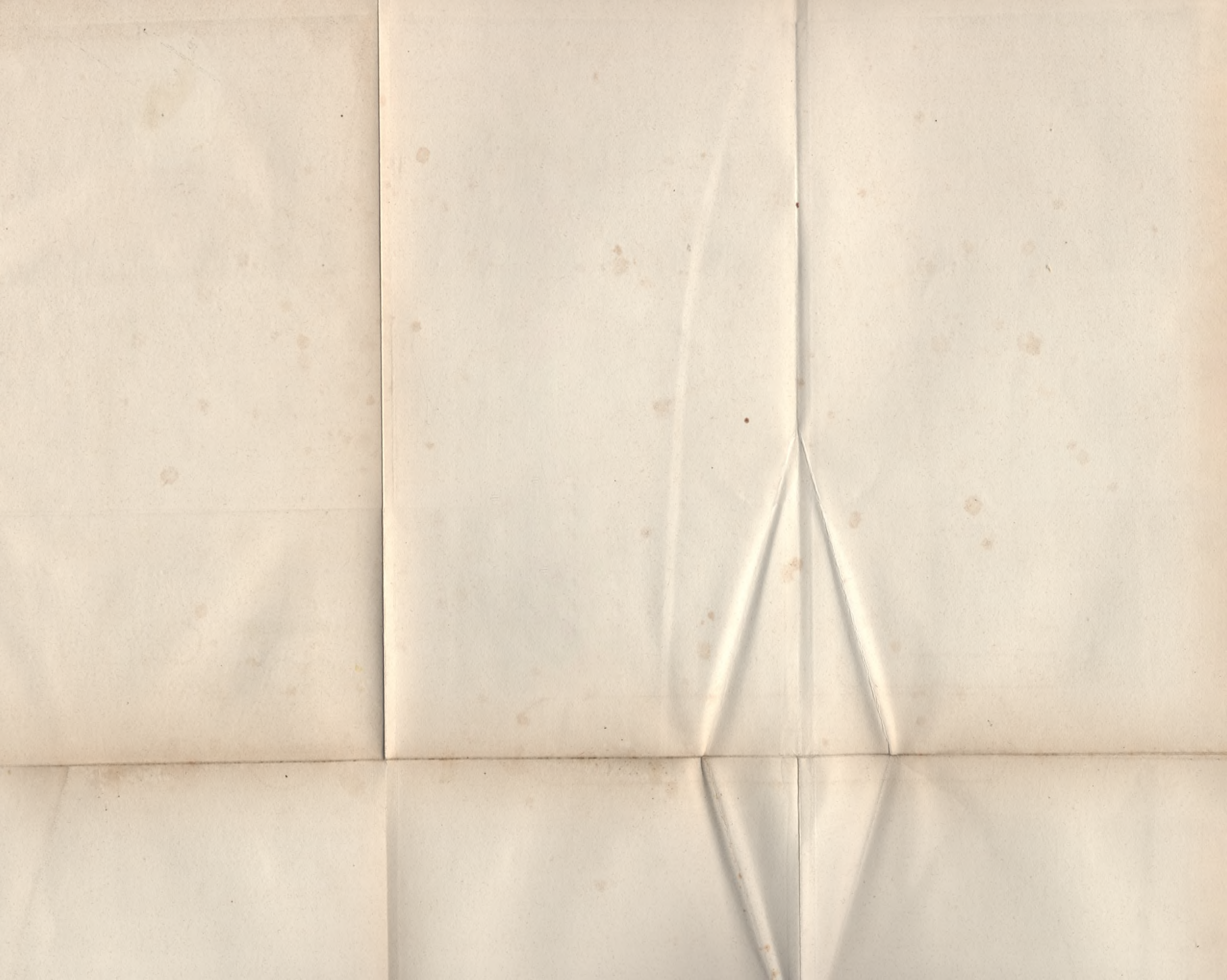


Fig. 3. Grundriss.

Maafsstab in  $\frac{1}{45}$  nat. Gr.

1 0.5 0 1 2 3 4 5 6 Meter











S. 61







WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inv.

7760

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000299564