

**Mittheilungen
aus dem
maschinen-la...
der
hochschule**

**Königliche
Technische
Hochschule zu ...**

Transferred to the Lawrence

Scientific School

Sci 1485.151



Harvard College Library

BOUGHT WITH INCOME

FROM THE BEQUEST OF

HENRY LILLIE PIERCE,
OF BOSTON.

Under a vote of the President and Fellows,
October 24, 1898.

6 July 1901.

SCIENCE CENTER LIBRARY

2

MITTHEILUNGEN
AUS DEM
MASCHINEN-LABORATORIUM
DER
KGL. TECHNISCHEN HOCHSCHULE
ZU
BERLIN.

III. HEFT
NEUERE ERFAHRUNGEN UND VERSUCHE MIT ABWÄRMEKRAFTMASCHINEN

VON
E. JOSSE
PROFESSOR
VORSTEHER DES MASCHINEN-LABORATORIUMS

MIT 20 TEXTFIGUREN.



MÜNCHEN UND LEIPZIG.
DRUCK UND VERLAG VON R. OLDENBOURG,
1901.

100-178-100

100-178-100

100-178-100

100-178-100

JUN 20 1917

100-178-100

INHALT.

	Seite
<u>Vorfahren, mechanische Arbeit durch Abwärme zu erzeugen</u>	1
<u>Neuere Abwärmekraftmaschinen</u>	
a) 60 PS-Maschine der Technischen Hochschule	7
b) 175 PS-Maschine der B. E. W.-Centrale, Markgrafenstrasse	17
<u>Versuchsergebnisse der Maschine in der Technischen Hochschule</u>	21
<u>Arbeitsgewinn durch die Abwärmemaschine</u>	21
<u>Ablampfverbrauch derselben</u>	26
<u>Kühlwasserverbrauch derselben</u>	31
<u>Abmessungen der Oberflächenapparate</u>	33
<u>Anwendungsgebiet der Abwärmemaschinen</u>	34
<u>Wirtschaftlichkeit derselben</u>	39

Anlässlich der Jahrhundertfeier der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg im Herbst 1899 habe ich in den »Mittheilungen aus dem Maschinenlaboratorium«, Heft II.) kurz über die von mir angestellten erfolgreichen Versuche berichtet, Kraftmaschinen durch Abwärme (in diesem Fall Abdampf) zu betreiben.

Durch diese Versuche war der Nachweis geliefert worden, dass es technisch möglich ist, durch Wärme, welche bis jetzt ihrer niederen Temperatur wegen für die Arbeitserzeugung nutzlos verloren gehen musste (Abwärme), mechanische Arbeit zu erzeugen, und die dabei erzielten Resultate liessen erkennen, dass die Arbeitsausbeute reichlich genug ist, um eine praktische und industrielle Verwerthung in Aussicht zu nehmen.

Das Ergebniss der eben erwähnten Versuche war die Veranlassung zur Bildung der Abwärmekraftmaschinen-Gesellschaft m. b. H., welche die in Betracht kommenden Patente erwarb und den Verfasser beauftragte, durch den Bau und die Untersuchung grösserer Maschinen die technische und wirtschaftliche Anwendbarkeit dieser neuen Kraftmaschinen zu erproben.

Seit September vorigen Jahres ist die erste 60—70 PS. Abwärmekraftmaschine ausstandslos im Betrieb, während eine zweite Maschine dieser Art von 175 PS. Mitte April d. J. bei den Berliner Elektrizitätswerken in Gebrauch genommen wird.

Da die innerhalb eines Jahres gemachten Erfahrungen im Bau und Betrieb solcher Maschinen, sowie die ausgeführten zahlreichen Versuche jetzt ein massgebendes Urtheil über die Abwärmekraftmaschinen ermöglichen, gestatte ich mir in Folgendem Näheres darüber zu berichten.

Verfahren, mechanische Arbeit durch Abwärme zu erzeugen.

Bevor ich auf nähere Beschreibung der ausgeführten Maschinen und der Betriebs- und Versuchsergebnisse etc. eingehen, dürfte es angezeigt sein, noch einmal kurz das Verfahren der Arbeitsgewinnung durch Abwärme zu erläutern.

¹⁾ Jasse, Mittheilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Kgl. Techn. Hochschule zu Berlin. Verlag von R. Oldenbourg, München

Es ist bekannt, dass z. B. in den Ausstossproducten der Dampfmaschinen, in dem Abdampf bei Auspuffmaschinen oder im Kühlwasser des Condensators der grösste Theil der mit dem Frischdampf der Dampfmaschine zugeführten Wärmemenge wieder abgeführt werden muss, ohne für die Arbeitserzeugung nutzbar gemacht worden zu sein.

Die Möglichkeit, einen Theil der so verloren gehenden Wärme dadurch in Arbeit umzusetzen, dass man diese grosse Wärmemenge von niedriger Temperatur, die bei Verwendung des gewöhnlichen hochsiedenden Arbeitsmittels (Wasserdampf) nicht mehr ausgenutzt werden kann, durch andere Arbeitsmittel mit niedrig liegenden Siedepunkten (Kaldämpfe) verwertet, ist von einigen schon längst erkannt und von vielen bestritten worden. Die wenigen, früher im Kleinen ausgeführten praktischen Versuche in dieser Richtung waren von fragwürdigem, jedenfalls ohne nachhaltigen Erfolg.

So einfach das neue Arbeitsverfahren an sich erscheint, so hat doch die befriedigende praktische Durchführung, die jetzt als gelungen zu betrachten ist, trotz der langjährigen Erfahrungen, welche bei den Eismaschinen mit den Kaldämpfen vorliegen, der ersten Arbeit von mehreren Jahren bedurft.

Es ist bekannt, dass in der gewöhnlichen Dampfmaschine die Expansion nur bis zum praktisch erreichbaren Vacuum (80—90%) heruntergetrieben werden kann. Hierbei herrscht im Condensator eine Temperatur von 60—45°, während das zum Niederschlagen des Dampfes benutzte Kühlwasser in der Regel eine Temperatur von 15° besitzt.

Das Gefälle zwischen Condensator- und Kühlwassertemperatur (60° auf 15°) ist durch die Dampfmaschine nicht ausnutzbar, wohl aber kann dasselbe verwertet werden durch Flüssigkeiten, welche bei niederen Temperaturen sieden, resp. deren Dämpfe bei den in Frage kommenden Temperaturen schon erhebliche Drücke aufweisen.

Solche Flüssigkeiten kennt die Kältemaschinentechnik in dem Ammoniak, der schwefligen Säure etc. seit Jahren und benutzt dieselben im gewerblichen Betrieb ohne Anstände.

Bei den bis jetzt von uns gebauten Maschinen habe ich mit Vortheil schweflige Säure (SO₂) verwendet, da ihre Dampfspannungen bei den in Betracht kommenden Temperaturen innerhalb solcher Grenzen liegen, welche constructiv leicht zu beherrschen sind, und sie weitere Vorzüge besitzt, die später erörtert werden.

Die z. B. bei der Abdampfverwerthung in Betracht kommenden Temperaturen und die denselben entsprechenden Condensatorspannungen und Drücke der SO₂-Dämpfe sind aus den in Fig. 1 dargestellten Curven zu entnehmen.

Die Angaben der Forscher weichen in Bezug auf die Dampfspannungen der SO₂ etwas von einander ab.

Bei einem Vacuum im Dampfmaschinencondensator von z. B. 80%, also einer Temperatur von 60°, haben die Schweflig-Säure-Dämpfe einen Druck von 11 kg/qcm abs., bei der Kühlwassertemperatur von 15° einen solchen von 2,87 kg/qcm abs. Sie können deshalb in einem Arbeitscylinder, in dem sie von 11 auf 2,87 kg/qcm expandiren, Arbeit leisten.

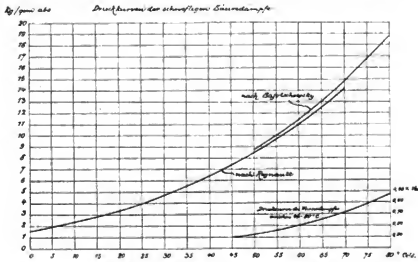
Die zur Erzeugung der Kaldämpfe im Dampfmaschinencondensator zur Verfügung stehende Wärmemenge ist erheblich, da in der Dampfmaschine im wesentlichen nur die der geleisteten Arbeit äquivalente Wärme, abgesehen von Strahlungsverlusten, verschwindet. Bei

dem geringen thermischen Effect der Dampfmaschine ist die im Condensator abzuführende Wärmemenge daher nur wenig kleiner wie die der Maschine im Frischdampf zugeführte.

Ebenso wie die im Abdampf der Dampfmaschinen enthaltene Wärmemenge können auch andere Wärmequellen, die wegen zu niedriger Temperatur jetzt für die Arbeitserzeugung verloren gehen, durch die Kaldämpfe zur Arbeitsleistung ausgenutzt werden, und daher kann man diese Maschinen mit Recht Abwärmekraftmaschinen nennen.

Im Anschluss an die Condensationsdampfmaschine ergibt sich der Arbeitsvorgang der Abwärmemaschine, wie in Fig. 2 dargestellt.

A ist eine Dampfmaschine, deren Abdampf in einem Oberflächencondensator B niedergeschlagen wird. Die Condensation erfolgt jedoch nicht durch Kühlwasser, sondern beispielsweise durch flüssige schweflige Säure unter gleichzeitiger Verdampfung derselben.



Die so entwickelten SO_2 -Dämpfe leisten in einem besonderen Arbeitscylinder C mechanische Arbeit, indem sie auf einen Druck herunter expandieren, der etwa der Temperatur des Kühlwassers entspricht.

Unter diesem Gegendruck werden die Dämpfe in einen zweiten Oberflächencondensator D befördert und dort durch Kühlwasser wieder verflüssigt.

Die flüssige schweflige Säure wird dann aus dem Condensator durch eine kleine Pumpe E in den Verdampfer zum Wiederbeginn des Kreislaufs zurückgebracht. Es findet somit, abgesehen von Verlusten durch etwaige Undichtigkeiten, kein Verbrauch des Arbeitsmittels statt.

Trotzdem der Vorgang sehr einfach erscheint, stellten sich der praktischen Durchführung jedoch erhebliche Schwierigkeiten in den Weg.

Für die Bauart der Maschine, der Oberflächenapparate, durch die grosse Wärmemengen mit möglichst geringen Temperaturverlusten zu übertragen waren, und der SO_2 -Pumpe waren neue Bedingungen maassgebend, die nicht nur wesentlich von dem Dampfmaschinenbau, sondern auch von den Eismaschinen abwichen. Die Abdichtung der Kolbenstangen etc. musste

so vollkommen erfolgen, dass sowohl Verluste an schwefliger Säure, als auch namentlich der hierbei auftretende lästige Geruch vermieden wurden.

Die erste Versuchsanlage war s. Z. mit verhältnissmässig unvollkommenen Mitteln und ohne dass Erfahrungen vorlagen, gebaut und vom Frühjahr bis zum Herbst 1899 im Maschinenlaboratorium der Kgl. Technischen Hochschule betrieben worden. Ueber diese Versuchsmaschine, sowie über die mit ihr gewonnenen Resultate habe ich im Heft II der »Mittheilungen« berichtet.

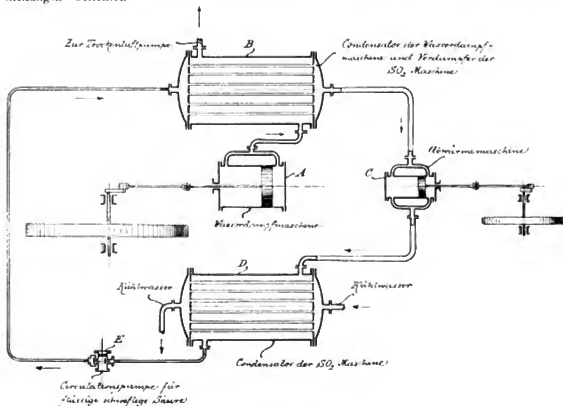


Fig. 2.

Wie in dieser Abhandlung ausgeführt ist, lässt sich die Abwärmemaschine an Dampfmaschinen auf zwei Arten anschliessen, einerseits, indem der Kaldampfzylinder mit der Dampfmaschine unmittelbar gekuppelt wird, also auf dieselbe Kurbelwelle wie die letztere arbeitet, andererseits, indem die Kaldampfmaschinenanlage für sich als besonderer Maschinensatz ausgeführt wird, den Abdampf von einer oder mehreren Dampfmaschinen ausnutzt, für die Dampfanlage also gewissermassen eine Arbeit liefernde Central-Condensation darstellt.

Neuere Abwärmekraftmaschinen.

60 PS.-Abwärmemaschine der Technischen Hochschule.

comb. mit einer Dreifach-Verbunddampfmaschine für Lichtbetrieb.

Zum unmittelbaren Anfügen eines Kaldampfzylinders eignete sich vorzüglich die im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule befindliche, für Lichtbetrieb und für Versuchszwecke gebaute Dreifach-Verbundmaschine von 150 effect. PS., welche in ihrer Gesamtansicht in Fig. 3 dargestellt ist und früher eingehend beschrieben wurde. (Siehe Mittheilungen, Heft 1, S. 36 und folg.)

Bei dieser Dampfmaschine, welche von der Görlitzer Maschinenbauanstalt und Eisengiesserei gebaut ist, sind der Hoch- und der Mitteldruckzylinder liegend in Tandemanordnung aufgestellt, während der Niederdruckzylinder stehend auf dieselbe Kurbel arbeitet wie die beiden anderen Cylinder.

Was die Dampfmaschine besonders für den mit dem geringsten Zeitaufwand auszuführenden Anbau des Kaldampfzylinders geeignet machte, ist der Umstand, dass sie noch eine zweite Kurbel nebst Gestänge und Rahmen zum etwaigen Anschluss von Compressor- und Pumpenzylindern besitzt, welche zeitweise zu Versuchszwecken angetrieben werden sollen (s. Fig. 3).

Ausserdem ist die Maschine mit vorzüglichen Versuchseinrichtungen versehen und kann mit überhitztem Dampf betrieben werden, der in einem besonders gefeuerten, neben der Maschine aufgestellten Ueberhitzer erzeugt wird. In der Regel erfolgt die Belastung der Maschine durch eine Dynamo.

An den freien Rahmen wurde der Kaldampfzylinder angeschlossen, während an Stelle des vorhandenen, vor dem Niederdruckzylinder und dem Schwungrad angeordneten Oberflächencondensators der Dampfmaschine, der aus Fig. 4 ersichtlich ist, der Verdampfer und der Condensator der Abwärmemaschine aufgestellt wurden.

Die vorhandene als Kühlwasserpumpe benutzte elektrisch betriebene Centrifugalpumpe und die Trockenluftpumpe wurden auch für die neue Anordnung beibehalten.

Die Abmessungen der Dampfmaschine sind folgende:

Hochdruckzylinder Dmr.	270 mm
Mitteldruckzylinder Dmr.	430 „
Niederdruckzylinder Dmr.	675 „
Gemeinsamer Hub	500 „
Normale Tourenzahl	150 p. Min.

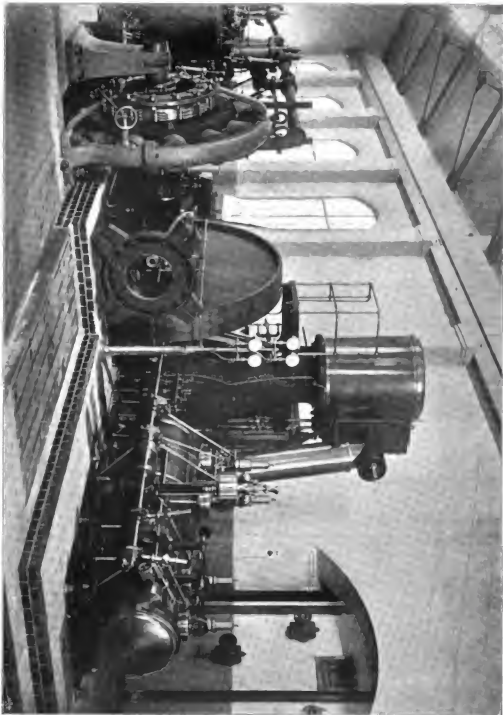


FIG. 2.

Der angehängte Abwärmecylinder erhielt einen Durchmesser von 266 mm, bei gleichem Hub von 500 mm, und wurde von der Erbauerin der Dampfmaschine, der Görliizer Maschinenbauanstalt A.-G., ausgeführt.

Durch das Hinzufügen des Kaldampfcylinders war ein Zuwachs an Leistung von 35 bis 40% zu erwarten. Da die von der Maschine angetriebene Dynamo (Type F 800 der A. E. G.) sehr reichlich bemessen ist, so konnte ihr diese Ueberlastung zugemuthet werden. Thatsächlich hat die Dynamo zeitweise mehr als 40% über die Normalleistung geliefert.

Die an dem freien Rahmen angefügte Abwärmemaschine ist in Fig. 5 dargestellt, aus der ihre allgemeine Anordnung ersichtlich ist. Der Deutlichkeit halber ist die dahinter liegende, mit der Abwärmemaschine zu einem Ganzen zusammengebaute Dampfmaschine abgedeckt worden, so dass von derselben nur das Schwungrad zu sehen ist.

Der SO₂-Cylinder wurde nicht unmittelbar, sondern durch ein Zwischenstück mit dem Rahmen verbunden, um Platz für die mit besonderer Sorgfalt durchconstruirte lange Stopfbüchse der Kolbenstange zu schaffen.



Fig. 4.

Der Cylinder ist mit Ventilsteuerung versehen, welche indessen mit Rücksicht auf zuverlässige Abdichtung der Ventilstindeln eine von den Dampfmaschinen abweichende Bauart erhalten hat.

Es ist bekannt, dass sich die Stopfbüchsen oscillirender Stangen viel leichter dicht halten lassen als die hin- und hergehender. Der Antrieb der verticalen Ventilstindeln durch die Lenkstangen des Excenters erfolgte daher nicht unmittelbar und in derselben Achse, vielmehr wurden die Collmann'schen Oelbuffer nebst den Federn zum Schliessen der Ventile zwischen die vollständig geschlossenen Ventilgehäuse gesetzt und die Bewegung auf die Ventile mittels oscillirender Wellen und Winkelhebel übertragen. Die gleiche Anordnung wurde bei den Auslassventilen gewählt.

Für den Abwärmecylinder wurde eine kurze Steuerwelle angeordnet, die mittels Zwischenwelle und conischen Rädern von der Hauptsteuerwelle der Dampfmaschine angetrieben wurde.

Die Benutzung der schwefligen Säure gestattet die Verwendung jeden Materials für den Bau der mit ihr in Berührung kommenden Maschinenteile; also Gusseisen, Schmiedeeisen, Bronze etc. können unbedenklich verwendet werden.

Der Kaldampfcylinder ist aus Gusseisen hergestellt und für einen maximalen Betriebsdruck von 15 kg/qcm berechnet. Derselbe hat keinen Heizmantel und ist nur mit Filz umgeben und mit einem Blechmantel umkleidet.

Eine besondere Ausbildung erforderte die Stopfbüchse der Kolbenstange.

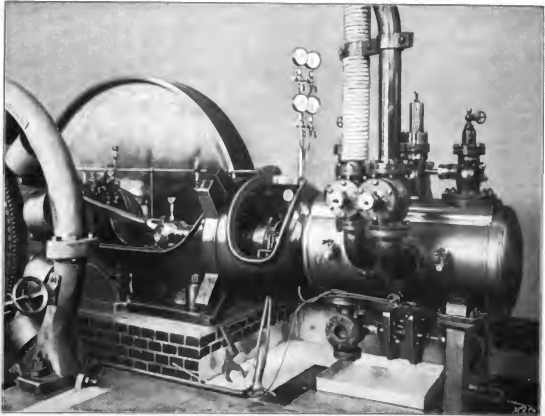


Fig. 5.

60 PS-Abwärmemaschine d. Techn. Hochschule

Diese Stopfbüchsen erfordern schon bei den mit viel geringeren Kolbengeschwindigkeiten und mit wesentlich niederen Spannungen arbeitenden Schweflig-Säure-Compressoren der Eismaschinen einige Aufmerksamkeit. Um so grösser waren die Schwierigkeiten bei den viel höheren Drücken der Abwärmemaschine (bis zu 15 Atm.) und bei der hohen Tourenzahl von mehr als 150 pro Minute.

Es ist ein besonderer Vortheil der schwefligen Säure, dass sie eine schmierende Eigenschaft besitzt. Bei den früheren Versuchen im Maschinenlaboratorium habe ich die Abwärme

maschine sogar mit um ca. 30° überhitzten SO₂-Dämpfen betrieben und dabei noch ohne jede Cylinderschmierung vorzüglichen Maschinengang erzielt.

Der Vortheil, die Cylinderschmierung bei der schwefligen Säure entbehren zu können, kommt wesentlich den Oberflächenapparaten zu Gute, die in ihrer Wärmeübertragungsfähigkeit selbst nach jahrelangem Betrieb nicht durch Ölanatz beeinträchtigt werden können, ein Vortheil, der bekanntlich auch bei den SO₂-Eismaschinen schon lange geschätzt wird.

Bei den Stopfbüchsen der Kolbenstangen kann man indessen Schmiermittel nicht ganz entbehren, da ja die Aufgabe der Packung darin besteht, das Durchtreten der SO₂ nach aussen zu verhindern, so dass in dem vorderen Teil derselben schweflige Säure überhaupt nicht mehr vorhanden sein darf, wenn die Abdichtung vollkommen sein soll.

Der dem Aussenraum zunächst liegende Theil der Packung kann daher nicht mit SO₂, sondern muss mit Fett geschmiert werden. Aufgabe des Constructeurs war es deshalb, die Stopfbüchse so auszubilden, dass das Mitnehmen des Fettes durch die Kolbenstange in den Cylinder verhindert wurde. Dies ist vollständig gelungen. Als der SO₂-Cylinder nach mehr als dreimonatlichem Betrieb geöffnet wurde, konnten nur Spuren von Fett in den Auslassentgehäusen wahrgenommen werden. Der Cylinder selbst war so spiegelblank, wie er bei gut gewarteten Dampfmaschinen zu sein pflegt.

Auch beim Betrieb dieser Maschine ergab sich, dass die Condensation in dem SO₂-Cylinder auffallend gering war. Trotzdem keine besonderen Flüssigkeitsablasshähne am Cylinder vorhanden waren, wie in der Regel bei Dampfzylindern, haben sich beim Anlassen niemals die geringsten Schwierigkeiten ergeben. Die Maschine wurde in Betrieb gesetzt, ohne dass der Kaldampfcylinder vorher angewärmt werden musste. Auch die Wartung der Abwärmemaschine erforderte nicht mehr Aufmerksamkeit, wie die einer Dampfmaschine.

Der Verdampfer und der Condensator der Abwärmemaschine wurden in der in Fig. 6 dargestellten Anordnung an der Stelle des vorhandenen Oberflächencondensators (siehe Fig. 4) vor der Dampfmaschine aufgestellt, während die Kühlwasser- und die Trockenluftpumpe des weggenommenen Dampfmaschinencondensators beibehalten wurden.

Der Entwurf der Oberflächenapparate musste vollständig neu durchgearbeitet werden.

Die Bauart der bei Eismaschinen üblichen Apparate konnte hier nicht in Betracht kommen, da die in der Stunde zu übertragenden Wärmemengen hier sehr viel grösser sind und man daher eine wesentliche Erhöhung der Oberflächenleistung erzielen musste, wenn man nicht übermässig umfangreiche und theuere Apparate herstellen wollte.

Man war daher gezwungen, die Bauart der Apparate so zu vervollkommen, dass pro Quadratmeter Oberfläche und bei gleichem Temperaturverlust erheblich mehr Wärmeinheiten pro Stunde übertragen werden konnten, wie dies bei den Eismaschinenapparaten gegenwärtig der Fall ist. Ausserdem musste der Zusammenbau der Apparate in viel gedrängterer Form erfolgen, als dies unter Beibehaltung der gewöhnlichen Construction der Eismaschinenapparate z. B. mit Kühlschlangenrohren erreichbar gewesen wäre.

Man war bei Schwefig-Säure-Eismaschinen immer bestrebt, die Anzahl der Dichtungen der Kühlrohre thunlichst herabzumindern und sie so anzuordnen, dass die Dichtungsstellen von dem Kühlwasser möglichst nicht bespült wurden, um Zerstörungen zu vermeiden, welche bei eventuellem Versagen der Abdichtung durch die Vereinigung von Wasser und schwefliger Säure eintritt.

Es ist ja bekannt, dass bei Zutritt von atmosphärischer Luft und besonders von Wasser die schweflige Säure lebhaft zu H_2SO_3 oxydiert, welche letztere Metalle angreift.

Es ist dies auch der wesentlichste Einwand, den man gegen die Verwendung der schwefligen Säure bei Eismaschinen anführt.

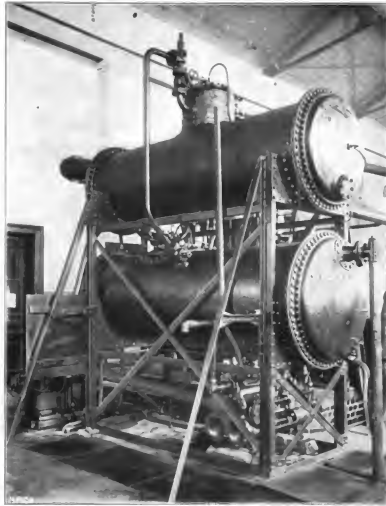


Fig. 6

Oberflächen-separat der 50 PS.-Abwärmemaschine.

Thatsächlich ist es richtig, dass stark luft- und wasserhaltige schweflige Säure die Metalle angreift, aber ebenso sicher ist, dass wasserfreie schweflige Säure für Metalle ganz indifferent ist.

Das Einströmen von Luft bei der Abwärmemaschine ist ganz unmöglich, da die in der Maschine herrschenden Spannungen sämtlich über der Atmosphäre liegen.

Ferner ist die heutige Technik im Stande, die Dichtungen der Apparate so sicher und zuverlässig herzustellen, dass bei gutem Material und sorgfältiger Arbeit Zerstörungen durch Zutritt von Wasser ganz ausgeschlossen sind.

Ich bemerke hierzu, dass die früheren Versuchsapparate in der Hochschule länger als ein Jahr mit SO_2 und Wasser gefüllt standen, ohne den geringsten Anstand ergeben zu haben, und dass die Apparate der neuen 60 PS.-Maschine der Hochschule seit Juli v. J., also $\frac{3}{4}$ Jahr, gefüllt sind. Mehrfach vorgenommene Untersuchungen haben ergeben, dass die Apparate andauernd in vorzüglichem Zustande sich befinden.

Allerdings ist es nöthig, die Prüfung der Apparate auf Dichtigkeit nach der Herstellung mit anderen Mitteln vorzunehmen, als wie etwa bei Dampfkesseln, wo sie mit der Wasserdruckprobe erfolgt. Es mussten hier ebenso neue Untersuchungsmethoden und Verfahren herausgebildet werden, wie bei dem Bau der Apparate neue Wege einzuschlagen waren.

Bei der Bauart der neuen Oberflächenapparate der Abwärmemaschine ist auf die Anzahl der Dichtungen keine Rücksicht genommen, dieselben sind vielmehr auch unbedenklich so angeordnet, dass auf der einen Seite der Dichtungsstellen Wasser, auf der anderen Seite schweflige Säure sich befindet.

Nothwendig ist lediglich die Verwendung guten Materials, sorgfältige Herstellung und vor allen Dingen richtige Prüfung der Apparate.

Verdampfer und Condensator haben die Form von Cylindern von je 3 m Länge, und besitzen im Innern Rohrsysteme; der erstere hat bei einem inneren Durchmesser von 880 mm 70 qm wirksame Oberfläche, der letztere bei einem solchen von 1040 mm 160 qm wirksame Oberfläche.

Die Apparate sind ganz aus Eisen ausgeführt, was sich sehr gut bewährt hat. Zur Verwendung von Kupfer liegt keine Nothwendigkeit vor, wenn nicht das Kühlwasser säurehaltig ist.

Der Verdampfer ist für einen Arbeitsdruck bis zu 20 Atm., der Condensator für einen solchen bis zu 8 Atm. gebaut, um genügende Sicherheit zu bieten. Bei beiden Apparaten ist die Bauart derart eingerichtet, dass man, ohne die schweflige Säure aus den Apparaten herausnehmen zu müssen, sich jederzeit von dem Zustand der Dichtungen innerhalb der Apparate überzeugen kann, und dass diejenigen Theile der letzteren, welche Verschmutzungen während des Betriebes ausgesetzt sein können, d. s. beim Verdampfer die von dem Abdampf berührten und beim Condensator die von dem Kühlwasser benetzten Rohrwände, während der Betriebspausen leicht und bequem gereinigt werden können.

Um Theile der Rohrleitungen ausschalten und den Kaltdampfcylinder nachsehen zu können, ohne die SO_2 aus den Apparaten herauszunehmen, sind unmittelbar auf sämtliche Stutzen der Apparate Ventile aufgesetzt.

Die in den Apparaten herrschenden, im Allgemeinen verhältnissmässig sehr niederen Temperaturen, sowie die vorkommenden geringen Temperaturunterschiede verursachen keine schädlichen Ausdehnungen, was für die Haltbarkeit der Dichtungen von grossem Einfluss ist. Die grösste Temperaturdifferenz von ca. 40° tritt im Verdampfer bei der Inbetriebsetzung auf. Im Betrieb selbst beträgt sie nur etwa $5-8^\circ$, trotzdem die Bauart der Apparate so getroffen ist, dass die Schweflig-Säure-Dämpfe um einige Grad überhitzt werden. Durch diese Anordnung kommt man mit einem geringen Dampfraum beim Verdampfer aus, ohne fürchten zu müssen, der Abwärmemaschine nasse Dämpfe zuzuführen.

Als Sicherheitsvorrichtungen sind bei beiden Apparaten Sicherheitsventile angebracht. Das Sicherheitsventil des Verdampfers bläst nach dem Condensator hin aus, während

das Sicherheitsventil des letzteren, welches nur für kaum wahrscheinliche Zufälle vorgesehen ist, in die freie Luft führt.

Die Versuche haben bestätigt, dass die Wärmedurchgänge im Verdampfer unter erheblich geringeren Temperaturverlusten vor sich gehen als im Condensator. Es konnten bei Ersterem pro Quadratmeter Oberfläche und bei gleichem mittleren Temperaturgefälle ca. die vierfache Anzahl Wärmeinheiten übertragen werden wie im Condensator.

Infolge der eigenartigen Bauart des Condensators konnten jedoch annähernd die doppelte Anzahl Calorien unter sonst gleichen Verhältnissen als bei den Oberflächen-Apparaten der Eismaschinen durchgeleitet werden.

Die Versuchsergebnisse liessen ferner erkennen, dass die Apparate in ihrer Dimensionierung etwas zu reichlich angenommen waren, und dass bei Neuausführungen die Abmessungen, namentlich beim Verdampfer, eingeschränkt werden könnten.

Selbstverständlich lässt sich die Aufstellung des Condensators und des Verdampfers in Bezug auf die Maschine auch anders bewirken, als wie dies bei der Anlage in der Technischen Hochschule geschehen ist.

Es steht z. B. nichts im Wege, den Verdampfer zwischen Niederdruckdampfzylinder und Schwellig-Säure-Cylinder unter den Fussboden zu legen, nach Art eines Zwischenbehälters, und den Condensator entweder auf dem Dach des Maschinenhauses aufzustellen, wie dies bei Eismaschinenanlagen üblich ist, oder in einem Neben- oder Kellerraum unterzubringen.

Ich komme darauf später noch zurück.

Das Hinüberschaffen der im Condensator verflüssigten schwefligen Säure nach dem Verdampfer erfolgt durch eine kleine Pumpe, die etwa mit der Speisepumpe eines Dampfkessels verglichen werden kann. Diese Pumpe erfordert eine besondere Bauart, um eine sichere Beförderung der flüssigen schwefligen Säure zu ermöglichen, da letztere die dem Condensatordruck entsprechende Temperatur besitzt und bei geringer Verminderung des Drucks sofort eine Verdampfung der Flüssigkeit und damit Versagen des Ansauges eintritt. Besondere constructive Ausbildung bedingt auch die Druckleitung der Pumpe, um Flüssigkeitsschläge in derselben zu verhüten, da Druckwindkessel mit Luftfüllung nicht anwendbar sind.

Der Kraftbedarf dieser SO_2 -Speisepumpe, die naturgemäss von der Abwärmekraftmaschine angetrieben werden muss, ist gering, derselbe beträgt etwa $\frac{2}{10}\%$ der gesammten Maschinenleistung. Die Pumpe wird bei der Maschine der Hochschule durch Excenter angetrieben und ist neben das Schwungrad unmittelbar auf das Fundament gesetzt.

Die Abwärmemaschine in der Technischen Hochschule ist seit Ende September vorigen Jahres mit wenigen kurzen Unterbrechungen im Betrieb. Irgendwelche Anstände haben sich während dieser sechsmonatlichen Betriebszeit nicht ergeben.

Theils sind zahlreiche Versuche ausgeführt worden, theils hat die Maschine den elektrischen Strom für die Beleuchtung der Hochschule geliefert.

Beim Laden der Accumulatoren stieg die minutliche Umdrehungszahl der Maschine zeitweise auf 168, ohne dass Schwierigkeiten z. B. in den Dichtungen der Kolben- und Ventilstangen auftraten.

Die Regulierung der combinirten Dampf- und Abwärmemaschine entsprach allen Anforderungen, trotz des Hinzukommens des vierten Cylinders. Der Regulator der Dampfmaschine

beeinflusste nur die Füllung des Hochdruckcylinders, während der Verdampfer und der SO_2 -Cylinder gewissermassen die Rolle eines Zwischenbehälters resp. Niederdruckcylinders übernahmen.

Einzelne Schwierigkeiten in Bezug auf die Kolbenstangenabdichtung, die im Anfang noch aufgetreten sind, wurden vollständig behoben. Die Abdichtung sämtlicher Theile ist tadellos erreichbar.

Lediglich die Lebensdauer der in die Stopfbüchse der Kolbenstange eingelegten Weichpackung ist noch nicht ganz befriedigend. Das Packungsmaterial muss jetzt noch nach etwa 14 bis 20 tägigem Dauerbetrieb theilweise erneuert werden.

Es dürfte jedoch nur die Frage von einigen Wochen sein, bis auch dieser geringfügige, nicht ins Gewicht fallende Mangel behoben sein wird.

175 PS.-Abwärmemaschine der B. E. W.-Centrale Markgrafenstrasse.

Während bei der Anlage in der Technischen Hochschule der SO_2 -Cylinder mit der Dampfmaschine zu einem einheitlichen Maschinensatz gekuppelt ist, besteht die jetzt nahezu betriebsfertige 175 PS.-Abwärmemaschine der Centrale der Berliner Electricitäts-Werke in der Markgrafenstrasse als selbständige Maschine für sich.

Die Centrale der Markgrafenstrasse ist bekanntlich die älteste der B. E. W. und hat verhältnissmässig kleine Maschineneinheiten. Es laufen dort stehende 360 PS. Verbundmaschinen, die von van den Kerckhove in Gent gebaut sind.

Die Maschinen haben noch erheblichen Dampfverbrauch (ca. 8,2 kg pro PSI. und Stunde), so dass voraussichtlich mit dem Abdampf einer Maschine eine Abwärmemaschine von ca. 175 PSI. betrieben werden kann.

Die Abwärmemaschine ist von der Berliner Maschinenfabrik und Eisengiesserei vorm. J. C. Freund & Co. ausgeführt und dient zum directen Antrieb einer Dynamo, welche ebenso wie die anderen Dynamomaschinen auf das Kabelnetz der B. E. W. arbeitet. Die Maschine ist ein cylindrig, hat 450 mm Cylinderdurchmesser, bei 500 mm Hub, und leistet bei $n = 130$ pro Minute 150 eff. PS. Die Bauart der Maschine ist aus Fig. 7 ersichtlich.

Der für die Aufstellung der Abwärmekraftanlage zur Verfügung stehende Raum ist sehr beschränkt, niedrig, ohne Luft und Licht, da unmittelbar darüber die Dampfkessel der Centrale aufgestellt sind. Dies dürfte aus den Fig. 8 und 9 hervorgehen, welche die Maschine und die Condensatoren im Maschinenraume montirt darstellen.

Wenn man sich trotzdem entschlossen hat, unter diesen ungünstigen örtlichen Verhältnissen die Anlage aufzustellen, so dürfte dies beweisen, dass man die Dichtleit der Apparate und der Maschine vollständig beherrscht.

Die Abwärmekraftmaschine hat einen kräftigen Gabelrahmen, an welchem der durch einen Fuss gestützte Cylinder angeschlossen ist. Der Rahmen ist mit einer Art Laterne versehen, um die lange Stopfbüchse aufzunehmen und bequem zugänglich zu machen.

Zur Dampfvertheilung ist nur ein Kolbenschieber angeordnet, der durch ein mit Achsenregulator verbundenen Excenter angetrieben wird. Eine Seite der gekröpften Kurbelwelle trägt die Kupplung zum Anschluss der Dynamowelle, auf der Anker und Schwungrad aufgesetzt sind.

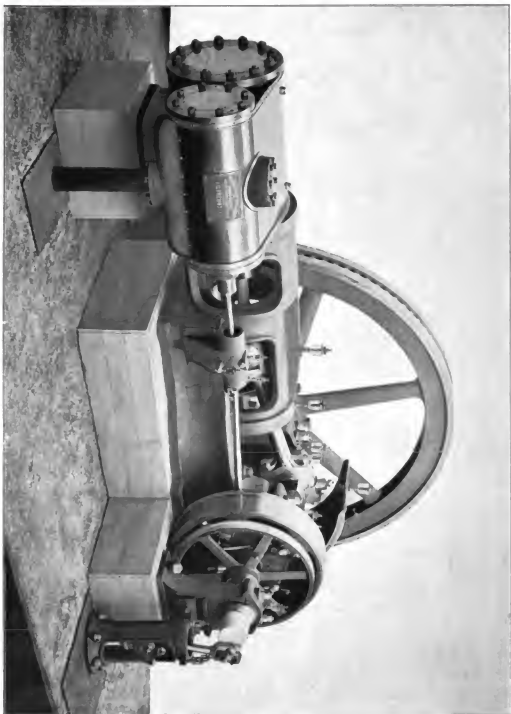


Fig. 2.

175-*h*portable engine of the R. E. W. Co. Co. Co. Co. Co.

Die Schweflig-Säure-Pumpe ist unter dem Fussboden aufgestellt und wird durch eine auf der Kurbelwelle ausserhalb eines besonderen Lagers sitzende Kurbel mittels Lenkstange angetrieben.

Der Achsenregulator hat im Wesentlichen nur das Durchgehen der Maschine bei etwaiger plötzlicher Entlastung zu verhüten und ist für eine beliebige maximale Füllung im Stillstand einstellbar, im Uebrigen aber greift er nur dann ein, wenn die normale Tourenzahl um einige Procent überschritten ist, indem er lediglich die Füllung vermindert.

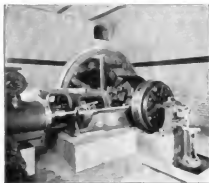


Fig. 8



Fig. 9

Eine eigentliche Regulirung findet nicht statt und ist unnöthig, weil die Dynamos der Dampfmaschine wie auch der Abwärmemaschine auf ein gemeinschaftliches Netz arbeiten und sich gegenseitig beeinflussen. Der Verdampfer der SO_2 -Maschine spielt auch hier die Rolle eines Receivers und lässt etwaige Spannungsschwankungen der SO_2 -Dämpfe in gewissen Grenzen zu.

Eine einfache Sicherheitsvorrichtung, welche das Durchgehen der Abwärmemaschine verhindert, würde für diesen Fall vollkommen genügen. Der Regulator wurde an der Maschine angebracht, um auch Versuche mit selbständiger Regulirung ausführen zu können.

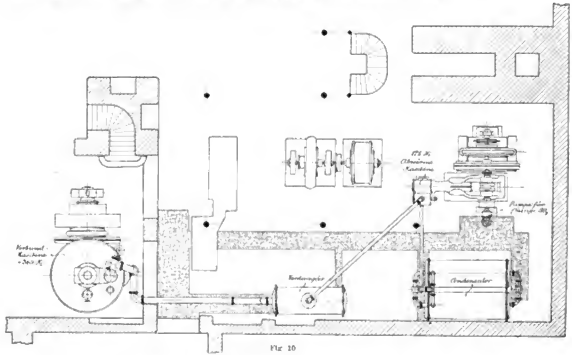
Das etwaige Ansteigen des Druckes im Verdampfer über 15 Atm. wird durch Sicherheitsventile, welche nach dem Condensator ableiten, verhindert.

Es kommen ein Verdampfer und zwei Condensatoren zur Verwendung. Die Theilung des Condensators wurde nothwendig wegen der schwierigen Zugänglichkeit des Maschinenraums, da ein Apparat seiner Grösse wegen sonst nicht hätte eingebracht werden können.

Zum Wegschaffen des Condensats aus dem Verdampfer wird die Luftpumpe des vorhandenen Einspritzcondensators der Dampfmaschine benützt, indem durch dieselbe gleichzeitig mit dem Condensat noch etwas abfliessendes Kühlwasser mitangesaugt wird, damit die Pumpe, die als Trockenluftpumpe viel zu gross ist, besser gefüllt wird.

Diese Anordnung hat abgesehen von der Einfachheit, noch den Vorzug, dass bei event. Betriebsstörungen in der Abwärmemaschine durch einfaches Umschalten die Dampfmaschine mit Einspritzcondensation betrieben werden kann.

Für den SO_2 -Condensator steht nur das sonst für die Dampfmaschine vorhandene Einspritzwasser als Kühlwasser zur Verfügung. Dasselbe wird, wie bei fast allen B. E. W. Centralen, aus Tiefbrunnen beschafft und hat eine gleichmäßige Temperatur von ca. 10° .



Die Gesamtanordnung der Abwärmemaschine mit den Oberflächenapparaten und der Dampfmaschine ergibt sich aus Fig. 10.

Versuchsergebnisse der Maschine der Technischen Hochschule.

Während der sechsmonatlichen Betriebszeit dieser comb. Dampf- und Abwärmemaschine wurde eine grosse Zahl von Versuchen ausgeführt, theils um die durch die Abwärmemaschine unter verschiedenen Verhältnissen hinzugewonnene Arbeitsleistung zu ermitteln, theils um die günstigsten Beziehungen der Dampfmaschine zur Abwärmemaschine und den geringsten Dampfverbrauch der combinirten Maschine festzustellen.

Die Versuche wurden theilweise bald nach der Inbetriebnahme der Maschine, vorzugsweise jedoch nach dreimonatlichem Betrieb ausgeführt, um wirkliche Betriebsresultate zu gewinnen.

Wesentlich erleichtert wurde die Durchführung der Versuche durch die an der Dampfmaschine und im Laboratorium vorhandenen vorzüglichen Einrichtungen.

Die Versuche wurden bei denkbar bestem Beharrungszustand der Maschine vorgenommen, nachdem dieselbe vorher 3 bis 4 Stunden im Betrieb war.

Die Belastung der Maschine erfolgte durch eine auf Glühlampen Widerstand arbeitende A. E. G.-Gleichstromdynamo F. 800, welche normal bei 150 minutlichen Umdrehungen 400 Amp. bei 240 Volt leistet und die zeitweise um 40% und mehr überlastet wurde, so dass der durch den Abwärmecylinder bewirkte Zuwachs an Leistung von der Dynamo aufgenommen werden konnte. Die geleistete electriche Energie wurde an dem gewöhnlichen Volt- und Ampèremeter der Schalttafel abgelesen.

Der Dampfverbrauch der Dampfmaschine resp. der Abdampfverbrauch der Abwärmemaschine wurde ausschliesslich dadurch bestimmt, dass das aus dem Condensator der Dampfmaschine (Verdampfer der SO₂-Maschine) entfernte Condensat gekühlt und dann gewogen wurde.

Bei den Versuchen, bei denen das Condenswasser aus den Heizmänteln und Zwischenbehältern der Dampfmaschine nicht in den Verdampfer geleitet wurde, um die Wärme des heissen Condenswassers und die etwa durch die Condensstöpfe durchgehenden Dampfverluste dort auszunutzen, wurde dasselbe besonders gekühlt und gewogen.

Bei den Angaben über den Abdampfverbrauch der Abwärmemaschine ist durchgängig der Umstand nicht berücksichtigt, dass der Abdampf aus dem Niederdruckcylinder der Dampfmaschine einen gewissen Wassergehalt besitzt. Die mitgetheilten Werthe sind daher für die practische Beurtheilung des Abdampfverbrauchs der Abwärmemaschine richtig, für die

thermische Berechnung des Verbrauchs an Wärmeeinheiten jedoch zu hoch, namentlich in den Fällen, in denen auch das Condenswasser der Mäntel etc. mit in den Verdampfer eingeführt wurde.

Es würde zu weit führen, sämtliche mit der Maschine ausgeführten Versuche angeben. Es dürfte genügen, einige kennzeichnende Ergebnisse mitzutheilen. Dieselben sind aus nachfolgender Tabelle zu entnehmen, die alle wesentlichen Angaben enthält, und zwar als Mittelwerthe aus den alle 10 Minuten vorgenommenen Ablesungen und Inducierungen.

Vor der Inbetriebsetzung der Abwärmemaschine war die Görlitzer Dampfmaschine in guten Stand gesetzt worden, indem beispielsweise die Ventile nachgeschliffen wurden etc.

Um den Dampfverbrauch dieser Maschine möglichst herabzumindern, damit der durch die Abwärmemaschine auch bei vorzüglichen Dampfmaschinen noch zu erzielende Vortheil festgestellt werden konnte, wurde mit hoher Ueberhitzung (ca. 300°) gearbeitet. Bei den zunächst ausgeführten Versuchen (a, b und c) wurde die Spannung der SO₂-Dämpfe im Verdampfer so gewählt, dass bei einem noch guten Vacuum im Dampfmaschinencondensator die Diagramme des Abwärmecylinders einwandfrei waren.

Der bei diesen Versuchen erzielte günstigste Dampfverbrauch der Dampfmaschine allein (Versuch b) betrug 5 kg pro PSI. und Stunde.

Die Abwärmemaschine leistete hierbei noch 34,2% der Dampfmaschinenarbeit.

Der Dampfverbrauch pro PSI. und Stunde der combinirten Maschine reducirte sich in Folge der hinzu gekommenen Leistung des Abwärmecylinders bei diesem Versuch auf 3,74 kg, die beiden anderen Versuche weichen nur wenig davon ab.

Dieses Resultat muss als hervorragend günstig bezeichnet werden, namentlich wenn man in Betracht zieht, dass die untersuchte Maschine nur eine Gesamtleistung von 218 PSI. entwickelt hat.

Zum Vergleich möge angeführt werden, dass die neuen in der Centrale Luisenstrasse der B. E. W. aufgestellten 3000 PS.-Dampfmaschinen bei der gleichen Ueberhitzung von 300° pro PSI. und Stunde 4,3 kg Dampf gebrauchen.

Demgegenüber ist der Verbrauch einer 200 PS.-Maschine mit 3,74 kg pro PS. und Stde. ein bedeutender Fortschritt.

Die Versuche wurden nach längerer Betriebszeit der Maschine im Februar wieder aufgenommen, um thatsächliche Betriebsresultate zu erhalten (Vers. 3 u. folg.)

Bei diesen Versuchen arbeitete die Dampfmaschine etwas ungünstiger wie früher. Nach den Versuchen vorgenommene Dichtigkeitsproben am Hoch- und Mitteldruckcylinder ergaben, dass die Ventile derselben nicht mehr ganz dicht waren.

Da die Maschine in der den letzteren Versuchen vorhergehenden Betriebsperiode mit überhitztem Dampf betrieben worden war, um gleichzeitig Erfahrungen über das Verhalten der Dampfmaschine beim Dauerbetrieb mit hoher Ueberhitzung zu gewinnen, so dürften die später festgestellten Undichtigkeiten der Ventile auf die Verwendung des überhitzten Dampfes zurückzuführen sein. Aehnliche Erfahrungen sind auch bei den grossen Maschinen der B. E. W. mit hoch überhitztem Dampf gemacht worden.

Versuche an der Dampf-Abwärmkraftmaschine der Hochschule (Mittelwerte).

Nr. des Versuchs Datum des Versuchs	Zustand der Maschine												
	Dampfmaschine arbeitet mit 2facher Expansion					Wasser aus den Condensiröfen in den Verdampfer geleitet							
	a.	b.	c.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
25.10.00 21.11.00 22.11.00 12.2.01 14.2.01 14.2.01 15.2.01 15.2.01 16.2.01 20.2.01 20.2.01 21.2.01 21.2.01	Dampfmaschine arbeitet mit 2facher Expansion												
Wasser aus den Condensiröfen in den Verdampfer geleitet													
Frischdampf überhitzt													
d. Abwas- geleitet													
Wasser ge- schieden													
Frischdampf überhitzt													
mit heissem Kühnwasser													
Tootenzahl pro Minute	126,0	136,3	137,4	145	145	148	148	148	148	148	137	148	146
Volt	210	180,5	210	191	209	212	201	230	230	230	230,8	210	230
Ampere	502	529	581	414,5	579	576,1	610	610	606,5	508,7	551	479	373
Temperaturen	2730	3099	3109	3066	3046	3041	3011	3011	180,5*	333,8	339*	532*	339*
Dampfdruck	8,8	11,0	11,1	11	11	11	11,1	11,1	11,1	11,1	11,5	11	11
Inhalt des Ueberh.	80	80,5	70	85	70,5	69	68,5	68,5	68,2	71	69,1	70,2	75,2
Verhältnis des Condensates in %	60	59	62,7	11,5	69,5	61,5	77,1	77,3	69,1	79,7	88	75	61,6
Inhalt des Ueberh.	41	30,8	43,9	31,4	43	41,1	43,1	42,7	46,5	45	46,5	41	32,1
Inhalt des Ueberh.	30	34,8	43,9	29,8	41	40,3	43,0	42,7	46,5	45	46,5	41	32,1
Inhalt des Ueberh.	134	121,1	165,3	100,1	117,5	140,6	104,1	105,7	106,3	123,7	142,6	119,4	85,7
Inhalt des Ueberh.	719	637	853	601,5	808	804,5	807,5	805	1162	718	855	731	543
Inhalt des Ueberh.	719	637	853	601,5	808	804,5	807,5	805	1162	718	855	731	543
Inhalt des Ueberh.	5,6	5,0	5,45	6,45	6,07	6,2	5,87	5,86	7,3	6,05	5,98	6,12	6,48
Inhalt des Ueberh.	55,6*	56,5*	50,1*	50,1*	50,3*	61,5*	68,3*	70,5*	67,5*	67,1*	67,1*	67,3*	61,4*
Inhalt des Ueberh.	19,0*	18,8*	19,3*	18*	20,7*	19,8*	20,0*	18,7*	21,1*	18,1*	19,1*	21*	18,4*
Inhalt des Ueberh.	9,8*	9,9*	9,9*	10,1*	10,1*	10,1*	10,1*	10,1*	10,1*	10,1*	10,1*	10,1*	10,0*
Inhalt des Ueberh.	15,5*	15,7*	16,9*	15,7*	17,2*	17,4*	17,0*	16,7*	18,1*	16,3*	15,1*	21,8*	17,2*
Inhalt des Ueberh.	9,3	9,0	12,1	7,8	10	13,2	13,1	13,7	12,5	12,7	12,5	12,7	11,6
Inhalt des Ueberh.	2,2	2,25	2,45	2,28	2,5	2,5	2,55	2,4	2,71	2,34	2,14	3,25	2,23
Inhalt des Ueberh.	46	45,3	57,1	31,5	50,8	58,5	62,2	55,5	67	48,7	56,5	41,1	31,1
Inhalt des Ueberh.	34,4	34,2	37	30,3	34,5	34	37,9	33,3	42,1	38,4	39,5	34,6	37,2
Inhalt des Ueberh.	16,3	14,6	14,8	21	17,65	15,47	15,6	—	14,5	—	—	—	—
Inhalt des Ueberh.	180	170,5	218,2	131,5	188,3	206,1	226,6	221,2	225,7	172,4	190,1	169,8	114,8
Inhalt des Ueberh.	154	146	180	119	177	170	202	205	203	151	141	144	91
Inhalt des Ueberh.	143	136	167	109	153	165	192	191	193	141	170	131	85
Inhalt des Ueberh.	719	637	853	601,5	808	804,5	807,5	805	1162	718	855	731	543
Inhalt des Ueberh.	4,15	3,74	3,98	4,92	4,52	4,40	4,26	4,36	5,15	4,33	4,28	4,54	4,73
Inhalt des Ueberh.	—	53,000	59,900	—	56,500	51,500	56,400	57,200	60,500	55,200	54,800	53,800	37,000
Inhalt des Ueberh.	—	310	278	—	298	250	219	258	368	320	275	147	322
Inhalt des Ueberh.	79,5	80,1	78	80,4	82,8	81	81,5	86	84,2	82,5	85,5	74	—
Inhalt des Ueberh.	85,5	86,2	83,8	87,5	89,1	87	90,8	89,5	90,5	89,8	92	89,8	79,5

* Wirkungsgrad der Dynamo: 85% angenommen.

Auch bei den Ventilen des Abwärmecylinders wurde eine geringe Durchlässigkeit constatirt, die auf nicht ganz exacte Führung der Ventile zurückzuführen ist. Daher ist auch der Abdampfverbrauch der Abwärmemaschine etwas höher als bei den früheren Versuchen.

Bezüglich der bei den Versuchen zu wählenden Dampf-Condensator- resp. Verdampfer spannung ging ich zunächst von der Ansicht aus, dass durch den Anschluss der Abwärmemaschine eine Verschlechterung der Dampfmaschine nicht eintreten dürfe, dass also die Dampfmaschine mit sehr gutem Vacuum arbeiten müsse, und dass hierbei das günstigste Gesamtresultat zu erzielen sei.

Es ist bekannt, dass die Dampfmaschinenfabriken bei ihren Garantieversuchen das Vacuum in dem Condensator möglichst auf 90% halten.

Es war deshalb zunächst anzunehmen, dass der durch die Abwärmemaschine erzielbare Gewinn nicht auf Kosten der Dampfmaschine erfolgen dürfe, indem man z. B. das Vacuum derselben verschlechterte, obwohl es doch eine bekannte Thatsache ist, dass gerade im Niederdruckcylinder der Dampfmaschinen, namentlich bei hohem Vacuum, die Cylindercondensation sehr ererblich ist.

In der Regel findet man, dass im praktischen Betriebe nur mit einem mittleren Vacuum von 80% gearbeitet wird, da 90% nicht überall erreicht werden und viele Ingenieure sind der Ansicht, dass das erstere Vacuum für die effectiv geleistete Arbeit das öconomischste ist. Es lag deshalb nahe, durch Versuche festzustellen, wie sich das Gesamtresultat der combinirten Maschine bei verschiedenen Vacuumspannungen verhält.

Zunächst wurde die Anlage mit dem besten Vacuum betrieben, bei dem der Abwärmecylinder noch die SO₂-Dämpfe wegschaffen konnte. Derselbe war unter Voraussetzung eines mittleren Vacuum von 75% dimensionirt worden, so dass die Dampf-Condensatorspannung nur so weit herunter genommen werden konnte, als der Kaldampfzylinder bei seiner grössten Füllung die im Verdampfer erzeugten SO₂-Dämpfe noch aufnehmen konnte. Dies war bei 85% Vacuum und bei etwas verminderter Dampfmaschinenleistung der Fall.

Unter diesen Umständen ist Versuch 3 ausgeführt, bei dem durch den Abwärmecylinder trotz seiner grossen Füllung (geringen Expansion), noch 30,5% an Leistung hinzu gewonnen werden konnten.

Um jedoch des Vergleichs wegen wenigstens den Dampfverbrauch der Dampfmaschine allein bei 90% Vacuum festzustellen, wurde noch ein weiterer (in der Tabelle nicht enthaltener) Versuch ausgeführt, bei dem die erzeugten aber durch den SO₂-Cylinder auch bei grösster Füllung nicht mehr aufgenommenen SO₂-Dämpfe durch Umströmung und Abdrosselung unmittelbar vom Verdampfer nach dem Condensator übergeleitet wurden. Bei diesem Versuch wurden bei einer Dampfmaschinenleistung von 175,7 PSI, 304° Ueberhitzung, 145 minutlichen Umdrehungen und 92% Vacuum 5,72 kg Dampf pro PSI und Stunde von der Dampfmaschine allein verbraucht.

Vergleicht man dieses Resultat mit Versuch 6, der mit 68,5% Vacuum, aber bei sonst nahezu gleichen Verhältnissen einen Dampfverbrauch der Dampfmaschine von 5,87 kg aufweist, so ergibt sich, dass durch die Verbesserung des Vacuum von 68,5% auf das erreichbar Günstigste von 92% der Dampfverbrauch der Dampfmaschine allein von 5,87 kg auf 5,72 kg, also nur um 0,12 kg pro PSI und Stunde, heruntergeht.

Man sieht daraus, dass die Güte des Vacuums in den Grenzen von 70—90% von unwesentlichem Einfluss auf den spezifischen Dampfverbrauch einer Dampfmaschine ist.

Die folgenden Vergleichsversuche wurden daher mit 80 resp. 70% Vacuum angestellt.

Die Resultate eines solchen Vergleichsversuchs sind unter 4 und 5 mitgeteilt. Bei diesen beiden Versuchen wurde die Maschine mit genau der gleichen Leistung und unter genau denselben Verhältnissen zuerst mit 80% und dann mit 70% Vacuum betrieben, so dass die Spannung der SO₂-Dämpfe im Verdampfer im ersteren Falle 10,0 kg und im letzteren Falle 13,2 kg Ueberdruck betragen.

Trotzdem die Strömungsverluste in der Abwärmemaschine bei den höheren Spannungen der SO₂-Dämpfe in Folge ihres grösseren spezifischen Gewichts etwas grösser sind, so ist das günstigste Gesamtergebnis doch stets bei geringerem Vacuum erreicht worden. Während z. B. bei Versuch 4 mit 79,5% Vacuum der Dampfverbrauch der combinirten Maschine 4,52 kg pro PSI. und Stunde betrug, verminderte sich derselbe bei Versuch 5 mit 69% Vacuum aber unter sonst genau gleichen Verhältnissen auf 4,40 kg.

Der Versuch 6, der eine Wiederholung des Versuchs 5 mit etwas grösserer Gesamtleistung ist, ergab eine Verminderung des spec. Dampfverbrauchs der Dampfmaschine von 6,2 kg auf 5,87 kg und der Gesamtmachine von 4,4 kg auf 4,26 kg.

Mehrere Controllversuche ergaben stets das gleiche Resultat, dass bei einem geringeren Vacuum (70%) der Dampfverbrauch der combinirten Maschine am günstigsten war.

Es ist dies ein bemerkenswerthes Ergebnis, das sich darauf zurückführen lässt, dass bei geringerem Vacuum, also kleinerem Temperaturgefälle im Niederdruckcylinder, die Condensationsverluste in dem letzteren erheblich abnehmen, während die geringere Leistung des Niederdruckcylinders durch die Mehrleistung des Kaltdampfeylinders nicht nur aufgewogen, sondern überboten wird.

Ob die günstigste Theilung gerade bei 68—70% Vacuum liegt, konnte durch die Versuche nicht ermittelt werden, da man mit dem Betriebsdruck im Kaltdampfeylinder nicht über 15 kg/cm hinausgehen durfte.

Es ist nicht unmöglich, dass sich das Gesamtergebnis noch etwas weiter günstig verändert hätte, wenn das Vacuum noch unter 70% heruntergebracht worden wäre.

Diese Versuche bestätigen von Neuem, dass die Cylinder-Condensation in der Kaltdampfmaschine sehr gering sein muss, da das Temperaturgefälle im Kaltdampfeylinder beim Arbeiten mit 70% Vacuum eher etwas grösser ist, wie im Niederdruckdampfeylinder. Sonst würde sich das bessere Gesamtergebnis nicht erklären lassen.

Ich möchte hier erwähnen, dass die geringe Cylindercondensation im Abwärmeylinder schon bei den ersten Versuchsmaschine durch genau Untersuchung des Lieferungsgrades der Schwefig-Säure-Pumpe constatirt worden konnte.

Die bei den Versuchen 4 und 6 entnommenen Diagramme der Dampf- und Abwärmemaschine, sind auf gleichen Federnmassstab und auf den Niederdruckeylinder der Dampfmaschine bezogen in Fig. 11, resp. in Fig. 12 dargestellt.

Das Diagramm der Abwärmemaschine in den beiden Figuren ist einerseits dem Temperaturgefälle der combinirten Maschine entsprechend und auf das Niederdruckeylindervolumen

bezogen, unter das Niederdruckdiagramm gezeichnet und ausserdem rechts nach den wirklichen Drücken und dem tatsächlichen Cylindervolumen eingetragen. Diese Darstellung lässt den durch den Kaldampfzylinder erzielten Arbeitsgewinn im Vergleich z. B. zu der Niederdruckzylinderleistung sehr leicht erkennen.

Eine genaue Beurteilung der Dampfverteilung der Maschine nach den aufgenommenen Indicatorogrammen z. B. bei Versuch 6 ergibt sich aus den in Fig. 13 mitgetheilten Dampf- und den in Fig. 14 dargestellten Abwärmeindicatorgrammen.

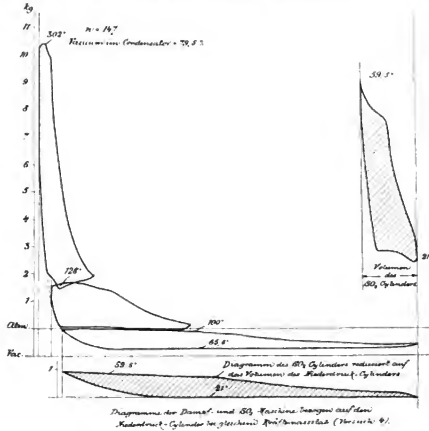


Fig. 13

Wie ich schon in dem früheren Bericht hervorhob, ist der durch die Abwärmemaschine zu erzielende procentuale Gewinn von dem spezifischen Dampfverbrauch der zur Verwendung kommenden Dampfmaschine abhängig. Dies wurde auch durch die neueren Versuche bestätigt.

Bei dem relativ grösseren Dampfverbrauch der Dampfmaschine in Versuch 8, wo mit gesättigtem Dampf gearbeitet worden war, stieg die Leistung des Abwärmecylinders im Vergleich zur Dampfmaschine auf 42,1%.

Für die allgemeine Beurteilung des durch die Abwärmemaschine zu erzielenden Arbeitsgewinns ist jedoch der Abdampfverbrauch derselben massgebend.

Wichtig für den Abdampfverbrauch der SO_2 -Maschine ist der im Verdampfer vorausgesetzte Druck resp. das im Condensator der Dampfmaschine angenommene Vacuum.

Aus der in Fig. 1 dargestellten Curve ergibt sich, dass schon geringe Temperaturveränderungen von mehreren Grad Druckveränderungen der SO_2 -Dämpfe von mehreren Atmosphären bewirken.

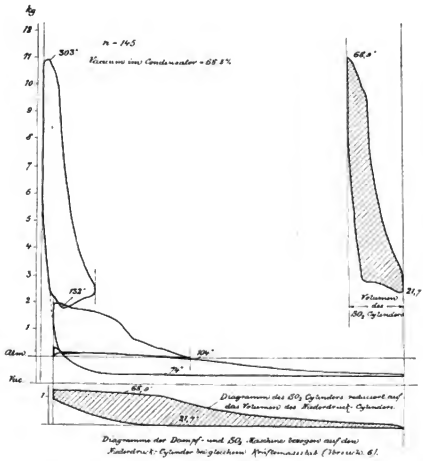


FIG. 12

Bei 80% Vacuum haben z. B. die SO_2 -Dämpfe 11 kg/qcm abs. Spannung, bei 70% Vacuum schon 14 kg/qcm abs. Spannung. Im zweiten Falle wird daher der spezifische Abdampfverbrauch der Abwärmemaschine kleiner sein, als im ersten Falle.

Einen Vergleich in dieser Hinsicht ergeben die unter denselben Verhältnissen gemachten Versuche 4 und 5. Bei denselben wurde 1 PSI in der Abwärmemaschine allerdings unter Hinzurechnung des in den Verdampfer eingeleiteten und mitgewogenen Condenswassers aus den Mänteln und Zwischeubehältern auf je 17,65 resp. 15,47 kg Dampfverbrauch der Dampfmaschine erzielt.

Bei Beurteilung des Abdampfverbrauches der Abwärmemaschine ist ferner noch auf die bei der Strömung der SO_2 -Dämpfe auftretenden grossen Spannungsabfälle hinzuweisen.

Das spezifische Gewicht dieser Dämpfe ist namentlich bei den höheren Drücken viel grösser wie dasjenige des Wasserdampfes.

Daher sind auch die Spannungsverluste bei der Fortleitung der Dämpfe mit den bei Dampfmaschinen üblichen Geschwindigkeiten erheblich grösser.

Die bei der 60 P.S. Abwärmemaschine noch vorhandenen Spannungsabfälle und die durch dieselben verursachten Arbeitsverluste sind aus den in Fig 15 dargestellten Diagrammen zu erkennen.

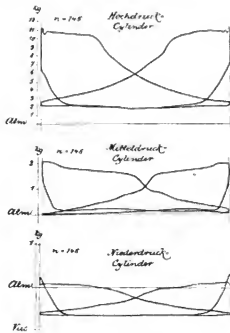


Fig 13.

Während der Spannungsabfall in der Auspfehlung der Maschinen, also bei ca. 3,5 Atm. abs. gegenüber der Condensatorspannung nur 0,4 Atm. beträgt, so steigt derselbe bei einer Verdampferspannung von 10 Atm. Ueberdruck auf 2 kg/qcm und bei einer Verdampferspannung von 13 Atm. und derselben Tourenzahl auf nahezu 3 kg/qcm.

In Folge dessen sind auch die durch die Spannungsabfälle hervorgerufenen Arbeitsverluste (in den Diagrammen schraffirt angegeben) erheblich.

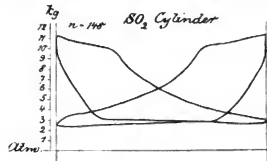


Fig 14.

Dieselben betragen bei den mitgetheilten Diagrammen 16—24 %.

Die grossen Spannungsabfälle bei SO_2 Dämpfen waren schon bei der ersten Versuchsmaschine beobachtet worden und deshalb hatte ich bei der vorliegenden Maschine die Dampfgeschwindigkeiten zwischen Verdampfer und Cylinder geringer bemessen.

Die Versuche lassen jedoch erkennen, dass man hier noch nicht weit genug gegangen ist und dass man durch eine weitere Herabminderung der Dampfgeschwindigkeit in den Einstromungsquerschnitten und eventuell Einschaltung eines Volumens unmittelbar vor dem Cylinder die Spannungsverluste erheblich wird reduciren können.

Wenn trotzdem nach den vorliegenden Versuchen bei der hohen Tourenzahl von 150 pro Minute und bei einem guten Vacuum von 80% mit der Abwärmemaschine 1 P.Si pro Stunde auf je 14.6 kg Dampfverbrauch der Wasserdampfmaschine erzielt werden konnte, so ergibt sich hieraus ein Fortschritt gegenüber der ersten Versuchsmaschine.

Es kann daher angenommen werden, dass bei grösseren Abwärmemaschinen, bei denen sich die Condensationsverhältnisse im Kaldampf-Cylinder aus demselben Grunde günstig verändern dürften, wie bei grossen Dampfmaschinen gegenüber kleineren und unter Voraussetzung eines guten Vacuums der Dampfmaschine und veränderter Spannungsabfälle der SO_2 -Dämpfe 1 PSI. auf je 14 kg Dampfverbrauch p. Stde. erzeugt werden kann.

Dem bei den Versuchen ermittelten Abdampfverbrauch pro PSI. der Kaldampfmaschine entspricht ein Aufwand von stündlich ca. 7800 Wärmeeinheiten, ein für das geringe Temperaturgefälle der Abwärmemaschine hervorragend günstiges Resultat, wenn man bedenkt, dass die zugehörige Dampfmaschine mit Ueberhitzung und 120° Temperaturgefälle etwa 3700 Cal. benötigt.

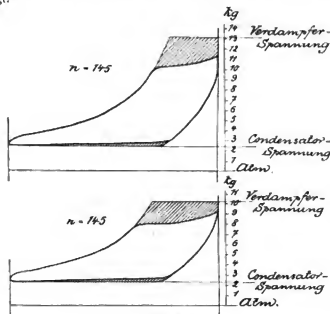


Fig. 15

Einen weiteren, wenn auch geringen Arbeitsgewinn ermöglicht die Abwärmemaschine durch die Ausnutzung der in dem heissen Condenswasser der Heizmantel und Zwischenbehälter der Dampfmaschine enthaltenen Wärme. Es sind auch hier genaue Vergleichsversuche (6 und 7) angestellt worden, deren Ergebnisse in den Diagrammen Fig. 16 dargestellt sind.

Die schraffierte Fläche zeigt den erzielten Arbeitszuwachs des Kaldampfdiagramms unter sonst gleichen Verhältnissen nach Hinleitung des Condenswassers in den Verdampfer.

Im praktischen Betriebe dürfte das Einleiten der Condenswasser in den Verdampfer sich als sehr zweckmässig erweisen, da die durch etwaige Undichtigkeiten der Condensstöpfe entstehenden Dampfverluste z. T. durch die Kaldampfmaschine wieder ausgeglichen werden.

Man könnte gegen das Einleiten des heissen Condenswassers in den Verdampfer geltend machen, dass dasselbe mit mehr Berechtigung in die Kessel zurückgeführt werden müsste. Demgegenüber möchte ich hervorheben, dass das aus dem Verdampfer durch die Luftpumpe entnommene Condensat entsprechend der Condensatorspannung eine Temperatur von $60-70^\circ$ hat und mit Vortheil unmittelbar zur Kesselspeisung verwendet werden kann.

Dies ergibt einen weiteren Vortheil der Dampf-Abwärmemaschinen gegenüber den gewöhnlichen Dampfmaschinen, der einer Kohlenersparnis von etwa 7% gleichkommt.

Dem bei gewöhnlichen Dampfmaschinencondensatoren wird, namentlich wenn ein Vacuum von 90% beliebt wird, das Condensat kalt abgeführt werden müssen.

Bei Verwendung von überhitztem Dampf in der Dampfmaschine wird der relative Abdampfverbrauch der Abwärmemaschine etwas geringer als bei Betrieb mit gesättigtem Dampf.

Dies ist auch erklärlich, da bei überhitztem Dampf die Condensation in der Dampfmaschine selbst geringer ist, mithin der Wärmewert des aus dem Niederdruckcylinder austretenden Abdampfes relativ grösser ist, als beim Betrieb mit gesättigtem Dampf.

Daraus dürfte hervorgehen, dass die Verwendung der Abwärmemaschine bei Dampfmaschinen mit Ueberhitzung nicht überflüssig, sondern wohl angezeigt ist.

Der Vortheil der Dreifach-Verbundmaschine bei Anwendung von hoch überhitztem Dampf ist fraglich, zum wenigsten sehr gering.

Es gibt Ingenieure, welche der Ansicht sind, dass man in diesem Falle mit einer

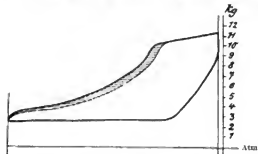


FIG. 16.

Zweifach-Verbundmaschine dasselbe erreicht. Wenn man erwägt, dass bei unseren Versuchen bei 300° Ueberhitzung vor dem Hochdruckcylinder der Dampf beim Eintritt in den Mitteldruckcylinder immer noch eine Ueberhitzung von 20 bis 30° aufwies, so ist in der That anzunehmen, dass bei hoher Ueberhitzung eine Zweifach-Verbundmaschine nahezu ebenso günstig arbeitet wie eine dreifache.

Um diese Verhältnisse durch Versuche aufzuklären, habe ich zeitweise bei der Dampfmaschine den Mitteldruckcylinder ausgeschaltet und den Dampf vom Hochdruckcylinder direct in den Niederdruckcylinder übertreten lassen.

Hierbei sind die Versuche Nr. 9 bis 12 ausgeführt worden.

Trotzdem das Cylinderverhältniss zwischen Hoch- und Niederdruckcylinder dann nicht vollständig entspricht, da der Hochdruckcylinder zu klein ist, so konnte doch durch Verkleinerung der Füllung des Niederdruckcylinders und Verminderung der Gesamtleistung eine leidliche Dampfvertheilung erzielt werden. (Siehe Diagramm Fig. 17.)

Die Versuche ergaben, dass der Dampfverbrauch der mit überhitztem Dampf betriebenen Zwei-Cylindermaschine, trotz eines erheblichen Spannungsabfalles zwischen Hoch- und Niederdruckcylinder genau derselbe war, wie bei der mit Ueberhitzung betriebenen Dreifach-Verbundmaschine.

Wenn man gegen die Verallgemeinerung dieses Ergebnisses einwendet, dass die Versuche mit einer verhältnissmässig kleinen Maschine ausgeführt sind, so dürfte doch jedenfalls feststehen, dass der Dampfverbrauch einer mit hoher Ueberhitzung arbeitenden Zweifach-Verbundmaschine, wenn nicht gleich, so doch nur sehr wenig grösser ist als einer Dreifach-Verbundmaschine. Dagegenüber ist die Verminderung des Dampfverbrauchs durch das Hinzufügen eines Abwärmecylinders so erheblich, dass es bei Verwendung von überhitztem Dampf

vollständig genügt bei combinirten Maschinen, die Dampfmaschine als Zweifach-Verbundmaschine auszuführen, mithin eine Maschine zu schaffen, welche nicht mehr Cylinder enthält, als die jetzt übliche Dreifach-Verbundmaschine.

Kühlwasserverbrauch.

Gegen die Abwärmemaschine ist von vielen Seiten eingewendet worden, dass der Kühlwasserverbrauch derselben sehr viel höher sei, als bei Dampfmaschinen. Thatsächlich liegen die Verhältnisse folgendermassen.

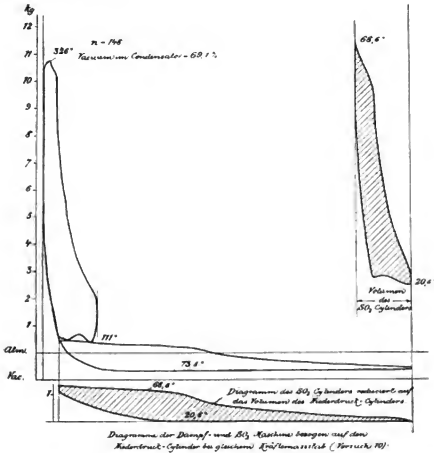


Fig 17

Die im Condensator der Abwärmemaschine durch das Kühlwasser abzuführende Wärmemenge ist kleiner, wie die im Condensator der zugehörigen Dampfmaschine abzuleitende, da ein Theil der Wärme des Abdampfes der Dampfmaschine in der Abwärmemaschine in Arbeit um gesetzt wird, und ein Theil durch das heisse Condensat aus dem Verdampfer abgeführt wird.

Ausserdem ist bei dem Vergleich des Kühlwasserverbrauches eine Dampfmaschine von einer Leistung in Betracht zu ziehen, welche der combinirten Dampf und Abwärmemaschine entspricht.

Die für die Abwärmemaschine nothwendige Kühlwassermenge ist in weiten Grenzen veränderlich.

Bei den Versuchen in der Hochschule wurde in der Regel die Kühlwassermenge benutzt, die von der vorhandenen Pumpe früher für die Dampfmaschine allein geliefert wurde. Dabei betrug die Temperaturzunahme des Kühlwassers, das aus Tiefbrunnen entnommen mit ca. 10° zufließt, etwa 7°, die Abflusstemperatur also ca. 17°. Hierbei ergibt sich pro PSi und Stunde der combinirten Maschine ein Kühlwasserverbrauch von ca. 250 l. Der Kühlwasserverbrauch einer Dampfmaschine beträgt pro PSi und Stunde etwa 180 l, also $\frac{1}{3}$ weniger.

Nun ist ohne Weiteres einleuchtend, dass bei der geringen Temperaturzunahme des Kühlwassers während der Versuche einige Grad mehr oder weniger den Kühlwasserverbrauch bedeutend beeinflussen, während dieselben auf die Leistung der SO₂-Maschine von geringerem Einfluss sind.

Lässt man beim Kühlwasser der Abwärmemaschinen eine Temperaturzunahme von z. B. 10° zu, so ist der Kühlwasserverbrauch nicht grösser, wie bei Dampfmaschinen.

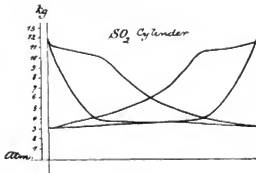


Fig. 18

Die bei Versuch 11 an dem SO₂-Cylinder abgenommenen Diagramme sind in Fig. 18 dargestellt. Man ersieht daraus, dass die Maschine noch günstig arbeitet; der Condensatordruck ging nur auf 3,2 kg hinauf.

In dem Fall, wo man eine mittlere Kühlwasserzulufttemperatur von 15° zu Grunde legen will, wird bei 10° Zunahme die Abflusstemperatur 25° betragen. Die Kühlwassermenge wird in diesem Fall nicht grösser sein als wie bei Dampfmaschinen und die Verhältnisse werden in Bezug auf die Leistung nahezu dieselben sein wie bei Versuch 11.

Hat man Kühlwasser indessen reichlich zur Verfügung, so dürfte es in letzterem Fall angezeigt sein, den Kühlwasserverbrauch um 25% zu erhöhen.

Bei dem Vergleich mit Dampfmaschinen möge erwähnt werden, dass auch das bei den Abnahmeversuchen erwünschte Vacuum von 90% nur mit reichlichem und kaltem Kühlwasser erzielt werden kann.

Dass man aber auch mit wesentlich geringeren Wassermengen und verhältnissmässig hoher Abflusstemperatur (25°) auskommen kann, ohne die Leistung der SO₂-Maschine wesentlich zu verringern, ergibt Versuch 11, wo pro PSi. und Stunde nur 147 l Kühlwasser, also weniger als bei Dampfmaschinen gebraucht wurden.

Der Abdampfverbrauch der SO₂-Maschine betrug hierbei 17,7 kg gegenüber 15 kg bei grosser Kühlwassermenge, also nur wenig mehr.

In Fällen, in denen die Kühlwasserverhältnisse besonders ungünstig liegen (hohe Zuflusstemperatur, geringe Wassermenge) wird man selbstverständlich von Fall zu Fall untersuchen müssen, ob die Anlage einer Abwärmemaschine überhaupt angezeigt ist. Wie sich die Verhältnisse insbesondere bei Rückkühlanlagen gestalten, lässt sich ohne auf Versuche gegründete Erfahrungen schwer ermassen.

Der Kraftverbrauch der Kühlwasserpumpe des SO_2 -Condensators ist ungefähr der gleiche, wie derjenige der Luftpumpe des Dampfinspritzcondensators, die gleiche Kühlwassermenge vorausgesetzt. Die Kühlwassermenge ist bei Einspritzcondensation von der Vacuumspannung auf die Atmosphäre zu fördern (etwa 8 m Wassersäule), während sie beim SO_2 -Condensator vielleicht auf 5 m angesaugt werden muss und 3 m Wassersäule für die Bewegungswiderstände innerhalb des Condensators zu rechnen sind, also ebenfalls 8 m Förderhöhe zu überwinden sind.

Grösse der Oberflächen-Apparate.

Für die Maschine der Technischen Hochschule waren die Oberflächen des Verdampfers und des Condensators mit Rücksicht auf die Versuche reichlich bemessen worden, die Einrichtung war jedoch so getroffen, dass die Oberflächen nach Bedarf verkleinert werden konnten.

Die Versuche haben in dieser Richtung ergeben, dass die Wärmeübertragung im Verdampfer sehr viel leichter und mit geringerem Verlust vor sich geht, wie im Condensator.

So betrug die Differenz zwischen der Temperatur des in den Verdampfer eintretenden Abdampfes und der Temperatur des in den Kaldampfzylinder strömenden SO_2 -Dampfes ca. 6 bis 7%, in denen also die Verluste im Verdampfer und der durch den Spannungsabfall bewirkte Temperaturverlust in der SO_2 -Rohrleitung mit enthalten sind.

Es dürfte dieses günstige Ergebnis darauf zurückzuführen sein, dass die Wärmeübertragung dort bei höherer Temperatur vor sich geht und dass auf beiden Seiten der wärmeübertragenden Oberflächen Aggregatzustandsänderungen erfolgen.

Aus den Versuchen kann gefolgert werden, dass für den Verdampfer eine Oberfläche von 0,5—0,75 qm pro PSI. der Abwärmemaschine und für den Condensator eine solche von 2—2,5 qm vorzusehen ist.

Diese Dimensionierung setzt jedoch eine besondere Bauart der Oberflächenapparate voraus, vermöge der man die verhältnismässig grosse Wärmeübertragung erzielt.

Ueber diese Bauart hoffe ich in einem späteren Bericht Mittheilungen machen zu können.

Anwendungsgebiet der Abwärmekraftmaschinen.

Abwärmemaschinen in Verbindung mit Dampfmaschinen.

Es ist wohl selbstverständlich, dass man die Abwärmemaschine weder bei kleinen Dampfmaschinenanlagen, noch bei solchen, die nur wenige tägliche Betriebsstunden aufweisen, anwenden wird. Denn einerseits würde bei kleinen Anlagen und solchen mit geringer Betriebszeit die Kaldampfmaschine eine gewisse Complication bedeuten, dem gegenüber die wirthschaftlichen Vortheile nicht in Betracht kommen, andererseits erfordert die Abwärmemaschine eine sachverständige Behandlung, welche bei kleinen Dampfmaschinenbetrieben in der Regel nicht vorausgesetzt werden darf.

Die Abwärmemaschine kann daher nur für mittlere und grössere Anlagen und solche, welche eine grössere tägliche Betriebszeit haben, in Frage kommen.

Wie ich schon Eingangs erwähnt habe, lässt sich die Anwendung der Abwärmemaschinen im Anschluss an Dampfmaschinen zur Ausnutzung des Abdampfes auf zwei Arten erreichen.

Bei der einen Anordnung baut man den Abwärmecylinder mit der Dampfmaschine zu einem einheitlichen Ganzen zusammen, wie dies bei der Maschine in der Technischen Hochschule ausgeführt ist, während man bei der anderen Anordnung die Abwärmemaschine als für sich bestehende selbständige Maschineanlage ausführt, nach Art der Anlage in der Markgrafenstrasse.

Die Wege, die für den einheitlichen Zusammenbau der Abwärmemaschine mit einer neu zu bauenden Dampfmaschine einzuschlagen sind, wurden schon zum Theil in den Versuchsergebnissen besprochen.

Da man bei grösseren Dampfmaschinenanlagen heutzutage fast ausschliesslich überhitzten Dampf anwendet, so wird man denselben auch bei dem Bau einer combinirten Dampf-Abwärmemaschine, wie aus den mitgetheilten Versuchen hervorgeht, mit Vortheil vorsehen. Jedoch wird es in diesem Falle genügen, die mit der Abwärmemaschine zu combinierende Dampfmaschine lediglich als Zweifach-Verbundmaschine auszuführen und als dritten Cylinder an Stelle des sonst üblichen Mitteldruckeylinders den Abwärmecylinder hinzufügen. Denn es dürfte als erwiesen angesehen werden können, dass bei Verwendung hochüberhitzten Dampfes eine Dreifach-Verbundmaschine im Vergleich zu einer Zwei-

Cylindermaschine keinen oder doch nur so geringen Vorteil bietet, dass er gegenüber dem durch den Abwärmecylinder erzielten Arbeitsgewinn nicht in Betracht kommt. (Siehe Versuche.)

Die Dampfcylinderverhältnisse müssen bei diesem Zusammenbau etwas anders wie jetzt üblich gewählt werden. Dadurch, dass man eine höhere Dampf-Condensatorspannung zu Grunde legen wird (ca. 0,3 Atm. abs. = 70% Vac.), fällt der Niederdruckcylinder dem Volumen nach erheblich (ca. 30%) kleiner wie bei gewöhnlichen Maschinen aus, während der hinzukommende Kaldampfcylinder in Folge des hohen mittleren Druckes des SO₂-Diagramms (ca. 3,5 kg) an sich nicht nur einen kleinen Durchmesser, sondern in Folge des fortfallenden Heizmantels und

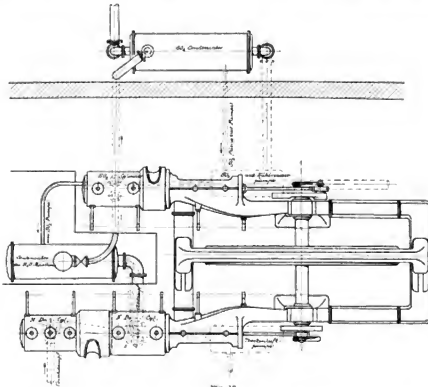


Fig. 19

1600 PSI eomb. Dampf-Abwärmemaschine, M = 1/200 (für Betrieb im überhitzten Dampf, u = 72).

der einfachen Steuerung auch erheblich geringeres Gewicht erhält und daher wesentlich billiger herzustellen sein dürfte als der wegfallende Mitteldruckcylinder.

Die Steuerung des Kaldampfcylinders wird man so einfach wie möglich auszuführen haben, damit möglichst wenig Reparaturen an derselben vorkommen. Denn das Öffnen der Schwefelsäurecylinder kann immer erst geschehen, nachdem die Dämpfe entfernt worden sind, ist daher mit Zeit- und SO₂-Verlust verbunden. Man wird bei richtiger constructiver Ausbildung und Einfachheit der Steuerung kaum nothwendig haben, den Cylinder zu öffnen.

Die Disposition einer nach den eben angedeuteten Gesichtspunkten gebauten combinirten Dampf- und Abwärmemaschine von normal 1600 PSI ist in den Fig. 19 und 20 dargestellt, aus denen das Nähere ersichtlich ist.

Der Verdampfer der SO_2 -Maschine, der zugleich Condensator der Wasserdampfmaschine ist, wird kaum grösser als ein reichlich bemessener Receiver ausfallen und kann auch wie ein solcher bei Dampfmaschinen zwischen den Cylindern unter dem Fussboden untergebracht werden, während der Condensator in dem Maschinen- oder in einem Nebenraum oder auf dem Dach des Maschinenhauses, wie es die örtlichen Verhältnisse gerade gestatten, aufstellbar ist.

Eine solche combinirte Dampf- und Abwärmemaschine einschliesslich Schweflig-Säure-Pumpe und SO_2 -Rohrleitung wird, wenn man das Wegfallen des Mitteldruck-cylinders und eines Receivers und die kleineren Abmessungen des Niederdruckcylinders berücksichtigt, höchstens für denselben Preis herzustellen sein wie eine Dreifach-Verbunddampfmaschine normaler Ausführung mit Einspritzcondensation. Der letzteren gegenüber werden die Anlagekosten der combinirten Maschine allerdings durch die Anschaffungskosten des Verdampfers und des Condensators erhöht. Dagegen fallen aber die Anlagekosten für die Kessel- und die Ueber-

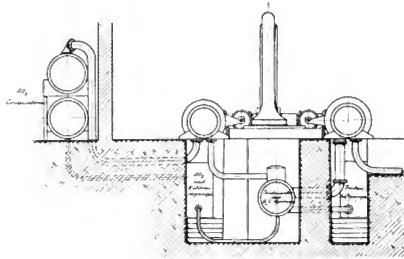


Fig. 20

hitzeraulage in Folge des geringeren Dampfverbrauchs kleiner aus. Eine genaue Kostenberechnung ist in folgendem Kapitel gegeben.

Bei grösseren combinirten Maschinen derart von etwa 1200–2000 PS. dürfte man nach den jetzt vorliegenden Erfahrungen auf etwa 3,3–3 kg Dampfverbrauch pro PSi und Stunde herunterkommen.

In erster Linie würde das System der combinirten Maschinen bei grösseren Neuanlagen, Licht- und Kraftwerken, Betriebsmaschinen und nicht zum wenigsten bei Schiffmaschinen zur Anwendung kommen können. Namentlich bei letzteren liegen die Verhältnisse theoretisch in Folge des reichlich zur Verfügung stehenden Kühlwassers sehr günstig. Durch genauere Untersuchung wird indessen hierbei zu ermitteln sein, wie es mit den bei dem Schiffbau mit ausschlaggebenden Gewichtsverhältnissen steht. Der Vortheil der Abwärmemaschine wird bei Anlage mit wechselnder Belastung besonders hervortreten, da ein zeitweise ungünstigeres Arbeiten der Dampfmaschine durch den Kaltdampfzylinder theilweise wieder ausgeglichen wird.

Die andere mögliche Anordnung, die Aufstellung einer selbständigen Abwärmemaschine, gestattet die Vergrößerung und Verbesserung vorhandener Maschinenanlagen durch Hinzufügung einer neuen Maschine, welche ohne Mehraufwand an Dampf, d. h. ohne Vergrößerung der vorhandenen Kesselanlage, betrieben werden kann.

Welche Arbeitsleistung beispielsweise hierbei ohne Brennstoffaufwand hinzugewonnen werden kann, mag daraus hervorgehen, dass bei den Centralen der B. E. W., wo gegenwärtig Dampfmaschinen mit einer Gesamtleistung von 142300 PS, aufgestellt sind, ca. 55000 PS, hinzugewonnen werden können, wenn man einen mittleren Dampfverbrauch von 5.5 kg pro PSi und Stunde annimmt, der eher noch zu nieder gegriffen ist.

Was die Regulierung dieser für sich aufgestellten Abwärmemaschinen anbelangt, so ergeben sich hieraus, falls dieselben auf eine Transmission oder bei Dynamobetrieb auf dasselbe Netz wie die Dampfmaschinen arbeiten, gar keine Schwierigkeiten.

Liegen die Verhältnisse anders, so ist die Anwendung der Abwärmemaschine in der vorbezeichneten Form ebenfalls möglich, jedoch müssen dann für die Regulierung besondere Massnahmen getroffen werden, die anzugeben über den Rahmen des vorliegenden Berichtes hinausgehen würde.

Abwärmemaschinenbetrieb durch Abgase von Kesselfeuerungen und Gasmotoren.

Wenngleich für den Betrieb von Abwärmemaschinen in erster Linie die Ausnutzung des Abdampfes in Betracht kommt, so ist doch nicht ausser Acht zu lassen, dass auch andere Wärmequellen für den Betrieb solcher Maschinen in Zukunft herangezogen werden können.

Die z. B. mit den Abgasen der Kesselfeuerungen aus dem Schornstein entweichende Wärmemenge beträgt selbst bei den besten Anlagen ca. 20—25% der durch die Verbrennung der Kohle erzeugten Wärme. Die hohe Temperatur der Kesselabgase wurde bis jetzt lediglich zur Erzeugung des Zuges im Schornstein, höchstens zur Speisewasservorwärmung sehr unvollkommen ausgenutzt. Nachdem jedoch in neuerer Zeit der künstliche Zug mit Vortheil angewendet wird, steht nichts im Wege, einen grossen Theil der jetzt durch den Schornstein entweichenden Wärme für die Arbeitsleistung durch die Abwärmemaschine nutzbar zu machen.

Ich habe kürzlich eine grössere Kesselanlage mit künstlichem Zug ausgeführt und hoffe in der Lage zu sein, in Bälde über die Verbindung einer solchen Anlage mit einer Abwärmemaschinenanlage und die erzielten Erfolge berichten zu können.

Durch die Ausnützung der in den Kessel-Abgasen enthaltenen Wärme mittelst einer schon vorhandenen Abwärmemaschinen-Anlage, welche ohne grossen Kostenaufwand erfolgen kann, ist man in der Lage, eine Wärmekraftmaschine herzustellen, welche in Bezug auf ihren thermischen Nutzeffect an denjenigen der Gasmaschinen heranzureichen dürfte. Sind doch bei der kleinen Dampf-Abwärmemaschine der Hochschule bis zu 23% des im Dampf enthaltenen Wärme in Arbeit umgesetzt worden.

Ich glaube, dass bei einer solchen Anlage ein Dampfverbrauch von weniger als 3 kg pro PSi, und Stunde innerhalb des Erreichbaren liegt.

Auch die bei den Gasmotoren in den Ausstossproducten und im Kühlwasser nutzlos abgeführte Wärmemenge ist noch sehr erheblich und lässt sich noch mit Vortheil durch die Abwärmemaschine ausnutzen.

Bei der von mir im Maschinenlaboratorium unlängst ausgeführten Untersuchung einer 50 PS. eff. Gasmaschine wurden ca. 26% der durch Verbrennung des Gases erzielten Wärme in Arbeit umgesetzt, während 71% in den Auspuffgasen und im Kühlwasser nachweislich abgeführt wurden. Obgleich der Wärmeinhalt der Abprodukte bei Gasmaschinen, gleiche Leistung vorausgesetzt, geringer ist wie derjenige des Abdampfes der Dampfmaschinen, so lassen sich jedoch auch hier durch die Abwärmemaschine erhebliche Arbeitsgewinne erzielen, wenn man die hohe Temperatur der Auspuffgase berücksichtigt. Dieselbe ermöglicht, die Anfangstemperatur und damit die Verdampferspannung der Abwärmemaschine erheblich in die Höhe zu rücken und die Maschine dadurch thermisch ganz wesentlich zu verbessern.

Arbeitet man z. B. in dem Verdampfer der Abwärmemaschine mit 25 kg/qcm, entsprechend einer Anfangstemperatur von 90° der SO₂-Dämpfe, so wird sich eine ind. PS. in der Abwärmemaschine mit ca. 5000 Cal. erreichen lassen. Es würden also bei dem oben angezogenen Beispiel der 50 PS. eff.-Gasmaschine, wo 104 000 Cal. in den Auspuffgasen und im Kühlwasser abgeführt wurden, ca. 20 PSi. hinzugewonnen werden können.

Weniger günstige Ergebnisse verspricht die Abwärmemaschine bei der Ausnutzung von heissem Wasser zur Arbeitserzeugung.

Dies ist zunächst darin begründet, dass bei der Wärmeübertragung im Verdampfer die Temperaturabnahme des heissen Wassers möglichst gross angenommen werden muss, damit man nicht im Verhältnis zur Arbeitsleistung zu grosse Wassermengen erhält.

Andererseits werden die Oberflächen des Verdampfers bei der Uebertragung der Wärme von einer Flüssigkeit auf eine andere (die schwellige Säure), da nur auf einer Seite der Oberfläche eine Aggregatzustandsänderung vor sich geht, grösser sein müssen als da, wo auf beiden Seiten Aggregatzustandsänderungen erfolgen oder wo grosse Temperaturverluste zugelassen werden können.

Es dürften daher die Verdampfer bei der Ausnutzung von heissem Wasser mindestens so reichlich bemessen werden müssen, wie die Condensatoren und es dürfte sich eine Ausnutzung von heissem Wasser nur dann als wirtschaftlich erweisen, wenn dasselbe eine hohe Temperatur (über 70°) besitzt und wenn kaltes Kühlwasser zur Verfügung steht.

Solche Fälle kommen aber vor, so z. B. sind mir Bergwerke in Chile bekannt, bei denen aus den Gruben Wasser von 80° C. befördert wird, welches sich bei den dortigen Verhältnissen ohne Weiteres zur Arbeitsausnutzung eignet, da dort mit hohen Kohlenpreisen zu rechnen ist und reichliches Kühlwasser zur Verfügung steht.

Für Chile wird die Abwärmemaschine noch von besonderer Bedeutung werden, da im Innern des Landes Süsswasser zur Speisung der Locomotiven der Eisenbahnen gar nicht oder sehr spärlich vorhanden ist, das Speisewasser daher an der Küste aus Seewasser destillirt und durch Cisternenwagen in das Innere verfrachtet werden muss.

Das Destilliren erfordert einen erheblichen Wärmeeinwand, der jetzt für die Arbeitsleistung vollständig verloren geht, der aber durch das System der Abwärmemaschine vorteilhaft ausgenutzt werden kann, indem man das Niederschlagen des Wasserdampfes in einen Verdampfer der Kaltdampfmaschine erfolgen lässt und hierdurch einen schätzenswerthen Betrag an mechanischer Arbeit zu erzeugen im Stande sein wird.

Wirtschaftlichkeit der Abwärmemaschinen.

Wenn auch der durch die Abwärmemaschinen bei Dampfmaschinen zu erzielende Vortheil jetzt nicht mehr bestritten wird, so wird doch in der Regel gegen die Abwärmemaschine noch eingewendet, dass die Anlagekosten in Folge der Verwendung der Oberflächen-Apparate und dergleichen so erheblich sind, dass der wirtschaftliche Nutzen der Maschine verhältnissmässig gering ausfällt.

Wie ich schon früher erwähnt habe, dürfte sich die Abwärmemaschine weniger für kleine Dampfmaschinenanlagen oder für solche, die nur ganz kurze tägliche Betriebszeit haben, eignen. Wirtschaftlich am vortheilhaftesten lässt sie sich bei grösseren Maschinenanlagen verwenden.

Ich hoffe durch die nachstehend mitgetheilten Kostenberechnungen, welche theils ausgeführten Anlagen, theils bindend abgegebenen Angeboten entnommen sind, den Nachweis zu führen, dass durch die Verwendung der Abwärmemaschine ein erheblicher wirtschaftlicher Vortheil erzielt werden kann.

Bei der Berechnung der durch die Kaldampfmaschinen erzielten Ersparniss ist lediglich diejenige durch geringeren Dampfverbrauch in Rechnung gezogen. Die Kohlenersparniss von ca. 7% welche ausserdem, wie oben erwähnt, durch Verwendung des ca. 70° warmen Condensats zur Kesselspeisung erreicht werden kann, ist hierbei nicht berücksichtigt worden.

Anlagekosten.

A. Combinirte Dampf-Abwärmeeanlage von 1600 PSI.

Ich betrachte zunächst die Anschaffungskosten von Neuanlagen, bei denen z. B. eine combinirte Dampf- und Abwärmemaschine in Frage kommt, wie ich sie schon vorher beschrieben habe und wie sie in Fig. 19 und 20 dargestellt ist.

Für die dort vorausgesetzte Leistung von normal 1600 PSI. stellen sich die Anschaffungskosten der combinirten Maschine incl. Kesselanlage unter Zugrundelegung der Offerte einer hervorragenden Maschinenfabrik zu insgesamt 212000 Mark.

In diesem Preise sind enthalten:

Die Kosten der eigentlichen Kraftmaschine, bestehend aus 2fach Verbunddampfmaschine von 1200 PSI und einem Kaldampfcylinder von 400 PSI, zusammen 1600 PSI bei $n=72$ min. einschl. Schweflig-Säure-Pumpe.	
Trockenluftpumpe, Kühlwasserpumpe zum Preise von	125 000 Mark
1 Verdampfer der Kaldampfmaschine	10 000 „
2 Condensatoren derselben	24 000 „
Ventile für die Kaldampfmaschine	4 000 „
Mehrkosten der Rohrleitung	7 000 „
die einmaligen Anschaffungskosten der schwefligen Säure	2 000 „
2 Dampfkessel mit Ueberhitzer für 1200 PSI.	40 000 „
Summa	212 000 Mark

Demgegenüber betragen die Kosten einer 3fach Verbundmaschinenanlage von 1600 PSI. bei $n = 72/\text{min.}$, bestehend aus Hoch-, Mittel- und zwei Niederdruckzylindern einschliesslich 2 Einspritzcondensatoren und 2 Luftpumpen, laut Ausführung derselben Dampfmaschinenfabrik 150 000 Mark

Hierzu zwei Kessel mit Ueberhitzer für 1600 PSI. 56 000 „

Summa 206 000 Mark

Der Unterschied von 6000 Mark zwischen den Anlagekosten beider Anlagen ist so geringfügig, dass man behaupten kann, die Anlagekosten für beide Anlagen sind ungefähr dieselben.

Nicht berücksichtigt in der Kostenberechnung sind die bei beiden Anlagen gemeinschaftlichen und nahezu gleichen Kosten, wie Dampfrohrlösungen, Fundamentierung, Einmauerung der Kessel etc.

B. Gesondert aufgestellte Abwärmeeanlage von 175 PSI.

Hier können die tatsächlich aufgewendeten Kosten der ausgeführten Anlage Markgrafenstrasse angegeben werden.

Die Gesamtkosten dieser Anlage betragen . . . 49 445 Mark.

In diesem Preise sind enthalten:

Die Abwärmemaschine, die Schwellig-Säure-Pumpe, die Ventile, die Rohrleitungen, die Kühlwasserpumpe, Electromotor zum Antreiben derselben, die Condensatoren, der Verdampfer, die Anschaffungskosten der schwelligen Säure, der Betrag für die Montage etc. (ohne Mauerarbeiten).

Diesen Ausgaben gegenüber sind für die Herstellungskosten einer Dampfmaschinen- resp. Kraftgasanlage von gleicher Leistung folgende Beträge aufzuwenden:

Dampfmaschinenanlage von 175 PSI.

Dampfmaschine (360 X 540 mm Cylinder-Durchmesser, 600 Hub, Tandemmaschine mit Einspritzcondensation, 150 Touren pro Minute), nach Ausführung einer erstklassigen Dampfmaschinenfabrik 31 900 Mark

Dampfkessel mit Ueberhitzer 13 000 „

Speisevorrichtungen 800 „

Rohrleitungen und Ventile incl. Montage 4 000 „

Summa 49 700 Mark

Kraftgasmaschinenanlage (nach Angebot einer hervorragenden Specialfabrik)

Kraftgasanlage incl. Montage, Fracht etc. 15 475 Mark.

Druckluftanlassvorrichtung 1 750 „

Gasmotor für Kraftgasbetrieb von 150 PSI. eff. 27 000 „

Ankerbolzen und Platten 450 „

Rohrleitung, Verschiedenes 2 500 „

Auspufftöpfe 450 „

Summa 47 625 Mark.

Aus diesen Kostenberechnungen ergibt sich, dass die Dampfmaschinen- und die Abwärmekraftmaschinenanlage nahezu dieselben Anschaffungskosten aufweisen, während die Kosten der Gasmaschinenanlage um 1820 Mark niedriger sind als diejenigen der Abwärmelanlage.

Vergleich der Betriebskosten.

A. Dampfmaschinenanlage von 1600 PSi.

Bei dieser Maschine ist bei Ueberhitzung ein Dampfverbrauch von 4,5 kg pro PSi, und Stunde garantirt. Bei 3000 Betriebsstunden jährlich ergibt sich daher ein jährlicher Kohlenverbrauch von 3080 Tonnen bei Annahme von siebenfacher Verdampfung. Rechnet man die Tonne Kohlen zu 18 Mark, so beträgt der jährliche Aufwand der Dampfmaschinenanlage für Brennmaterial 55 500 Mark.

B. Combinirte Maschine von 1600 PSi.

Rechnet man für die eigentliche Dampfmaschine bei Ueberhitzung einen Dampfverbrauch von 4,5 kg pro Stunde und PSi, und für die Abwärmemaschine einen solchen von 14 kg, so ergibt sich ein Dampfverbrauch der combinirten Maschine von 3,40 kg. Bei 3000 jährlichen Betriebsstunden erwächst jährlich ein Kohlenverbrauch von 2330 Tonnen, mithin eine Ersparniss von 750 Tonnen jährlich gegenüber der reinen Dampfanlage. Rechnet man die Tonne Kohlen zu 18 Mark, so ergibt sich jährlich eine Ersparniss an Kohlen allein infolge des geringeren Dampfverbrauchs von 13 500 Mark.*)

Aus den mitgetheilten Berechnungen dürfte daher hervorgehen, dass bei Neuanlagen grösserer Maschinen die combinirte Dampfmaschine, wie ich deren Bau vorschlage, eine erhebliche Ersparniss an Brennmaterial erzielt.

Noch günstiger liegt die Sache bei vorhandenen Dampfmaschinenanlagen, die vergrössert werden sollen.

Die Vergrösserung kann erfolgen durch Aufstellung einer neuen Kessel- und Dampf-anlage, durch Aufstellung einer Kraftgasmaschinenanlage oder durch Aufstellung einer Abwärmemaschinenanlage.

Die für diese verschiedenen Anlagen erwachsenden Anlagekosten sind oben mitgeteilt.

Die Betriebskosten dieser drei Maschinenanlagen sind nachstehend ermittelt. Bei dieser Berechnung ist die Amortisation und Verzinsung der Mehrkosten der Dampfmaschinen- und der Abwärmemaschinenanlage gegenüber der Kraftgasmaschinenanlage nicht berücksichtigt worden, da die Unterschiede sehr gering sind.

A. Dampfmaschinenanlage.

Aufwand für Kohlen, jährlich 3000 Betriebsstunden, 6 kg

Dampf pro PSi, siebenfache Verdampfung = 450 Tonnen

Kohlen jährl., pro Tonne 18 Mk. 8100 Mark

*) Hiervon kommen 15% für Verzinsung und Amortisation der Mehrkosten der Anlage B von 6000 Mark = 900 Mark in Abzug, so dass die jährliche Ersparniss 12 600 Mark beträgt. Nicht gerechnet ist dabei der geringere Oelverbrauch der combinirten Maschine (der Abwärmecylinder wird nicht geschmiert, und bei der Dampfmaschine sind nur zwei anstatt vier Cylinder zu schmiern), da er durch den Aufwand für die etwa eintretenden Verluste an SO₂ annähernd ausgeglichen wird. Nicht berücksichtigt dagegen ist ferner die weitere Kohlenersparniss von 7% bei der combinirten Maschine durch Ausnützung des heissen Condensats zur Kesselheizung.

B. Kraftgasmaschinenanlage.

Kosten des Anthracits für den Betrieb des Generators (pro PS.
effectiv 0,5 kg reinen Anthracit), jährlich 3000 Betriebs-
stunden, 225 Tonnen Anthracit à 33 Mk. 7428 Mark

C. Abwärmemaschinenanlage.

Kosten für Brennmaterial (Abdampf) 00 Mark
Die jährliche Ersparniss an Betriebskosten bei Verwendung der
Abwärmemaschine beträgt gegenüber einer Dampfmaschine 8100 „
gegenüber einer Kraftgasmaschine 7428 „

Dies sind schon erhebliche Beträge, wenn man die geringe Leistung der Anlagen (150 PS. eff.) berücksichtigt, bei größeren Anlagen dürften die Ersparnisse noch weit augenfälliger werden.

Selbst wenn man annimmt, dass sich die mitgetheilten Zahlen nach der einen oder anderen Richtung etwas verschieben, so muss doch zugegeben werden, dass durch die Abwärmemaschine eine wesentliche Ersparniss an Betriebskosten erzielt werden kann und es dürfte daher nach den bis jetzt vorliegenden Erfahrungen wohl anzunehmen sein, dass der moderne Dampfmaschinenbau sich das System zu Nutze machen wird. Es dürfte keinem Zweifel unterliegen, dass besonders bei den jetzigen hohen Kohlenpreisen durch die Abwärmemaschine ein bedeutender wirthschaftlicher Nutzen erreicht werden kann.

Die constructive Ausbildung der Abwärmemaschine ist jetzt so weit gefördert, dass der Anwendung derselben in der Technik nichts im Wege steht.

Es ist selbstverständlich, dass sich dabei noch Verbesserungen anbringen lassen werden.

Jedenfalls haben die bis jetzt ausgeführten Maschinen bewiesen, dass die Vorurtheile, die namentlich gegen die Verwendung der schwefligen Säure vorhanden sind, und die von einigen Seiten geflissentlich genährt werden, bei sachgemässer Behandlung vollständig unbegründet sind.

Ich möchte meinen Bericht nicht schliessen, ohne die hervorragende Mitwirkung meines früheren Assistenten, des jetzigen Ingenieurs der Abwärmekraftmaschinen-gesellschaft, Herrn A. Schütt, an dem Bau und der Untersuchung der Abwärmemaschinen rühmend hervorzulieben.





1

