

ARCHIV FÜR WÄRMEWIRTSCHAFT UND DAMPFKESSELWESEN

5/6

ZEITSCHRIFT FÜR ENERGIEWIRTSCHAFT

MAI/JUNI 1944

BD. 25

Gemeinschaftsausgabe für die Kriegszeit mit den Zeitschriften Wärme und Kältetechnik (Springer-Verlag, Berlin) und Brennstoff- und Wärmewirtschaft (Verlag Wilhelm Knapp, Halle) im Auftrage des Vereines deutscher Ingenieure im NSBDT herausgegeben von Dr.-Ing. Kurt Schulz VDI Schriftleiter: Dipl.-Ing. Rudolf Boye VDI VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7, Dorotheenstr. 40

Der Arbeitskreis Berlin der Arbeitsgemeinschaft Deutscher Kraft- und Wärmeingenieure (ADK) des VDI führte am 15. März eine Vortragsveranstaltung durch, auf der über die Vereinheitlichung im Bau von Wärmekraftwerken berichtet wurde. Die gleiche, um einen Vortrag erweiterte Veranstaltung fand einige Tage später im Haus der Technik in Essen statt. Den wesentlichen Inhalt der gesamten Vorträge bringen die in dem vorliegenden Heft enthaltenen Aufsätze.

Vereinheitlichung und technische Entwicklung im Bau von Wärmekraftwerken

Von Dr.-Ing. habil. L. MUSIL VDI, Berlin

Allgemeines

Der gegenwärtige Krieg ist nicht nur gekennzeichnet durch ein stetes Ringen um die technische Überlegenheit unserer Kampfmittel, sondern auch durch das Ersinnen vervollkommener Herstellverfahren und das Streben nach einem möglichst geringen Aufwand an Menschen und Werkstoffen im Fertigungsprozeß. Rationalisierung und technische Weiterentwicklung sind die beiden Begriffe unter deren Zeichen Technik und Forschung heute stehen.

Dies gilt nicht nur für die reine Rüstung, sondern auch im gesamten Bereich der unserer Wehrkraft dienenden Produktion. Bei den Arbeiten in der Energiewirtschaft, insbesondere im Kraftwerksbau, wurden daher auch Vereinheitlichung und technische Entwicklung als die beiden grundlegenden Programmpunkte vorangestellt.

Jede Vereinheitlichung birgt aber die Gefahr technischer Erstarrung in sich, da man leicht geneigt ist, an einmal vereinheitlichten Konstruktionen so lange wie möglich festzuhalten. Sie durch das Vorwärtstreiben der technischen Entwicklung auszugleichen, ist eine Notwendigkeit, wenn man die Kraftwerkstechnik auf ihrem höchsten Stand halten will. Der weitgehenden Vereinheitlichung in der laufenden Ausführung muß eine zielbewußte Durchbildung und Erprobung neuer Verfahren und Konstruktionen gegenüberstehen. Bewähren sie sich und ist von ihrer Einführung ein erheblicher Fortschritt zu erwarten, so ist die Zeit gekommen, die bisherige Bauform durch neue wieder vereinheitlichte Typen abzulösen. Eine solche sinnvolle Steuerung des Kraftwerksbaues wird uns einem Gesamt-Kleinstwert an personellem und materiellem Aufwand näherbringen.

Hier soll über einige grundsätzliche Erwägungen berichtet werden, die zum Teil auch die Grundlagen für die Vereinheitlichungsmaßnahmen bilden, die in den anschließenden Veröffentlichungen dieses Heftes näher erläutert werden.

Vereinheitlichung und Typenbeschränkung im Kraftwerksbau

Voraussetzung für eine weitgehende Vereinheitlichung und Typenbeschränkung im Kraftwerksbau ist eine Einigung auf bestimmte Auslegungsgrundsätze. Wir waren bisher im Kraftwerksbau eine sehr weitgehende Einzelplanung gewohnt. Sie ist sicherlich für die Sammlung von Erfahrungswissen verschiedenster Art wertvoll gewesen, führte aber nicht nur zu einer Unzahl voneinander abweichender Auslegungsdaten, sondern auch zu entsprechenden Entwurfsideen, über die die Bilder 1 bis 6 eine kleine Auslese bringen. Die verschiedenartige Querschnittsgestaltung der Werke hatte auch eine Vielzahl von Bauformen der Kessel zur Folge. Wenn also eine Vereinheitlichung der Bauteile von Kraftwerken unter gleichzeitiger Beschränkung der Typenzahl in die Wege geleitet werden sollte, so mußten zunächst, gestützt auf die bisher erzielten Erfahrungen, Richtlinien für eine möglichst eng begrenzte Zuordnung zwischen Dampfzustand und Kessel- und Maschinenleistungen¹⁾ sowie eine Auswahl geeigneter Bauformen festgelegt werden.

Großkraftwerke. Die größte, in den früheren Leistungsreihen enthaltene Maschinentype war der 50-MW-Satz. Ein Hinausgehen über diese Leistung ist für absehbare Zeit betrieblich nicht zweckmäßig und bringt auch keine wirtschaftlichen Vorteile. Anlagen, die mit solchen Maschinen ausgestattet werden, sind als Großkraftwerke anzusehen und werden im allgemeinen mit einer hohen Benutzungsdauer arbeiten. Es bestand kein Zweifel, daß hierfür die Druckstufe 125 at vorzusehen war, zumal Vergleichsuntersuchungen zeigten, daß bei diesen großen Einheiten gegenüber 80 at eine Wärmeersparnis von rd. 4% zu erwarten ist. Die dabei notwendige Zwischenüberhitzung gestattet eine Senkung der Frischdampf Temperatur — falls Werkstoffschwierigkeiten zu befürchten sind — ohne daß die

¹⁾ Vgl. a. H. Guerke, Stand und Aufgaben der Vereinheitlichung im Kraftwerksbau. Arch. Wärmewirtschaft, Bd. 20 (1919) S. 253/57.

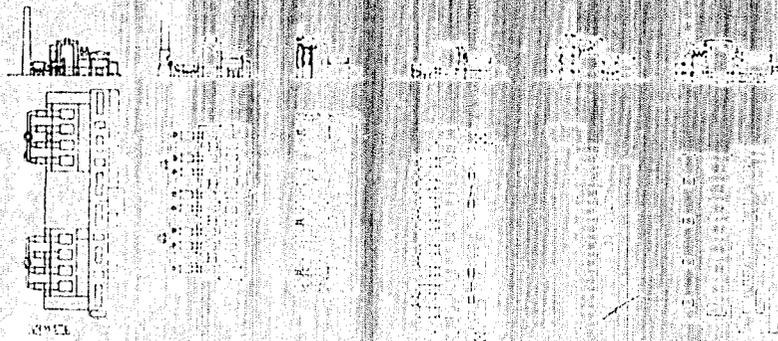


Bild 1 bis 6: Grundriß- und Querschnittsgestaltung verschiedener Kraftwerke

Dampffechtigkeit unzulässig vergrößert wird. Das Problem war für diese Kraftwerksgrößen nicht die Druckwahl, sondern die Frage, ob man das gesamte Wärmegefälle in Einwellensätzen verarbeiten oder auf Vorschalt- und Nachschaltmaschinen aufteilen soll. Die vergleichenden Untersuchungen mußten sich sowohl auf die wirtschaftliche Wirkung auf die betriebliche Seite erstrecken. In Zahlentafel 1 sind Eisenbedarf und Anlagekosten für die durch die Maschinenanordnung beeinflussten Kraftwerksteile eingetragen, und zwar für 50-MW-Einwellenmaschinen und für Maschinengruppen, bestehend aus einer 25-MW-Vorschalt- und einer 50-MW-Nachschaltmaschine. Man sieht, daß die Zweiwellenanordnung für die hier gewählten Grenzleistungen sowohl hinsichtlich des Eisenbedarfs wie auch der

Anlagekosten günstiger abschneidet. Auch der Grundflächen- und Raumbedarf ist geringer. Der Wärmeverbrauch ist bei der Zweiwellenanordnung bei Auslegungslast etwas besser als bei der Einwellenanordnung, wird jedoch für gleichbleibenden Zwischendruck bei Teillast ungünstiger. Durch Senken des Zwischendrucks zu Zeiten kleinerer Last läßt sich ein gewisser Ausgleich herbeiführen.

Betrieblich gesehen, bietet die Zweiwellenanordnung die Möglichkeit, Pufferspeicher im Mitteldrucknetz einzuschalten zwecks Erhöhung der Regelfähigkeit der Dampferzeugungsanlage. Sie vermeidet gleichzeitig die Schwierigkeiten, die sich bei normal gesteuerten Einwellensätzen infolge des vom Eintrittsventil nicht erfaßten Dampfvolumens im Zwischenüberhitzer bei Lastschwankungen regeltechnisch ergeben. Die Zweiwellenanordnung bietet auch eine bessere Reservehaltung.

Ein weiterer Umstand, der vom Vereinheitlichungsstandpunkt für die Zweiwellenanordnung bei großen Kondensationskraftwerken spricht, ist ihre Ähnlichkeit mit der Schaltung von großen Industriekraftanlagen, bei denen diese Anordnung häufig angewandt wird, nur mit dem Unterschied, daß ein Teil der Nachschalt-Kondensationsmaschinen durch Gegendruckmaschinen ersetzt wird. Es würde daher für 125-at-Großkraftwerke die Zweiwellenanordnung als zweckmäßige Lösung gewählt.

Mittelgroße Kraftwerke. Schwieriger war die Klärung der Schaltungs- und Auslegungsweise für mittlere Kondensationskraftwerke mit Leistungen zwischen etwa 100 bis 160 MW. Sie lief letztlich auf die Entscheidung zwischen 80-at-Einwellen- und 125-at-Zweiwellensätzen hinaus, nachdem sich gezeigt hat, daß bei Zwischenüberhitzung die Zweiwellenanordnung betrieblich überlegen ist. Für diese Kraftwerksgrößen schienen bei Einwellenanordnung Maschinenleistungen von 32 MW, bei Zweiwellenanordnung

um auf eine ähnliche Gruppenleistung zu kommen — Vorschaltmaschinen von 12,5 und Nachschaltmaschinen von 25 MW zweckmäßig zu sein. Es wurde eine ganze Reihe von Abwandlungen durchgerechnet, und zwar an Hand der tatsächlich vorhandenen Maschinenmodelle bei den Herstellerfirmen, wobei für 125-at sowohl Dampf- wie auch Rauchgaszwischenüberhitzung zu berücksichtigen waren. Die Kosten- und Wärmeverbrauchswerte streuten zwischen den einzelnen Fabrikaten etwas. In Zahlentafel 2 sind Mittelwerte angegeben, die jedenfalls eine ausreichende Beurteilung zulassen. Auch hier sind Eisenaufwand und Anlagekosten nur auf die Teile bezogen, die durch die Wahl des Druckes und der Leistungen beeinflußt werden. Die Zahlen lassen für die 125-at-Anlage einen recht erheblichen Mehraufwand bei einer nur ganz geringfügigen Wärmeersparnis erkennen. Der Grund liegt darin, daß die Auslegung der Zweiwellenmaschinen für diese Verhältnisse ziemlich ungünstig wurde.

Zahlentafel 1. Eisenbedarf und Anlagekosten von Kraftwerken bei Einwellen- und Zweiwellen-Anordnung

Kraftwerksleistung 300 MW; Betriebsdruck 125 at; Dampftemp. 500 °

Turbinen-Anordnung		Einwellen-Anordnung	Zweiwellen-Anordnung
Kesselleistung		1 h	12 · 100
Turbinenleistung		MW	6 · 50
Eisenbedarf	Kessel	1	13 100
	Turbosätze	1	3 180
	Umspanner und Schaltfelder	1	736
	Bau	1	2 430
	Summe	1	19 446
Anlagekosten	Kessel	MioRM	18,7
	Turbosätze	..	10,51
	Umspanner und Schaltfelder	..	3,09
	Bau	..	5,41
	Summe	..	37,71

Zahlentafel 2. Vergleich von Anlagekosten und Eisenbedarf eines Kraftwerkes von 120 MW Leistung bei Betriebsdrücken von 80 und 125 at

Dampfzustand		80 at, 500 °	125 at, 500 °	
Art der Zwischenüberhitzung			Dampf	Rauchgas
Kesselleistung	t/h	5 · 125	5 · 125	5 · 125
Turbinenleistung	MW	4 · 32	3 · (12,5 + 25)	3 · (12,5 + 25)
Kraftwerksleistung	MW	128	112,5	112,5
Wärmeverbrauch bei Bestlast	1_{kw} 27° kcal/kWh	2605	2575	2540
	1_{kw} 12° kcal/kWh	2530	2505	2465
Spezifische Anlagekosten RM/kW		112	136	136
Spezif. Eisenbedarf kg/kW		51,6	60,6	62,6

In Bild 7 sind für die behandelten Fälle die durchschnittlichen jährlichen Wärmeverbrauchsahlen unter Zurechnung von mittleren Belastungsdauern für verschiedene Benutzungsdauern wiedergegeben. Aus dem Unterschied der Anlagekosten und der mittleren Wärmeverbrauchsahlen ist zu errechnen, bei welchem Mindestwärmepreis die Mehranlagekosten für 125 at durch die Einsparnis an Brennstoff aufgewogen werden. Wenn auch heute die Brennstoffersparnis im Vordergrund steht, so ist andererseits zu bedenken, daß auch an Bauaufwand gespart werden muß, denn die Anlagekosten sind ein Maßstab für den Werkstoff- und Arbeitsaufwand.

Das Ergebnis dieser Untersuchung ist in Bild 8 eintragen. Die Wärmepreise, die die 125-at- gegenüber der 80-at-Anlage tragbar machen könnten, liegen weit über dem Bereich der tatsächlich in Frage kommenden. Die hier zur Erörterung stehende Kraftwerksgröße ist für 125-at-Zweiwelensätze zu klein; die 80-at-Anlage ergab sich in diesem Falle als die richtigere Lösung.

Kleine Kraftwerke. Bei kleineren Kondensationskraftwerken unter 100 MW, für die im allgemeinen mit niedrigeren Benutzungsdauern zu rechnen sein wird, war die Entscheidung zwischen 40 und 80 at zu treffen. Gerade im Hinblick auf die geringere Ausnutzung und auch auf die Möglichkeit, größere Belastungsschwankungen aufnehmen zu müssen, dürfte für diese Werke eher der Druck von 40 at mit seiner günstigeren Speicherfähigkeit in Frage kommen. Es ist dies auch ein Druck, der bei kleinen Industrieanlagen häufig angewendet wird, so daß bei Berücksichtigung der verschiedenen Belange in der Wahl der Kesselleistung auch hier gewisse einheitliche Auslegungsgrundsätze ebenso wie bei den anderen Druckstufen möglich sind.

Durch das Herausstellen dieser Auslegungsgrundsätze, deren Grundgedanken hier nur angedeutet werden konnten, war es möglich, aus den für die einzelnen Drücke bisher gebräuchlichen Typenreihen einzelne Größen herauszugreifen und diese zu neuen Reihen mit wesentlich verminderten Modellzahlen zusammenzufügen. Bezüglich der näheren Einzelheiten wird auf die folgenden Aufsätze verwiesen.

Die Verwendung ballastreicher Brennstoffe

Auswirkungen hohen Aschengehalts. Auch die Brennstoffwirtschaft wirft für den Kraftwerksbau und -betrieb neue Aufgaben auf. Das chemische Aufschließen der Kohle für die verschiedensten Zwecke und die Notwendigkeit, mit unseren Kohlevorkommen hauszuhalten, führten immer mehr zu einem Abdrängen der Kraftwerke zu ballastreicherer Kohle. Ihre Verfeuerung stellt technische und wirtschaftliche Aufgaben¹⁾, die in ihrer Größe und Auswirkung nach außen hin oft nicht genügend in Erscheinung treten.

Die Schwierigkeiten werden gekennzeichnet durch die Tatsache, daß beispielsweise bei einem 80-at-Kraftwerk mit rd. 150 MW Leistung, das Abfallkohle mit 30 bis 35% Asche verfeuert, stündlich 70 t Asche durch das ganze Kraftwerk hindurchgeschleust werden müssen.

Es bedarf keines besonderen Nachweises, daß die Verfeuerung solcher Kohlen mit hohen Aschengehalten einen sehr erheblichen zusätzlichen Bauaufwand bei den Kesseln und den Ascheförderanlagen²⁾ notwendig macht.

Neben den eben geschilderten Auswirkungen ist aber auch mit einem erhöhten Betriebsaufwand für Kesselreinigung, Ausbesserungen, Mühlen- oder Rostverschleiß usw. zu rechnen. Abgesehen hiervon wird die Frage der Rauchgasreinigung mit zunehmendem Aschengehalt und zunehmender Größe des Werkes immer schwieriger. Eine weitere, besonders in dichtbesiedelten Gebieten nicht zu unter-

¹⁾ H. Lent, Die Verfeuerung von Steinkohle hohen Aschen- und Wassergehalts in Kesselfeuerungen. Z. VDI Bd. 87 (1943) S. 241/50.

²⁾ W. Schöning, Entschlackung von Großkesselanlagen. Arch. Wärme- u. wirtsch. Bd. 23 (1942) S. 121/25.



Bild 7 (links). Wärmeverbrauch in Abhängigkeit von der Jahresbenutzungsdauer, Kraftwerksleistung 120 MW.

Bild 8 (rechts). Wärmepreis abhängig von der Jahresbenutzungsdauer bei gleichen Gestehungskosten je kWh für 80 at und 125 at mit Rauchgas-Zwischenüberhitzung.

schätzende Aufgabe besteht darin, die Asche unterzubringen und beiseitezuschaffen. Sie wird vor allem schwierig, wenn die Filterasche nicht zementiert. Es ist dann nur eine schichtenweise Überlagerung mit Versatzmaterial möglich.

Entstauberanlagen: Die von der Kohlenseite her gestellten Aufgaben sind im Laufe der Zeit immer brennender geworden und mußten deshalb neben den Vereinheitlichungsmaßnahmen bevorzugt behandelt werden. Hier ist zunächst auf die Entstaubungsfrage hinzuweisen. Ein Werkstoff sparender und doch allen Ansprüchen genügender Entstauber ist bisher noch nicht bekanntgeworden. Bei gesteigerten Ansprüchen hat sich das Elektrofilter eingebürgert; die mechanischen Abscheider liegen etwas im Hintertreffen. Sie wurden aber durch die grundlegenden Arbeiten von Feitel über Zyklon-Entstaubung einen wesentlichen Schritt vorwärtsgebracht. Über Einzelheiten des Feitel-Entstaubers sowie über die mit ihm erzielten Ergebnisse wird an anderer Stelle dieses Heftes³⁾ berichtet. Hier sei deshalb nur festgehalten, daß die Versuchsergebnisse mit der neuesten Bauweise einen sehr hohen Wirkungsgrad dieses Entstaubers erkennen lassen. Bau und Raumbedarf sind nicht unwesentlich niedriger als beim Elektrofilter, die Zugverluste geringer als beim normalen Fliehkraft-Entstauber. Der erzielte gute Entstaubererfolg, der offensichtlich auch höchsten Ansprüchen genügt, regt dazu an, sich mit der Frage des Druckverlustes näher zu beschäftigen. Die weitere Entwicklung in dieser Richtung

³⁾ M. Jarmusko, Entwicklung und Stand der Feitel-Wirbelstieb-Entstaubersanlagen. S. 95/99. Dort auch Schriftumsangaben.

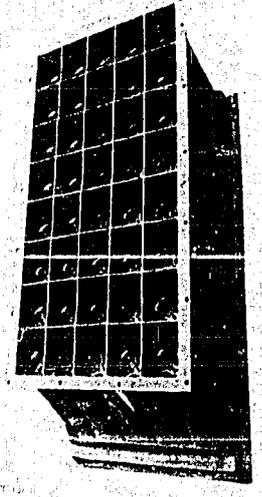


Bild 9. Fliehkraft-Entstauber von Schicht

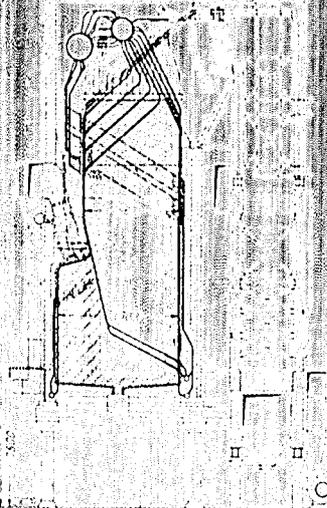


Bild 10. Schmelzkammerkessel für 125 t/h, 65 atü, 500 Bauart: Erste Brunner Maschinenfabrikgesellschaft.

erscheint erfolgversprechend; insgesamt ist der *Fettel*-Entstauber ein Beispiel dafür, wie durch systematische, wissenschaftliche Forschung ein seit langem vernachlässigtes Gebiet gefördert werden kann.

Ein anderer Vorschlag ist von *Schicht* gemacht worden. Dieser Fliehkraftentstauber, Bild 9, besteht ebenfalls aus Einzelelementen, von denen jedes einen Leitapparat erhält, der den Staub nach außen schleudert, während die Rauchgase in einem inneren Einsteckrohr abgezogen werden. Der Aufbau dieses Entstaubers ist außerordentlich einfach; der Aufwand ist sehr niedrig, auch der Druckabfall gering. Die Durchführung von Versuchen ist in die Wege geleitet, damit seine Abscheidefähigkeit festgestellt und Unterlagen für die Weiterentwicklung gewonnen werden. Wahrscheinlich dürfte er dort aussichtsvoll sein, wo nicht zu hohe Anforderungen an den Entstaubungsgrad gestellt werden.

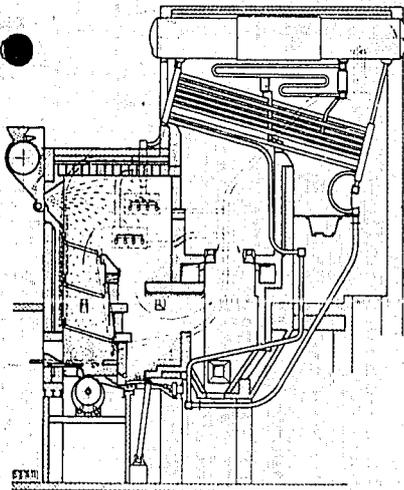


Bild 11. Schwebegaseuerung Bauart Szikla-Rozinek an einem Wasserrohrkessel

Flüssiger Schlackenabzug. Der andere Weg, den durch die ascherhaltige Kohle entstehenden Schwierigkeiten zu begegnen, beruht darauf, die Asche von der Berührungsfläche des Kessels abzusaugen und sie in möglichst feiner Form zu gewinnen, um dadurch das Verschmutzen der Heizflächen zu verringern, die Rauchgasentstaubung zu erleichtern und die Schwierigkeiten bei der Unterbringung des Abgaslaufes zu vermeiden. Mit diesem Ziele ist die Schmelzkammerkessel entwickelt worden, die dadurch gekennzeichnet ist, daß die Temperatur im Feuerraum über dem Schmelzpunkt der Asche liegt und die Asche in flüssigen Zustand aus dem Feuerraum abgezogen wird. Durch Abschrecken erhält man die Asche in stückiger und daher leichter verwertbarer Form. Bisher wurde ein Ascheanfall in flüssiger Form in Höhe von etwa 40 bis 50% erzielt. Eine Konstruktion neuester Bauart zeigt Bild 10. Das Anwendungsgebiet des Schmelzkammerkessels scheint durch folgende Bedingungen umrissen zu sein: Niedrige Ascheschmelztemperatur, Aschegehalt unter 40 bis 35%, kein zu großer Regelbereich der Kesselast.

Vergasung der Kohle. Die Verwertung aschereicher Brennstoffe führte auch zum näheren Studium der Verfeuerung des Brennstoffes in gasförmiger Form unter dem Kessel. Einen Vorschlag in diesem Sinne stellt die *Szikla-Foiznek*-Schwebegaseuerung¹⁾, Bild 11, dar, in der der Brennstoff im Umwalzverfahren in zwei Vorkammern entgast und vergast und das Gas dann dem Kessel selbst zugeführt wird. Die Schlacke wird aus der vorderen Kammer flüssig abgezogen. Versuche von *Ganzl* und der Vereinigung der Großkesselbesitzer zeigen, daß bis 80% der Asche vor der Berührungsheizfläche anfallen. Dabei waren die Verhältnisse in den Versuchsanlagen durchaus nicht ideal. Die Weiterentwicklung dieser Feuerung erscheint jedenfalls bedeutungsvoll.

Die Frage der Vergasung des Brennstoffes in Gas-erzeugern und Verwendung von Gaskesseln wurde ebenfalls sehr eingehend studiert. Die Untersuchungen zeigten aber, daß hierfür der Aufwand zu groß ist, so daß dieser Weg keine Aussicht auf Erfolg haben dürfte.

Entwicklungsmöglichkeiten des Dampfprozesses

Neben diesen durch die Verfeuerung von Abfallkohle aufgeworfenen Fragen werden der Wärme-Strom-Erzeugung in zunehmendem Maße noch andere, wie folgt näher zu kennzeichnende Aufgaben gestellt:

1. Die durch die Verfeuerung immer minderwertigerer Brennstoffe notwendige Heranschiebung der Kraftwerke an die Kohlenvorkommen und die damit verbundenen Schwierigkeiten der Kühlwasserbeschaffung in diesen erfahrungsgemäß wasserarmen Gegenden.

2. Die Nutzung der in bitumenreicher Kohle enthaltenen Wertstoffe vor Verbrennung in der Feuerung.

Es drängt sich daher die Frage auf, welche Weiterentwicklung im Wärmekraftwerksbau überhaupt noch möglich ist.

Die Wärme-Strom-Erzeugung hat, brennstoffwirtschaftlich gesehen, in den letzten Jahrzehnten eine große Entwicklung durchgemacht. Einem Wärmeverbrauch von 5000 bis 6000 kcal/kWh in den Jahren 1910 bis 1920 steht ein heute bei Hochdruckanlagen bis auf rd. 3000 kcal/kWh abzusenkender Verbrauch gegenüber. Dies ist immerhin beachtlich. Dieser Fortschritt wurde aber mit einem Verzicht auf Einfachheit und dem Übergang auf immer verwickeltere Schaltungen erkauft. In Bild 12 und 13 ist die Schaltung eines Niederdruck-Kraftwerkes aus den Jahren 1910 bis 1920 mit der eines modernen Hochdruckkraftwerkes verglichen, wobei für beide Kraftwerke von gleichen Voraussetzungen ausgegangen wurde. Dem einfachen Kreislauf des Niederdruck-Kraftwerkes mit einer ebenso

¹⁾ E. Rannier, Entwicklungsstand u. Zukunftsaussichten der Schmelzkammerfeuerung, Arch. Warmewirtsch., Bd. 23 (1942) S. 151/55.

²⁾ A. Rozinek, Vorgänge, Wärme und Temperaturspiel in Szikla-Foiznek-Schwebegaseuer. Arch. Warmewirtsch., Bd. 24 (1944) S. 51/55, W. Ganzl, Die Schwebegaseuer Bauart Szikla-Rozinek als Feuerung und als Gasstromerz., Arch. techn. Forsch., Bd. 3 (1942) S. 127/29.

Entwicklungsmöglichkeiten des Gasturbinenprozesses

Ablauf des Prozesses

Der Wärmevorgang im Gasturbinenprozess verläuft im wesentlichen in drei Phasen: 1. Kompression der Luft, 2. Verbrennung des Brennstoffs, 3. Expansion des Verbrennungsproduktes. Die Luft wird im Kompressor durch den Luftüberdruck p_1 in einen höheren Druck p_2 gebracht. Die Temperatur steigt dabei von T_1 auf T_2 an. In der Brennkammer wird das Brennstoffgas G zugeführt, das den Luftdruck p_2 übersteigt. Die Verbrennung führt zu einer Temperaturerhöhung auf T_3 . Die Verbrennungsprodukte expandieren im Turbinenrad, wobei die Temperatur auf T_4 sinkt. Die Luft wird im Nachbrenner durch den Luftüberdruck p_3 in einen niedrigeren Druck p_4 gebracht. Die Temperatur sinkt dabei von T_4 auf T_5 an.

Die Wärmeabfuhr erfolgt durch den Luftüberdruck p_4 in einen niedrigeren Druck p_5 . Die Temperatur sinkt dabei von T_5 auf T_6 an. Die Wärmeabfuhr erfolgt durch den Luftüberdruck p_5 in einen niedrigeren Druck p_6 . Die Temperatur sinkt dabei von T_6 auf T_7 an.

Die Wärmeabfuhr erfolgt durch den Luftüberdruck p_6 in einen niedrigeren Druck p_7 . Die Temperatur sinkt dabei von T_7 auf T_8 an. Die Wärmeabfuhr erfolgt durch den Luftüberdruck p_7 in einen niedrigeren Druck p_8 . Die Temperatur sinkt dabei von T_8 auf T_9 an.

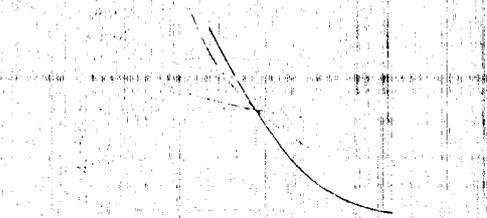


Bild 14. Wärmeverbrauch je abgegebene kWh abhängig von der Anfangstemperatur für verschiedene Prozesse



Bild 15. Schaltung eines Niederdruck-Kraftwerks (links) mit der eines Hochdruck-Kraftwerks (rechts)

Die Luft wird im Kompressor durch den Luftüberdruck p_1 in einen höheren Druck p_2 gebracht. Die Temperatur steigt dabei von T_1 auf T_2 an. In der Brennkammer wird das Brennstoffgas G zugeführt, das den Luftdruck p_2 übersteigt. Die Verbrennung führt zu einer Temperaturerhöhung auf T_3 .

Die Verbrennungsprodukte expandieren im Turbinenrad, wobei die Temperatur auf T_4 sinkt. Die Verbrennungsprodukte expandieren im Turbinenrad, wobei die Temperatur auf T_4 sinkt. Die Verbrennungsprodukte expandieren im Turbinenrad, wobei die Temperatur auf T_4 sinkt. Die Verbrennungsprodukte expandieren im Turbinenrad, wobei die Temperatur auf T_4 sinkt.

Wärmeverbrauch des Prozesses

Die Wärmeabfuhr erfolgt durch den Luftüberdruck p_4 in einen niedrigeren Druck p_5 . Die Temperatur sinkt dabei von T_4 auf T_5 an. Die Wärmeabfuhr erfolgt durch den Luftüberdruck p_5 in einen niedrigeren Druck p_6 . Die Temperatur sinkt dabei von T_5 auf T_6 an.

Die Wärmeabfuhr erfolgt durch den Luftüberdruck p_6 in einen niedrigeren Druck p_7 . Die Temperatur sinkt dabei von T_6 auf T_7 an. Die Wärmeabfuhr erfolgt durch den Luftüberdruck p_7 in einen niedrigeren Druck p_8 . Die Temperatur sinkt dabei von T_7 auf T_8 an.

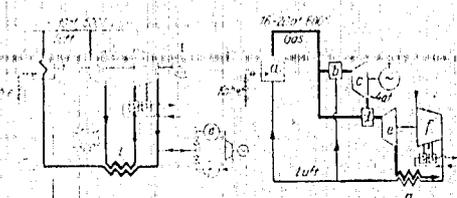


Bild 15 und 16. Schaltung von Gasturbinenprozessen (links) Geschlossener Prozess (Aerodynamische Anlage) (rechts) Offener Prozess (Gasturbinenanlage großer Leistung) Wärmeverbrauch je abgegebene kWh (links) 2900 kcal/kWh, (rechts) 3000 kcal/kWh. Buchstaben im Text

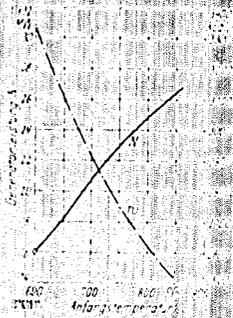


Bild 17. Kleinleistung N_{el} und Wärmeverbrauch w einer Gasturbinenanlage für 16 000 kW. Grundlage: Gleichzeitige Gasführung, zweistufige Zwischenkühlung, Kühlwassertemperatur $20^\circ C$.

thermischen Prozeß selbst verbessert, sondern auch durch Verringerung der Verdichtungsarbeit zur Steigerung der Nutzleistung beiträgt. Wenn auch die eingetragenen Kurven nur einen gewissen Anhalt darstellen, so erkennt man doch die Überlegenheit des Gasturbinenprozesses bei Temperaturen über 600° gegenüber dem Dampfprozeß.

Wie sich die Temperatursteigerung nicht nur auf den Wärmeverbrauch, sondern auch auf die erzielbare Nutzleistung auswirkt, zeigt nach Unterlagen von BBC das Bild 17. Auch das offene Verfahren läßt heute bereits Leistungen zu, die für Zwecke der Elektrizitätsversorgung bedeutungsvoll sind. Die Wärmeverbrauchsahlen in den beiden zuletzt bezeichneten Bildern sind für eine Kohle mit höchstens 30% Feuchtigkeit errechnet.

Betriebslegung von Gasturbinenanlagen. Hinsichtlich der Anwendbarkeit der beiden Prozesse für die Stromerzeugung kann man für den geschlossenen Prozeß folgende Vorteile anführen:

1. Flacher Verlauf der Wirkungsgradkurve bei Teilast infolge des Gleitdruckbetriebes.
2. Größere Reinheit des Betriebsmittels Luft im geschlossenen Umlauf.

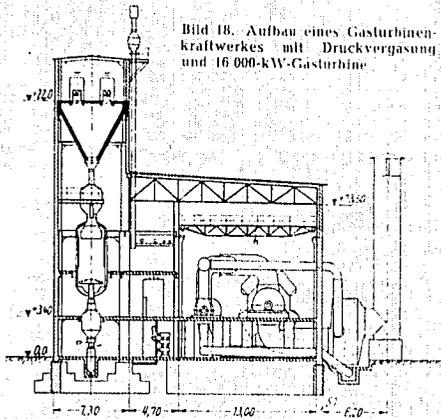
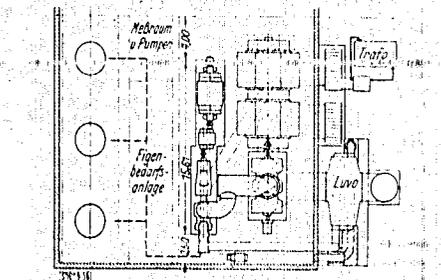


Bild 18. Aufbau eines Gasturbinenkraftwerkes mit Druckvergasung und 16 000-kW-Gasturbine.



1. Erreichbarkeit höherer Leistungen bereits bei niedrigeren Anfangstemperaturen.

2. Beim offenen Verfahren läßt man folgende Vorteile herausstellen:

1. Leichtere Regelbarkeit des Verdichters gegenüber dem Lufterhitzer.
2. Zulässigkeit einer höheren Anfangstemperatur vor dem Turbine bei gleichem Werkstoffeigenschaften, da beim geschlossenen Prozeß diese Temperatur durch die höchste Wandtemperatur im Lufterhitzer gegeben ist.
3. Kleinere Kühlwassermengen bei gleichem thermischen Wirkungsgrad, da ein Teil der Wärme im Gas abgeführt wird und Wasser nur zur Kompressorkühlung notwendig ist.
4. Geringerer Eisenaufwand (75 bis 85 kg/kW gegenüber 100 bis 110 kg/kW), noch größerer Unterschied bei den Legierungsmetallen.
5. Anfall der Asche in körniger Form.
6. Möglichkeit, die Wertstoffe aus der Kohle ohne umfangreiche Zusatzeinrichtungen abzuscheiden.
7. Warmwirtschaftliche Überlegenheit mit steigender Anfangstemperatur.

Diesem Vorteilen der beiden Prozesse seien auch die Schwierigkeiten und Nachteile gegenübergestellt. Als solche kann man beim geschlossenen Prozeß nennen:

1. Schwierigkeit in der Auslegung des Lufterhitzers für Kohle mit niedrigem Schlackenschmelzpunkt bei gleichzeitigem Festhalten an Abgastemperaturen von 160 bis 180° .
2. Das Ascheproblem bleibt das gleiche wie beim Dampfkessel (Entstaubungsfrage und Aschebeseitigung, Verschmutzung der Heizflächen); außerdem ist, abgesehen von der Speisepumpe, der gleiche Eigenbedarf wie beim Dampfkessel nötig.
3. Größere Abhängigkeit des Wärmeverbrauchs vom Druckabfall.
4. Schwierigkeiten in der Regelung bei stark schwankenden Belastungen.

Der offene Prozeß immer zusammen mit der Vergasung bei Ausgang von der Kohle gesehen wird erschwert durch:

1. Die Trocknungstage bei feuchter Kohle,
2. die Einschränkung in der Körnung der Kohle.

Zusammenfassend kann folgendes gesagt werden: Der offene Prozeß löst eher die vorhin gestellten Forderungen, nämlich Bewältigung des Ascheproblems, Beschränkung im Kühlwasserverbrauch und Wertstoffgewinnung aus der Kohle. Mit der Vervollkommenung der Baustoffe für höhere Temperaturen wird der offene Prozeß außerdem wärmewirtschaftlich überlegen. Er läßt auch grundsätzlich eine Kupplung zwischen Gas- und Elektrizitätserzeugung zu, die sinngemäß der Heizkraftkupplung beim Dampfprozeß entspricht und zu einer Energieerzeugungsanlage in allgemeinsten Form führt.

Ein solcher Gasturbinenprozeß würde das Gesicht eines Wärmekraftwerkes grundsätzlich ändern. In Bild 18 ist der Versuch gemacht, den Aufbau eines Gasturbinenkraftwerkes mit Druckvergasung darzustellen, wofür eine 16 000-kW-Gasturbine nach einem vorliegenden BBC-Projekt und Druckvergasen-Bauart Lurgi vorgesehen wurden. Man erkennt den einfachen Aufbau eines solchen Werkes. Überschlagsrechnungen zeigen, daß die Anlagekosten jedenfalls nicht höher als die eines Dampfkraftwerkes sind, daß jedoch diese Form der Wärmekraftzeugung die Vorteile erwarten läßt, die vorhin als wichtig herausgestellt wurden.

Eine solche Entwicklung stellt selbstverständlich keinen Schritt von heute auf morgen dar, zweifellos sind noch manche Schwierigkeiten und technische Einzelprobleme zu lösen. Die Vergasertechnik, besonders die Druckvergasung, steht noch in ihren Anfängen; sie wird sich aber, wenn sie den Anforderungen entspricht, entsprechend entwickeln. [S 7679]