

Zeitschrift:	Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber:	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band:	77 (1959)
Heft:	38
Artikel:	Das thermische Kraftwerk Eddystone der Philadelphia Electric Co., Philadelphia USA
Autor:	Gubler, J.
DOI:	https://doi.org/10.5169/seals-84319

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 08.01.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Das thermische Kraftwerk Eddystone der Philadelphia Electric Co., Philadelphia USA

Von J. Gubler, Zürich

DK 621.311

1. Zur Wahl der Einheitsleistung

Die Philadelphia Electric Co. ist eine der grössten amerikanischen Elektrizitätsgesellschaften. Sie versorgt die Stadt Philadelphia (Pa.) und die umliegenden Gebiete mit elektrischer Energie. Um den schnell steigenden Energiebedarf ihres Versorgungsnetzes decken zu können, entschloss sie sich, das thermische Kraftwerk Eddystone am Delawarefluss zwischen Philadelphia und Chester mit einem Kostenaufwand von 600 Mio SFr. zu bauen. Die Hauptmerkmale dieser noch im Bau befindlichen Anlage sind die ungewöhnliche Grösse der Einheitsleistung von 358 MW, die ebenso ungewöhnlich hohe Temperatur von 654 °C und der weit im überkritischen Gebiet liegende Druck von 372 atü.

Das von der Philadelphia Electric Co. mit Strom versorgte Gebiet zählt rund 3,5 Mio Einwohner und befindet sich in voller industrieller Entwicklung. Der Absatz von elektrischer Energie hat in jener Gegend in den letzten Jahren durchschnittlich um 8 % zugenommen; er dürfte sich also in zehn Jahren mehr als verdoppeln. Die Philadelphia Electric Co. verfolgte von jeher intensiv die Verbesserungen auf dem Gebiete der Dampftechnik und vermochte den Wirkungsgrad ihrer 18 Dampfkraftwerke, wie aus Bild 1 hervorgeht, sehr beträchtlich zu steigern. Dies war vor allem durch Erhöhen von Druck und Temperatur des Frischdampfes, durch einfache und mehrfache Zwischenüberhitzung sowie durch grosse Einheitsleistungen möglich. Diese rechtfertigen sich aber auch aus wirtschaftlichen Gründen: Zwei Kessel oder zwei Turbinen kommen wesentlich teurer zu stehen als eine Einheit von gleicher Gesamtleistung, nicht zuletzt wegen der Einsparung bei Hilfsmaschinen und Zubehör sowie wegen Verminderung der Bedienungskosten.

Während auf dem europäischen Kontinent die grösste gegenwärtig in Betrieb stehende Turbogruppe eine Einheits-

leistung von 150 MW aufweist und einwellige Aggregate zu 175 MW und 250 MW in Auftrag gegeben wurden, stehen in Amerika bereits eine grösse Anzahl Einheiten mit 200 MW und darüber und mit Zwischenüberhitzung seit mehreren Jahren in Betrieb. Die 358-MW-Dampfturbine mit doppelter Zwischenüberhitzung für das Kraftwerk Eddystone bedeutet einen weiteren, kühnen Schritt in der Richtung hoher Einheitsleistungen.

Bei diesen grossen Einheiten wird ausschliesslich Blockschaltung verwendet, bei welcher die Dampfturbine ihren Dampf nur von einem ihr zugeordneten Dampferzeuger erhält. Bei Turbinen von über 300 MW ist man wegen der grossen Dampfvolumen im ND-Teil zur Zweiwellenanordnung (Cross-Compound) übergegangen, bei welcher der Hochdruckteil der Turbine mit 3600 U/min (Netzfrequenz = 60 Hz) und der Mitteldruck- beziehungsweise Niederdruckteil als getrennte Einheit mit 1800 oder 3600 U/min betrieben wird. Die beiden Gruppen sind jeweils mit je einem Turbogenerator gekuppelt.

Beim Einsatz solch bedeutender Einheiten ist die Grösse des Netzes, an das sie angeschlossen werden, zu berücksichtigen. Für das Jahr 1960 wird das Netz der Philadelphia Electric Co. voraussichtlich eine Spitzenlast von 2600 MW aufweisen. Eine plötzliche Störung im neuen Eddystone-Kraftwerk würde somit einen Leistungabfall von mehr als 10 % der erwähnten Spitzenlast verursachen, was untragbar wäre. Das Netz dieser Gesellschaft ist jedoch Teil eines grösseren Verbundnetzes, das einen plötzlichen Lastabfall bis zu 400 MW aufnehmen kann. Diese Zahl wurde auf Grund der Annahme berechnet, dass die in Betrieb gehaltenen Maschinen 4,5 % ihrer Normallast als Momentanreserve zusätzlich übernehmen würden (spinning reserves).

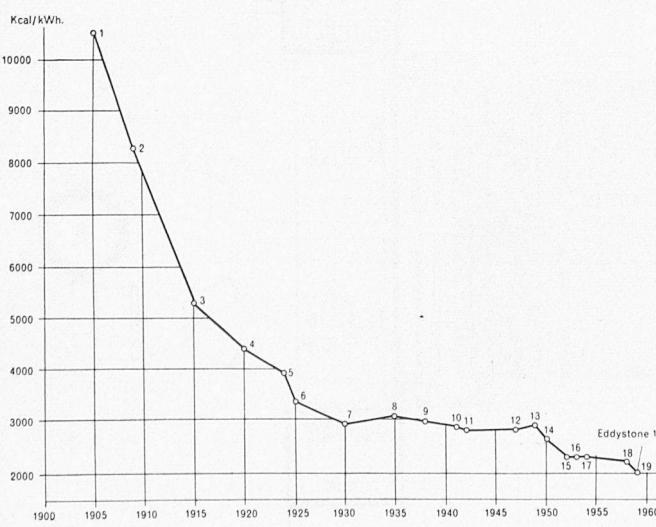


Bild 1. Stetige Verbesserung des Wärmeverbrauchs in den von der Philadelphia Co. seit 1905 gebauten 19 Kraftwerken (Abszisse = Jahr der Fertigstellung). Die Wärmeverbrauchslinie von 1 bis 17 gibt die jährlichen Mittelwerte an, die nach der Inbetriebsetzung der Anlage während einiger Jahre ermittelt wurden. Bei 18 und 19 handelt es sich um den zu erwartenden besten Wärmeverbrauch. Die Zahlen sind infolge der unterschiedlichen Belastungsfaktoren in den verschiedenen Zentralen nicht genau vergleichbar.

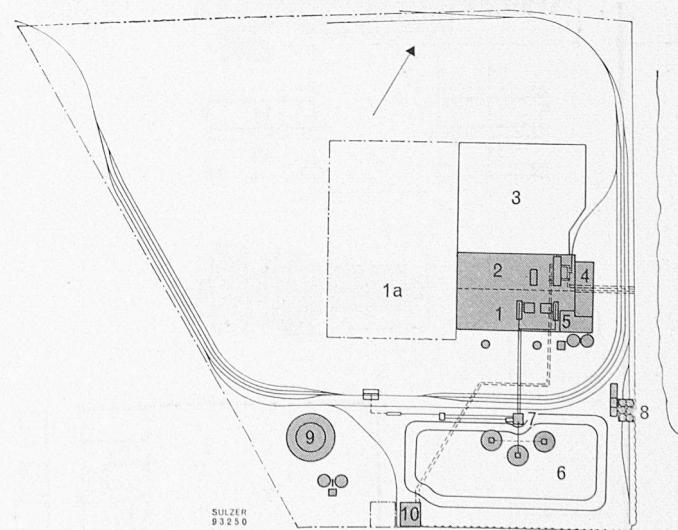


Bild 2. Lageplan der Anlage Eddystone

- | | |
|--|-------------------------------------|
| 1 Kesselhaus für die Einheiten 1 und 2 | 5 Wasseraufbereitungsanlage |
| 1a Spätere Erweiterung für die Einheiten 3 und 4 | 6 Kohlenlagerplatz |
| 2 Maschinenhaus | 7 Kohlenbrechanlage |
| 3 Elektr. Schaltanlage 132 kV | 8 Aschenlager |
| 4 Verwaltungsgebäude | 9 Oeltankanlage |
| | 10 Kühlwasserfilter und Pumpstation |

- 1 Einrohrdampferzeuger
- 2 Turbogruppe etwa 160 MW, 3600 U/min
- 3 Turbogruppe etwa 198 MW, 1800 U/min
- 4 Kohlenmühlen
- 5 Ljungström-Luftvorwärmer
- 6 Elektrofilter
- 7 Saugzuggebläse
- 8 Kamin
- 9 MD-Motor-Kesselspeisepumpen
- 10 HD-Turbo-Kesselspeisepumpen
- 11 Speisewasservorwärmer
- 12 Wärmewarte
- 13 Büros

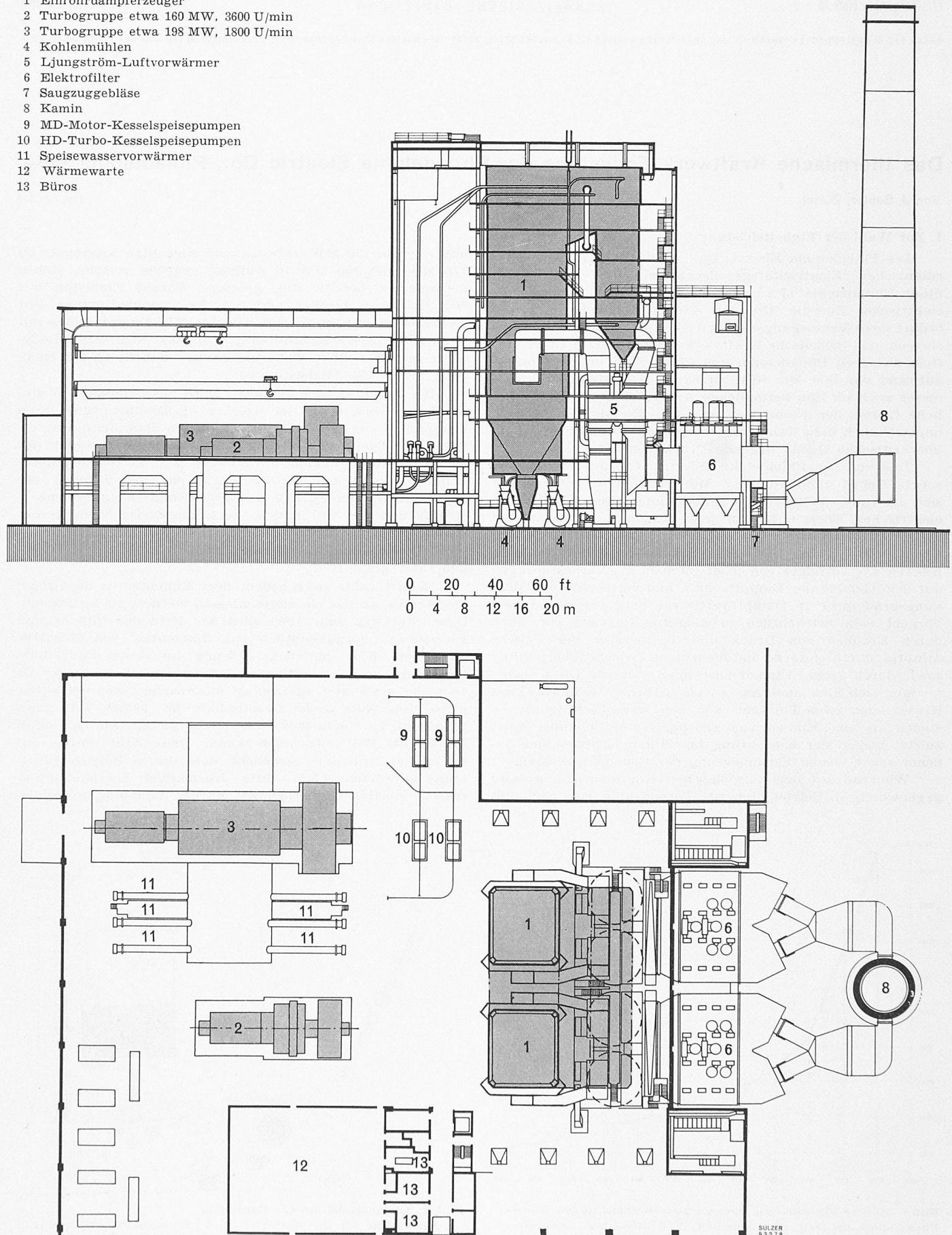


Bild 3. Grund- und Aufriss der Anlage Eddystone, Maßstab 1:700

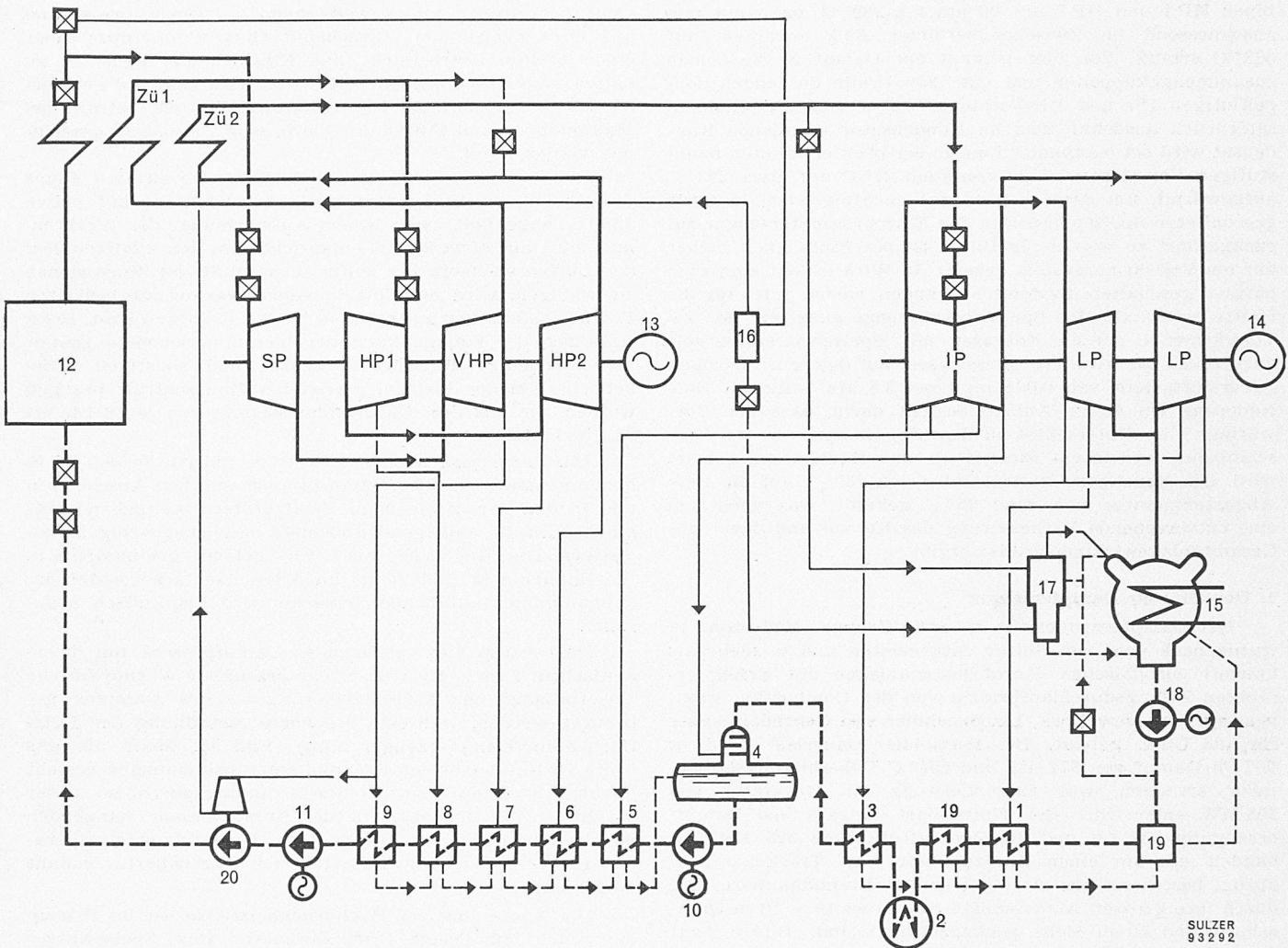


Bild 4. Schaltschema der Anlage

SP Ueberkritische Dampfturbine
 VHP Hochstdruckturbine
 HP 1 Hochdruckturbine 1
 HP 2 Hochdruckturbine 2
 IP Mitteldruckturbine
 LP Niederdruckturbine
 1—9 Speisewasservorwärmer Nr. 1 bis 9
 (4 als Entgaser mit Wasserreservoir ausgebildet)

10 ND-Kesselspeisepumpe
 11 MD-Kesselspeisepumpe
 12 Einrohrdampferzeuger
 Zü 1 Zwischenüberhitzer 1
 Zü 2 Zwischenüberhitzer 2
 13 Turbogenerator 188 000 kVA,
 $\cos \varphi = 0.85$, 3600 U/min
 14 Turbogenerator 233 000 kVA,
 $\cos \varphi = 0.85$, 1800 U/min
 15 Kondensator
 16 Anfahrkühler
 17 Einspritzkühler (flash tank)
 18 Kondensatpumpe
 19 Nachkühler
 20 HD-Kessel-Turbospeisepumpe

2. Anordnung und Aufbau

Die neue Dampfzentrale, die sich über ein Grundstück von 400 000 m² erstrecken wird, liegt am Ufer des Delawareflusses (Bild 2). Diese Lage begünstigt die Beschaffung der erforderlichen beträchtlichen Kühlwassermengen, die für das Niederschlagen des Dampfes im Kondensator notwendig sind. Das eigentliche Kraftwerkgebäude wird im ersten Ausbau die beiden gegenwärtig in Montage befindlichen 358-MW-Monoblockanlagen 1 und 2 aufnehmen, wobei eine Erweiterung zur Aufnahme der Einheiten 3 und 4 möglich ist. Der Aufbau der Zentrale geht im einzelnen aus Bild 3 hervor. Das Maschinenhaus, in dem die erste aus zwei Gruppen bestehende 358-MW-Maschine aufgestellt wird, ist 38 m hoch und hat eine Grundfläche von 3250 m². Im Kesselhaus, das im ersten Ausbau eine Grundfläche von 3430 m² und eine Höhe von 56 m aufweist, ist der Einrohrdampferzeuger untergebracht. Die zweite Einheit beansprucht ungefähr die selbe Grundfläche. Im Trakt zwischen Maschinen- und Kesselhaus befinden sich die Rohrleitungen und auf dessen Bedienungsboden die Speisepumpen.

3. Schaltschema der Zentrale

Das Schaltschema, Bild 4, unterscheidet sich gegenüber einem solchen für bisher übliche Drücke dadurch, dass in-

folge des hohen Dampfdruckes und der beiden Zwischenüberhitzungen das Gefälle bis zum Kondensatordruck in einer mehrzylindrischen und zweiwülligen Turbine ausgenützt wird. Die beiden Wellen sind mit je einem Turbogenerator gekuppelt, die entsprechend den Turbinen mit 3600 beziehungsweise 1800 U/min drehen. Das Dampfvolumen am Austritt des ND-Teiles beträgt rd. das 2000fache desjenigen am Eintritt in den HD-Teil. Diese grossen Volumina bedingen eine doppelflutige Bauweise des ND-Teils. Rund 39 % der Dampfmenge werden durch Anzapfung den verschiedenen Stufen der Turbine für die neunstufige Vorwärmung des Speisewassers entnommen.

Der vom Dampferzeuger abgegebene Dampf tritt mit 350 ata und 650 °C in die Turbine für überkritischen Druck SP¹⁾ ein, entspannt sich dort bei Maximallast auf 175 ata, 538 °C und tritt dann in die Hochstdruckturbine VHP über, in der er sich auf 80 ata bei 420 °C ausdehnt. Nun gelangt er in den im Kessel befindlichen, rauchgasbeheizten Zwischenüberhitzer Zü 1, wo er wieder auf 568 °C gebracht wird. So dann wird er in den auf der gleichen Welle befindlichen Tur-

¹⁾ Die Bezeichnungen entsprechen folgenden englischen Ausdrücken: SP Super pressure turbine, VHP Very high pressure turbine, HP High pressure turbine, IP Intermediate pressure turbine, LP Low pressure turbine.

binen HP 1 und HP 2 auf 20 ata bei 280° C entspannt und anschliessend im Zwischenüberhitzer Zü 2 nochmals auf 568° C erhitzt. Von hier gelangt der Dampf in die beiden zusammengekoppelten und mit 1800 U/min drehenden doppelflutigen IP- und LP-Turbinen, wo er sich auf Kondensatordruck ausdehnt. Das im Kondensator anfallende Kondensat wird bei maximaler Last in der oben erwähnten neunstufigen Vorwärmieranlage von rund 27° C auf etwa 293° C aufgewärmt, um dann mittels der nachfolgenden, in Serie geschalteten Speisepumpen in den Einrohrdampferzeuger zurückgeführt zu werden. In Bild 4 ist der Einfachheit halber nur ein Vorwärmersystem gezeigt. In Wirklichkeit sind zwei parallel geschaltete Systeme vorhanden, wovon jedes für die Hälfte der maximalen Speisewassermenge ausgelegt ist. Im Vorwärmert 4, der als Entgaser mit Speisewasserreservoir ausgebildet ist, wird das Speisewasser auf den sehr niedrigen Sauerstoffgehalt von 0,005 mg/l bei 3,8 ata entgast. Eine Neuerung bei dieser Anlage besteht darin, dass der Vorwärmert 2 im Unterschied zu den acht andern von den Kesselabgasen vor ihrem Eintritt in das Hochkamin geheizt wird. Die Rauchgase werden dabei von 135° C auf die tiefe Abgastemperatur von rund 95° C gekühlt, was wiederum eine entsprechende Verbesserung des Kessel- und daher des Gesamtanlagewirkungsgrades ergibt.

4. Der Einrohr-Dampferzeuger

Der Dampferzeuger für die erste Gruppe (Eddystone 1) wurde nach dem von Sulzer entwickelten und in mehr als hundert europäischen Einrohrkesselanlagen mit Erfolg erprobten Zwangsdurchlaufprinzip von der Combustion Engineering Inc., New York, Lizenznehmer von Gebrüder Sulzer für die USA, gebaut. Bei maximaler Dauerlast wird er 907 t/h Dampf von 372 atü und 654° C Ueberhitzungstemperatur erzeugen, was einer Leistung am Generator von 358 MW entspricht. Bei Normallast beträgt die Dampferzeugung 830 t/h und die Generatorleistung 325 MW. Es handelt sich um einen Zweizugkessel mit Trockenashenabzug, bestehend aus zwei getrennten Brennkammern, die durch ihre grossen Abmessungen von etwa 10 × 10 m Querschnitt und 40 m Höhe gekennzeichnet sind. Bild 5 zeigt einen Querschnitt durch eine der beiden Brennkammern. Da der vorliegende Dampfprozess doppelte Zwischenüberhitzung aufweist, wurde der erste Zwischenüberhitzer in einer Brennkammer, der zweite in der anderen untergebracht, wobei jeweils der erste Teil dieser Heizfläche als Bündel im zweiten Kesselzug angeordnet ist, und der zweite Teil als Schotte oben in der Brennkammer hängt.

Es wurde eine Kohlenstaubfeuerung mit direkter Einblasung gewählt. Zur Verbrennung soll eine bituminöse Kohle aus Westvirginia und Pennsylvania gelangen, die folgende Durchschnittsanalyse aufweist:

Unterer Heizwert	7200 kcal/kg
Asche	8,2 %
Wasser	3,3 %
Flüchtiges	35,8 %
Aschenerweichungspunkt	1150° C
Aschenschmelzpunkt	1300° C

Die Kohle soll vor der Zwischenbunkerung in einer Kohlenbrechanlage auf eine Körnung von 20 bis 0 mm vorbereitet werden. Oel wird nur für die Zündbrenner verwendet, die für eine Leistung von 10 % der Kesselleistung ausgelegt sind.

Für die Erzeugung der maximalen Dauerlast müssen die acht auf dem Kellerboden befindlichen Kohlenmühlen (vier je Brennkammer) etwa 100 t/h Kohlenstaub den an den vier Ecken im unteren Teil jeder der beiden Brennkammern angeordneten Brennern zuführen. Für die Vermahlung der zur Verbrennung verwendeten Kohle, die eine Härte von 55 % Hardgrove aufweist, sind Raymond-Mühlen vorgesehen. Die Mahlfeinheit des erzeugten Kohlenstaubes beträgt 70 % Durchgang auf USA-Sieb Nummer 200. Die Eckenbrenner sind vertikal schwenkbar, so dass die erzeugte Flamme sowohl nach unten wie nach oben in einem Bereich von $\pm 30^\circ$ von der Mittellage aus geneigt werden kann. Dadurch ist es möglich, die Temperatur der Rauchgase am

Ende der Brennkammer weitgehend zu beeinflussen und auf diese Weise die Zwischenüberhitzertemperatur über einen breiten Lastbereich ohne Einspritzung konstant zu halten, was einen optimalen Kreislaufwirkungsgrad gewährleistet. Die spezifische Brennkammerbelastung beträgt bei Maximallast rund 110 000 kcal/m³h, was als mässig bezeichnet werden kann.

Die Rauchgase werden am Austritt des zweiten Zuges jeweils in einem Ljungström-Luftvorwärmer auf etwa 135° C abgekühlt, was einer Aufwärmung der Verbrennungsluft auf etwa 335° C entspricht. Um den kühleren Teil des Luftvorwärmers bei kalter Aussenluft vor Korrosionen zu schützen, wird die Luft in einem warmwasserbeheizten Wärmeaustauscher auf etwa 40 bis 50° C vorgewärmt. Beim Anfahren der Anlage kann der hierzu notwendige Dampf sowie derjenige für die Russbläser und sonstigen Hilfsbetriebe von der kleinen, getrennten Hauszentrale bezogen werden, die aus drei Naturumlaufkesseln von je 18 t/h bei 35 atü bestehen.

Die Rauchgase werden vor ihrem Eintritt in den 75 m hohen gemauerten Schornstein in mechanischen Abscheidern und in den darauffolgenden Elektrofiltern weitgehend entstaubt, um die umliegenden Gebiete möglichst wenig zu belästigen. Die Flugasche (bis 6 t/h) gelangt pneumatisch in die Bunker 8 in Bild 2; die im Nassentschlacker unter der Brennkammer anfallende Schlacke wird hydraulisch abgeführt.

Da bei dem hier vorliegenden Dampfprozess mit überkritischem Druck etwa 65 % der erzeugten Wärme für die Ueberhitzung und Zwischenüberhitzung des Dampfes gebraucht werden, war eine besondere Anordnung der Heizflächen im Dampferzeuger nötig (Bild 5). Mehr als das obere Drittel der beiden Brennkammerauskleidungen besteht aus dem horizontal gewickelten Strahlungsüberhitzer 4, der zusammen mit den oben in der Brennkammer hängenden Schottenüberhitzern 5 erlaubt, die Ueberhitzungstemperaturen über einem weiten Lastbereich angenähert konstant zu halten.

Die Anordnung der Hochdruckheizfläche ist im Prinzip die gleiche für beide Brennkammern. Das Speisewasser durchfliesst zuerst den am Ende des zweiten Zuges befindlichen Economiser 1 und anschliessend die aufwärtsgehenden Rohre, welche die Seitenwände dieses Zuges kühlen. Es wird unter Zwischenschaltung von Sammlern in die auf- und abwärts laufenden Rohrbänder 2 geleitet, die von unten etwa zwei Drittel der Brennkammer auskleiden und in zwei in der Mitte der Brennkammervorderwand angebrachten Kollektoren enden. Das Arbeitsmedium hat an diesem Punkt des Systems bei maximaler Dauerlast eine Temperatur von rund 440° C. Nun folgt in der Durchflussrichtung ein Rohrbündel 3, das im oberen Teil des zweiten Zuges untergebracht ist, das heisst in einer Zone, in der die Rauchgase bereits weitgehend durch die vorgeschalteten Berührungsheizflächen des Ueberhitzers und der Zwischenüberhitzer abgekühlt wurden (bei Normallast auf 815° C). Anschliessend wird der Dampf im Strahlungsüberhitzer 4, der das obere Drittel der Brennkammerwände bedeckt, und in den nachfolgenden Schotten- und Endüberhitzern 5 und 6 auf die Endtemperatur von 654° C gebracht. Eine weitere Erhöhung dieser Dampftemperatur, die für eine Verbesserung des Kreislaufwirkungsgrades wünschbar wäre, ist heute und in absehbarer Zukunft wegen Fehlens geeigneter Werkstoffe mit den erforderlichen Warmfestigkeits- und Korrosions-eigenschaften nicht möglich. Im vorliegenden Fall musste wegen der hohen Ueberhitzungs- und Zwischenüberhitzungstemperaturen ein grosser Teil der Heizflächen aus austenitischem Material ausgeführt werden. Die Durchbildung der Brennkammer, die vom Aschentrichter bis zur Decke mit Rohren vollständig auskleidet ist, stellte hohe Anforderungen an die Konstrukteure.

Hinter den Rohren, die die Brennkammerwände ohne Zwischenraum vollständig bedecken, ist eine Blechverschaltung angebracht zum Abdichten der Brennkammer nach aussen. Auf deren Aussenseite werden vorfabrizierte Isolierplatten und darüber noch ein Zementbelag aufgetragen. Infolge der hohen Rohrwandtemperaturen am austenitischen

Strahlungs - Ueberhitzer 4 musste die Verschalung hinter dieser Heizfläche ebenfalls aus austenitischem Material ausgeführt werden, womit zugleich das Problem der relativen Dehnungen gelöst werden konnte. Unter dem Einfluss der hohen Dampftemperaturen dehnen sich die Brennkammerrohre nicht nur in der Längsrichtung, sondern auch im Querschnitt, was durch besondere konstruktive Massnahmen berücksichtigt werden musste.

Die beiden Brennkammern sind an grossen, aus genietetem Blech hergestellten Doppel-T-Trägern von 3 m Höhe aufgehängt, die sich auf das Gebäudegerüst abstützen und zugleich die Dachkonstruktion des Kesselhauses aufnehmen. Diese Bauart ermöglicht eine freie Ausdehnung der hängenden Heizfläche nach unten, die am tiefsten Ende der Brennkammer beträchtlich ist.

Das Rohrsystem, das die beiden Brennkammern auskleidet, wurde in vorfabrizierten Elementen, deren Abmessungen durch die Transportmöglichkeiten festgelegt wurden, in den Werkstätten der Kessellieferfirma vorbereitet, die dann auf dem Montageplatz nur noch zusammenzuschweißen waren. Diese Methode ergibt außer den Erleichterungen beim Transport und bei der Lagerung der Elemente auf dem Montageplatz eine wesentliche Verkürzung der Montagezeit.

Um den Bedarf an hochwertigem Material auf das umgänglich notwendige zu verringern, hat man die Wandstärken des Rohrsystems dem jeweiligen Höchstdruck entsprechend festgelegt. Der Druck in jedem einzelnen Strang des

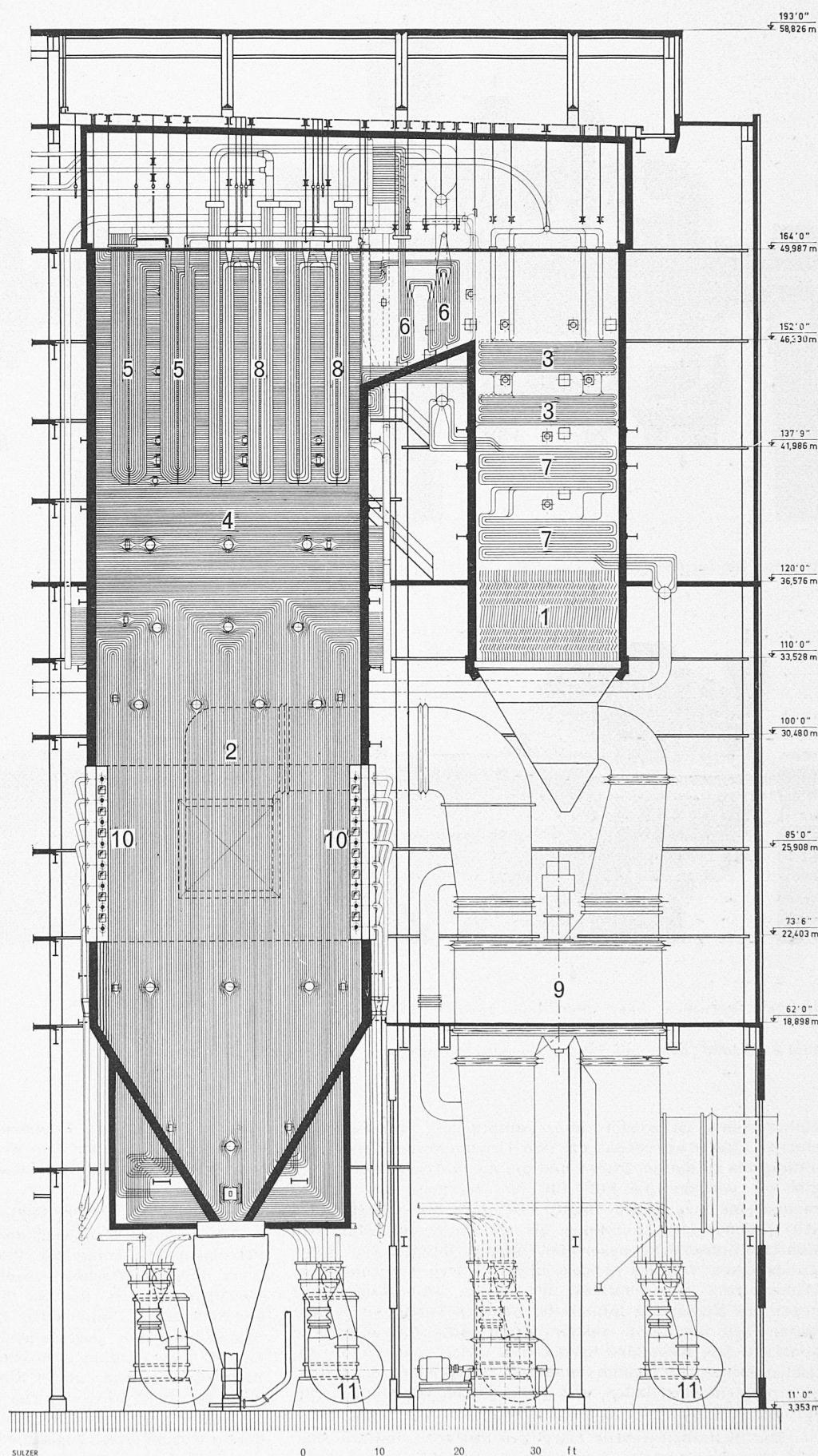
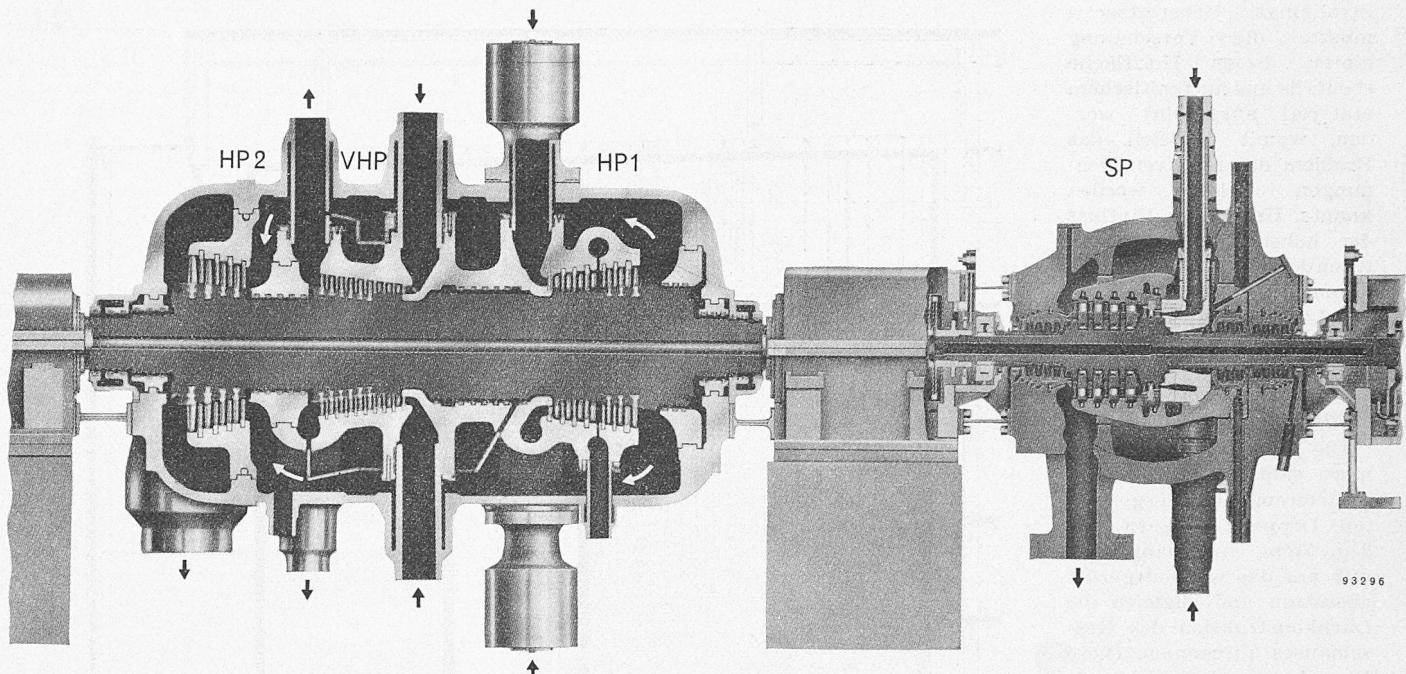
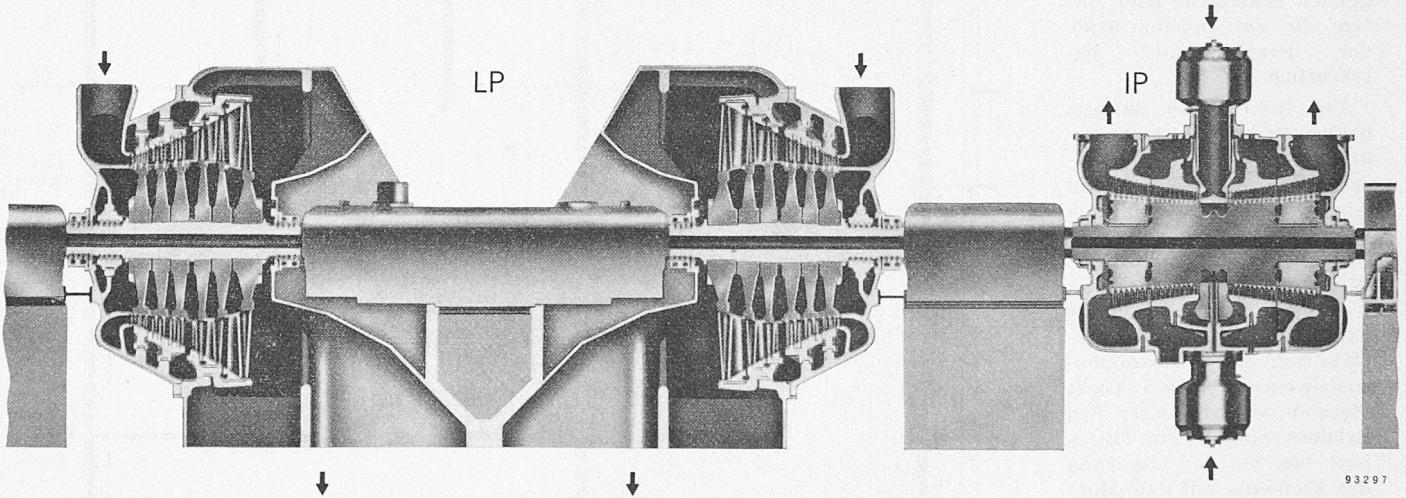


Bild 5. Querschnitt durch eine der beiden Brennkammern des Combustion-Sulzer-Einrohrdampferzeugers.



Rechts: SP-Turbine, links VHP-, HP 1-, HP 2-Turbinen, Drehzahl 3600 U/min.



Rechts: IP-Turbine, links LP-Turbine, Drehzahl 1800 U/min

Bild 6. Schnitt durch die beiden Dampfturbinengruppen. (Bezeichnungen siehe Bild 4.)

Rohrsystems ist gleich dem Dampfdruck am Turbineneintritt (350 ata), erhöht um den Druckabfall in der Rohrleitung bis zu diesem Punkt und um die statische Höhe. Dies gibt im vorliegenden Fall für die maximale Durchflussmenge eine vom Kesseleintritt (430 atü) bis -austritt (380 atü) fallende Druckkennlinie, die als Kurve der minimalen Konstruktionsdrücke bezeichnet werden könnte. Die Rohrwandstärken wurden gemäss dieser Kurve berechnet. Sie bleiben trotz dem Einfluss der hohen Dampftemperatur gegen das Kesselende infolge der höheren Festigkeit des für diesen Teil benützten austenitischen Materials annähernd konstant. Die Kesseldruckprobe soll unter einem hydrostatischen Druck von eineinhalbmal den Dampfdruck am Ueberhitzeraustritt stattfinden, was einem Druck von 560 atü entspricht.

Die Sicherheitsventile (zwei pro System) sind am Austritt des Endüberhitzers angebracht und für einen Oeffnungsdruck von 410 atü eingestellt, das heisst etwa 10 % über dem Frischdampfdruck am Ueberhitzeraustritt. Das Oeffnen der Sicherheitsventile, das ein Entweichen von Dampf aus dem Kreislauf und damit einen Verlust von hochwertigem Kondensat bedeutet, ist praktisch ausgeschlos-

sen, da zuerst das Hochdruck-Bypassventil, dessen Oeffnungsdruck 5 % über dem Frischdampfdruck liegt, geöffnet wird und den Dampf durch das Bypass-System strömen lässt.

5. Die 358-MW-Turbogruppe

Auf Bild 4 lässt sich der Weg des Dampfes durch die verschiedenen Stufen der Turbine verfolgen. Bild 6 zeigt oben einen Längsschnitt durch die mit 3600 U/min arbeitende Hochdruckgruppe, die bei maximaler Dauerlast total etwa 160 MW leistet, unten einen Längsschnitt durch die Niederdruckgruppe von insgesamt etwa 198 MW bei 1800 U/min. Der zu jeder Gruppe gehörende, nicht sichtbare Turbogenerator befindet sich auf der äusseren linken Seite. Der Dampf wird der SP-Turbine in vier geschmiedeten und gebohrten Leitungen aus austenitischem Material 316 von 262 mm äusserem Durchmesser zugeführt. An jeder dieser Leitungen ist vor Turbineneintritt ein durch einen ölhdraulischen Servomotor gesteuertes Schnellschluss- und Regelventil angebracht.

Die erste Dampfentspannung von 350 auf 175 ata findet in einem doppelkränzigen, vollbeaufschlagten Curtissrad und in den vier nachgeschalteten Gleichdruckstufen statt. Das

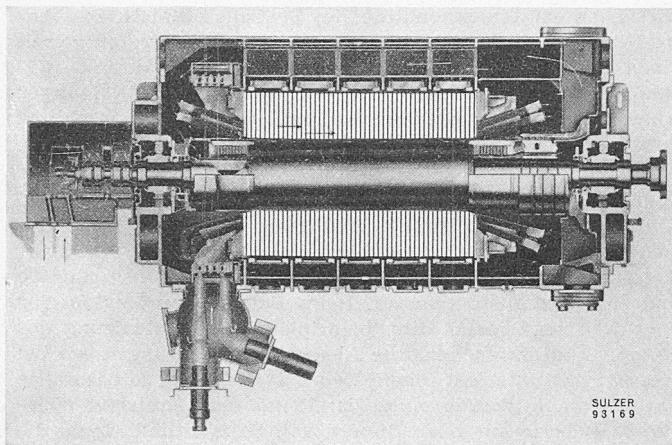


Bild 7. Schnitt durch den Generator von 188 000 kVA bei $\cos \varphi = 0,85$ und 3600 U/min

Wärmegefälle beträgt hier 55,8 kcal/kg, das sind etwa 11,5 % des Gesamtgefälles. Bei Maximallast werden in dieser Turbine etwa 50 MW erzeugt.

Der Dampf verlässt die SP-Turbine mit einer Temperatur von 535°C und tritt in die VHP-Turbine ein, um in ihr auf 80 ata bei 420°C entspannt zu werden. Die vier Austrittsleitungen dieser Turbine, die eine Nennweite von 300 Millimeter aufweisen, gehen anschliessend in zwei Leitungen über, die zu dem in einer der Brennkammern des Dampferzeugers untergebrachten ersten Zwischenüberhitzer führen, in dem der Dampf auf 568°C gebracht wird. Die beiden Leitungen von 405 mm Durchmesser, die den Dampf vom Zwischenüberhitzer in die HP 1-Turbine zurückführen, sind je mit einem Schnellschlussventil versehen, nach dem sie sich mit je einem Abfangregelventil in zwei Teile verzweigen. Die insgesamt vier Abfangregelventile von 250 mm Nennweite sind am Turbinengehäuse festgemacht und werden durch ölhydraulische Servomotoren gesteuert. Der Dampf verlässt die HP 2-Turbine bei 20 ata, 380°C und wird dann dem zweiten Zwischenüberhitzer durch zwei Leitungen von 600 mm Durchmesser zugeführt, um dort nochmals auf 568°C überhitzt zu werden.

Die VHP-Turbine ist mit den beiden HP 1- und HP 2-Turbinen in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht. Der von HP 1 zu HP 2 strömende Dampf kühlt das Außengehäuse. In diesen beiden Stufen ist die Strömungsrichtung des Dampfes entgegengesetzt, um den Axialschub zu verkleinern.

Die Turbinen VHP, HP 1 und HP 2 weisen, wie aus Bild 4 ersichtlich, ungesteuerte Dampfentnahmen auf, die mit den Speisewasservorwärmern 9, 8, 7 und 6 verbunden sind. Das gemeinsame Aussengehäuse dieser Stufen ist mit insgesamt 14 Anschlüssen mit Gleitverbindungen versehen, zu denen noch kleinere Leitungsanschlüsse für Sperrdampf oder Entwässerungen kommen.

Die doppelflüchtige Mitteldruckturbine IP (in Bild 6 unten rechts), die mit der ebenfalls doppelflüchtigen Niederdruckturbine LP (links) gekuppelt ist, erhält ihren Dampf vom zweiten Zwischenüberhitzer (568°C, 17,5 ata) durch vier Leitungen von 500 mm Durchmesser. Wie bei der Turbine HP 1 sind auch hier am Turbineneintritt in jede Leitung jeweils ein durch einen Servomotor gesteuertes Schnell-schluss- sowie ein Abfangregelventil eingebaut. Die Niederdruckturbine LP ist für einen hohen Ausnützungsgrad und gutes Vakuum konstruiert, was grosse Querschnitte ergibt. Die langen Austrittschaufeln ergeben bei dieser doppelflüchtigen Turbine ein grosses Rotorgewicht. Um Transport und Montage des Rotors zu erleichtern, ist er zweiteilig ausgeführt worden.

Der Kondensator weist eine Kühlfläche von 14 000 m² auf, die aus 25 730 Rohren aus Admiralty-Legierung besteht. Er ist für die Kondensation von 586 t/h Dampf ausgelegt, das sind etwa 65 % der maximalen Dampferzeugerleistung. Bei dieser Leistung und bei einer Kühlwassertemperatur von

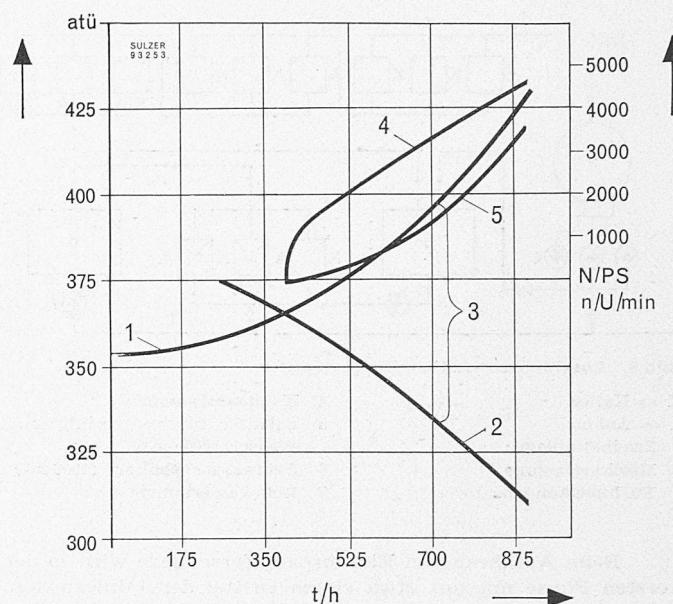


Bild 8. Speisepumpen-Kennlinien

- | | |
|---------------------------|--------------------------|
| 1 Kennlinie des Kessel- | 4 Drehzahl der HD-Turbo- |
| systems | speisepumpe 20 |
| 2 Kennlinie der MD-Motor- | 5 Wellenleistung der HD- |
| speisepumpe 11 (Bild 4) | Turbospeisepumpe 20 |
| 3 Von der HD-Turbospeise- | |
| pumpe 20 zu überwinden- | |
| der Druckunterschied | |

15°C, entsprechend einem Vakuum von 96 %, beträgt die Kühlwassermenge 45 500 m³/h.

Der mit den oberen Turbinenstufen gekuppelte Turbogenerator ist für eine Leistung von rund 188 000 kVA bei $\cos \varphi = 0,85$ ausgelegt. Die sehr wirksame innere Kühlung mit Wasserstoff von 3,15 atü ermöglichte verhältnismässig geringe Abmessungen. So beträgt der Durchmesser des Rotterschmiedestückes nur 950 mm (Bild 7). Der andere Generator leistet etwa 233 000 kVA bei $\cos \varphi = 0,85$; der Durchmesser des geschmiedeten Rotors beträgt hier 1400 mm. Die Kühlung erfolgt ebenfalls mit Wasserstoff von 3,15 atü. Mit der Lieferung der 358-MW-Turbogruppe mit Einschluss des Kondensators und der Generatoren ist die Westinghouse Electric Co., Philadelphia, betraut worden.

6. Das Speisesystem

Die Höhe des Speisewasserdruckes am Dampferzeuger- eintritt erforderte, wie bereits erwähnt, eine Aufteilung des Druckgefälles auf drei in Serie geschaltete Speisepumpen (Bild 4). Da das Speisesystem doppelt geführt wird, sind insgesamt sechs Pumpen nötig. Durch jedes System strömen je etwa 450 t/h Wasser. Die Niederdruckpumpe 10 ist saugseitig mit dem Speisewasserbehälter (Vorwärmer 4) verbunden und fördert das Speisewasser mit einem Druck von 160 atü bei Maximallast durch die Vorwärmer 5 bis 9. Die Mitteldruck-Pumpe 11 erhöht nach dem letzten Vorwärmer den Speisewasserdruck auf 310 atü, die Hochdruck-Turbo- speisepumpe 20 weiter auf 435 atü. Bei dieser Anordnung strömt verhältnismässig heißes Wasser durch die Hochdruckpumpe, woraus sich eine gewisse Erhöhung ihrer Antriebsleistung ergibt. Diese Energie wird jedoch grösstenteils in Form von Wärme an das Speisewasser abgegeben.

Bei kleiner werdender Durchflussmenge infolge abnehmender Last nimmt der Förderdruck einer mit konstanter Drehzahl betriebenen Pumpe, entsprechend ihrer Charakteristik, rasch zu, gleichzeitig vermindert sich der Druckabfall und damit der erforderliche Enddruck. Um die gewünschte Anpassungsfähigkeit mit gutem Wirkungsgrad zu erzielen, entschloss man sich für eine Pumpe mit veränderlicher Drehzahl und für einen Antrieb durch eine Dampfturbine. Diese empfängt ihren Dampf von der Leitung zum Zwischenüberhitzer Zü 1 und gibt den Abdampf der Leitung zum Zwischenüberhitzer Zü 2 ab.

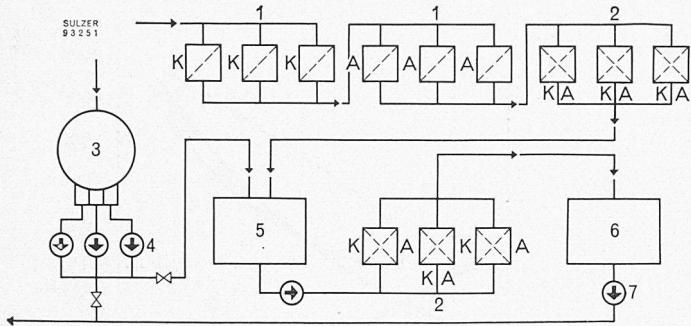


Bild 9. Zusatzwasser-Aufbereitungsanlage

K = Kation	4 Kondensatpumpen
A = Anion	5 Behälter für vorgereinigtes
1 Zweibettanlage	Wasser (2000 m ³)
2 Mischbettanlage	6 Reinwasserbehälter (2000 m ³)
3 Turbinenkondensator	7 Reinwasserpumpe

Beim Anfahren von Einrohrdampferzeugern wird in der ersten Phase mit nur etwa einem Drittel der Fördermenge Wasser über das Bypassystem umgewälzt und vorerst noch kein Dampf erzeugt. Bis die Antriebsturbine der HD-Speisepumpe 20 ihren Betriebsdampf erhält, das heißt, solange die Hauptturbine noch nicht fährt, wird der Bedarf an Speisewasser von den beiden andern, mit konstanter Drehzahl angetriebenen Motorpumpen bei verringertem, aber genügendem Druck gedeckt. Das Speisewasser wird in diesem Fall von der MD-Pumpe 11 durch die mitlaufende HD-Pumpe 20 ohne Schaden für diese gefördert. Für Lastbereiche zwischen 40 und 100 % erzeugt dann die Turbosonde 20 die zusätzlich notwendige Druckerhöhung, ent-

sprechend der Druckkennlinie des Systems (Bild 8). Der Antrieb der fünfstufigen ND-Speisepumpe 10 erfolgt durch einen Motor von 4000 PS und derjenige der vierstufigen MD-Pumpe 11 durch einen Motor von 4500 PS in zweipoliger Ausführung. Die Auslegungsleistung der Turbosondepumpe beträgt etwa 5000 PS.

7. Zusatzwasser-Aufbereitungsanlage

Diese Anlage dient der Reinigung des Rohwassers, das zur Deckung der unvermeidlichen Verluste dem Kreislauf zugeführt werden muss. Zur Verfügung steht vorgereinigtes und chloriertes Stadtwasser. Beim Betrieb von Kesseln für überkritische Drücke kann prinzipiell keine Entsalzung des Dampfes durch mechanische Abscheidevorrichtungen wie bei Kesseln mit unterkritischem Druck stattfinden, so dass alles unternommen werden muss, damit das dem Kreislauf zugeführte Wasser nur noch Spuren von Salz enthält, wenn die Heizflächen und die Turbinenschaufeln von Salzablagerungen verschont bleiben sollen.

Nur dank den in den letzten Jahren auf dem Gebiet der Totalentsalzung gemachten Fortschritten konnte an einen zuverlässigen Betrieb von Dampfanlagen mit überkritischem Druck gedacht werden²⁾. In einer Versuchsanlage nach Bild 9 wurde Wasser mit einem durchschnittlichen Salzgehalt von 225 mg/l wie folgt behandelt: In einer Zweibett-Totalentsalzungsanlage 1 wird der Salzgehalt auf 0,5 bis 0,3 mg/l und die Kieselsäure auf 0,1 mg/l herabgesetzt. Dieses vorentsaltzte Wasser gelangt in den Sammelbehälter 5 und wird anschliessend in einer weiteren Mischbettanlage 2 nochmals gereinigt, so dass der Salzgehalt den sehr niedrigen Wert von 0,02 bis 0,05 mg/l erreicht. Der Kieselsäuregehalt sinkt dementsprechend auf 0,005 mg/l. Derart gereinigtes Wasser sammelt sich im Reinwasserbehälter 6, aus dem die im Kreislauf entstandenen Verluste mittels Pumpe 7 gedeckt werden können. Zur Einhaltung eines pH-Wertes von 8,8 bis 9,2 im Speisewasser setzt man Ammoniak und zur Entfernung des Restsauerstoffs Hydrazin zu.

Die durch die beschriebene Anlage erzielte grosse Reinheit des Zusatzwassers und damit des Speisewassers soll nicht durch Undichtheiten im Turbinenkondensator beeinträchtigt werden. Die geringsten Kühlwassereinbrüche, die oft sehr schwer zu finden sind, können dem System schon beträchtliche Salzmengen zuführen. Um allfällige Undichtheiten sofort feststellen zu können, ist der Kondensator in eine Anzahl Abteilungen aufgeteilt, die sich unter den beiden Rohrbündeln befinden. Das sich in diesen Abteilungen an-

²⁾ P. Profos: Anwendung der Totalentsalzung in Dampfanlagen. «Technische Rundschau Sulzer», Nr. 2/1955, S. 47.

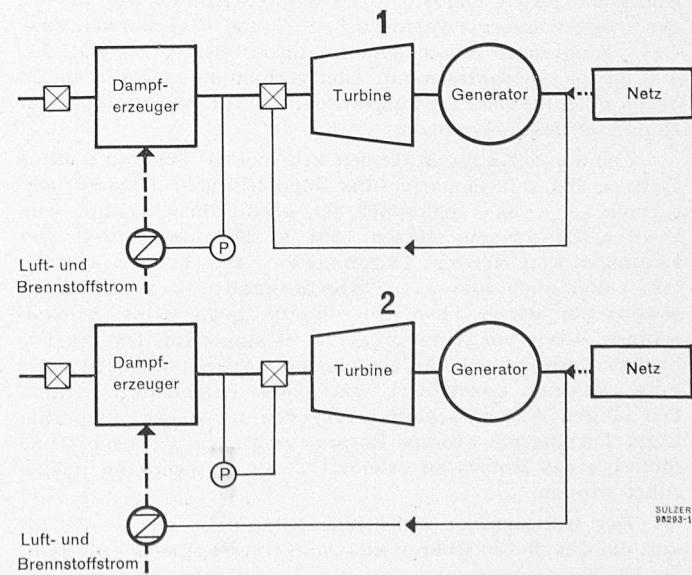


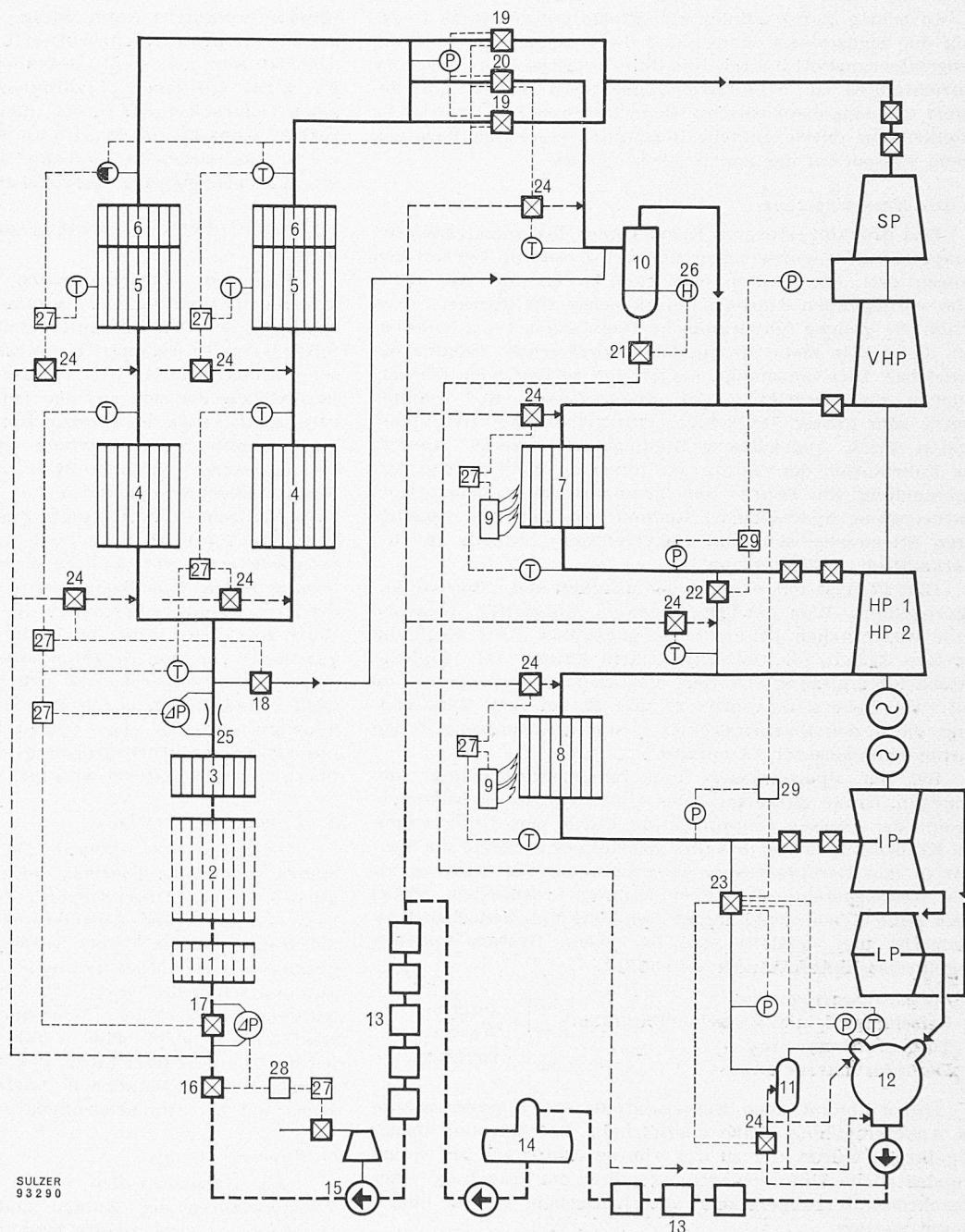
Bild 10. Schematische Darstellung der Verbrennungsluft-Verteilung zu den beiden Brennkammern sowie des Rauchgasabzuges

- | | |
|--|--------------------------------|
| 1 Brennkammer mit dem Zwischenüberhitzer 1 | 3 Ljungström-Luftvorwärmer |
| 2 Brennkammer mit dem Zwischenüberhitzer 2 | 4 Saugzugventilatoren |
| | 5 Verbrennungsluftventilatoren |
| | 6 Kohlenmühlen |

Bild 12. Regelschema

1	Ekonomiser
2	Brennkammerrohe
3	Bündel
4	Strahlungsüberhitzer
5	Schottenüberhitzer
6	Endüberhitzer
7	Zwischenüberhitzer 1
8	Zwischenüberhitzer 2
9	Schwenkbrenner
10	Anfahrkühler
11	Einspritzkühler
12	Kondensator
13	ND- und HD-Anzapf-vorwärmer
14	Entgaser
15	Turbospeisepumpe
16	Druckdifferenzventil
17	Speisewasserventil
18	Entnahmeverteil
19	Dampfabgabeventil
20	Bypassventil
21	Wasserablassventil
22	HD-Ueberströmventil
23	ND-Ueberströmventil
24	Einspritzventile
25	Dampfmengen-messglied
26	Niveaumessglied
27	Korrekturorgan
28	Impulswähler
29	Ueberströmventil-Sollwertverstellung
T	Thermostat
p	Druckmessglied
SP	Ueberkritische Dampfturbine
VHP	Höchstdruckturbine
HP 1	Hochdruckturbine 1
HP 2	Hochdruckturbine 2
IP	Mitteldruckturbine
LP	Niederdruckturbine
Δp	Druckdifferenzmess-glied

(Bezeichnungen der Turbinen vgl. Fussnote 1, S. 609)



sammelnde Kondensat fliesst durch vertikale Rohre, die mit einem Leitfähigkeitsmesser ausgerüstet sind, in den unteren Teil des Kondensatsammlers. Dieser ist in drei Abteilungen unterteilt, welche durch eine Ausgleichsleitung miteinander verbunden sind. Von jeder Abteilung führt je eine Saugleitung zu je einer der drei Kondensatpumpen. Falls eine der erwähnten Kammern durch eine Undichtheit verunreinigt wird, kann das Kondensat statt in den Einrohrdampferzeuger in das Reservoir 5 für vorgereinigtes Kondensat geleitet werden.

8. Die Regelung der Kesselanlage

Die Feuerregelung hat die Aufgabe, die dem Dampferzeuger zugeführte Kohle und Verbrennungsluft unter Festhalten des Frischdampfdruckes der vom Turbogenerator erzeugten elektrischen Leistung automatisch anzupassen. Infolge des bei hohen Drücken geringen Speichervermögens des Dampferzeugers sowie wegen der Aufteilung in zwei Brennkammern werden an diese Feuerregelung erhöhte Anforderungen gestellt. Sie muss Luft und Brennstoff automatisch so den beiden Brennkammern zuteilen, dass die gewünschte Kesselleistung mit bestem Verbrennungswirkungsgrad erreicht wird. Die Regelung der Brennstoffzufuhr steuert die Kohlenmühlenverteiler und die Regulierklappen des Kohlenstaubgebläses, bis die Feuerleistung der Generatorleistung angepasst ist. Das Luft/Brennstoff-Verhältnis

in den beiden Brennkammern wird in Abhängigkeit des Sauerstoffgehaltes der Rauchgase geregelt; Unterschiede in der Brennstoffqualität sowie in der Verteilung auf die beiden Brennkammern werden automatisch ausgeglichen. Wie aus Bild 10 hervorgeht, haben die beiden Brennkammern getrennte Luftzufuhr und Rauchgasabzüge, und die zugehörigen, von der Feuerregelung gesteuerten Ventilatoren sind doppelt angelegt.

Für die Anlage Eddystone sind zwei Regelungsarten entwickelt worden, deren Prinzipschema Bild 11 zeigt.

1. *Feuerregelung*. Bei dieser Regelungsart wirkt eine Änderung der Netzeleistung primär auf die Einlassventile der Turbine, welche die Dampfmenge der verlangten Leistung anpassen. Dabei wird der Dampfdruck vor der Turbine durch automatische Betätigung der Steuerorgane für die Luft- und Brennstoffzufuhr zum Kessel konstant gehalten.

2. *Admissionsdruckregelung*. Diese Regelungsart besteht darin, dass eine Änderung der Netzeleistung primär die Regelorgane der Luft- und Brennstoffzufuhr automatisch steuert. Der Druck vor der Turbine, der entsprechend der veränderten Dampfzufuhr sich zu verändern trachtet, wird durch automatisches Verstellen der Turbineneinlassventile konstant gehalten.

In beiden Betriebsfällen erfolgt die automatische Regelung der Speisewassermenge und der Dampftemperatur am Ueberhitzeraustritt durch die interne Kesselregelung. Die Einrichtungen für beide Regelarten 1 und 2 sind geliefert und eingebaut worden. Beim späteren Betrieb wird es möglich sein, durch einfache Betätigung eines Schalters von einem System auf das andere überzugehen.

a) Die Kesselregelung

Das druckölgesteuerte Regelsystem des Sulzer-Einrohrdampferzeugers wurde zusammen mit diesem im Verlauf von nahezu drei Jahrzehnten entwickelt³⁾. Es lag also nahe, beim vorliegenden Einrohrdampferzeuger für überkritischen Druck die gleiche ölhdraulische Regelungsart zu verwenden, die sich in mehr als hundert europäischen Anlagen bewährt hat. Dies umso mehr, als bei den vorliegenden Höchstdrücken die Betätigung der Speisewasser- und Dampfventile sehr grosse Stellkräfte erfordert, die am zweckmäßigsten durch hydraulische Stellmotoren erzeugt werden. Die Fabrikation der Geräte zur internen und externen Anlageregelung wie Druck- und Temperaturmessglieder, Korrekturorgane, hydraulische Stellmotoren mit den zugehörigen Steuerschiebern und Regelventilen erfolgte in den Werkstätten in Winterthur.

Bild 12 zeigt das Schema der internen und externen Anlageregelung. Was das Bypassystem anbetrifft, bestehen keine wesentlichen Unterschiede gegenüber einer Regelung für eine Anlage mit unterkritischem Druck. Die doppelte Zwischenüberhitzung erfordert eine über ein Bypassventil 20 und zwei Ueberströmventile 22 und 23 geführte Bypassleitung, die in den Einspritzkühler 11 und anschliessend in den Turbinenkondensator 12 mündet.

Bei der Speisewasser- und Temperaturregelung sind hingegen einige grundsätzliche Unterschiede festzustellen. Infolge der grossen Dampfleistung wurde eine Unterteilung des Kreislaufes in vier parallel geschaltete Systeme vor Eintritt in den Dampferzeuger vorgenommen. Es sind somit zwei Kesselsysteme pro Brennkammer vorhanden, wobei jedes seine eigene unabhängige Regelung hat. Zwischen Kesselteintritt und -austritt sind bei jedem System folgende Regelkreise hintereinander geschaltet:

— Speisewasserregelung		interne Kessel- regelung
— Frischdampf- und Zwischenüberhitzer- Temperaturregelung		
— Dampfdruckregelung		

Hinzu kommt nach Kesselaustritt eine Bypassregelung als Anlageregelung. Eine ausführliche Beschreibung dieser Regelkreise würde hier zu weit führen. Dafür soll auf einige grundsätzliche Unterschiede gegenüber der Regelung eines Einrohrdampferzeugers mit unterkritischem Druck hingewiesen werden.

b) Speisewasserregelung

Beim überkritischen Dampfprozess gibt es keinen Wasserasbscheider. Mit ihm fällt eine seiner wichtigsten Funktionen dahin: das Festhalten einer bestimmten Temperatur am Ueberhitzereintritt. Diese musste daher mit anderen Mitteln erreicht werden. Das Dampfmengenmessglied 25 (Bild 12), das bei Laständerung der Speisewasserregelung den Vorimpuls gibt, wurde nach dem Bündel 3 des Dampferzeugers verlegt. Die Feinregelung erfolgt durch einen nach diesem Bündel angebrachten Thermostaten, der die Funktionen des beim unterkritischen Einrohrkessel verwendeten Multithermostaten übernimmt. An Stelle des Abscheiderablassventil tritt nun ein mit dem Anfahrkühler 10 verbundenes Entnahmeverstil 18, das namentlich beim Anfahren und Abstellen der Anlage arbeitet.

Eng mit der Speisewasserregelung ist auch die Pumpenregelung verbunden. Die Drehzahl der beiden Turbospeisepumpen 15 wird so verstellt, dass die in den vier Kreisläufen geschalteten Speiseventile 17 von einer gentigenden Wassermenge durchströmt werden. Der Speisewasserdruck am

³⁾ P. Profos: Die Regelung des Sulzer-Einrohrdampferzeugers, «Technische Rundschau Sulzer» Nr. 2/1957, S. 13, sowie auch SBZ 1959 Heft 27, S. 431.

Ekonomisereintritt kann infolge ungleichmässigem Öeffnen der vier Druckdifferenzventile 16 in den vier Systemen verschieden sein. Das Ventil, das momentan am weitesten offen ist, wirkt auf einen ölhdraulischen Impulswähler 28, der einen Oeldruckimpuls unter Zwischenschaltung eines Korrekturorgans 27 auf die Drehzahlregelung der Turbine übermittelt und somit die Drehzahl der Speisepumpe und damit ihre Fördermenge der Kesselleistung anpasst.

c) Frischdampf- und Zwischenüberhitzer - Temperaturregelung

Nach der Uebergangszone ist jedes der vier Kesselsysteme in zwei weitere Systeme unterteilt, was eine gute Regelung der Frischdampftemperatur gewährleistet. Es gibt folglich am Kesselaustritt insgesamt acht Systeme. Mit dieser Lösung lassen sich die Dampftemperaturunterschiede ausgleichen, die sich aus den Differenzen in den Gastemperaturen als Folge der grossen Brennkammerabmessungen ergeben könnten. Die Regelung der Dampftemperatur erfolgt mit den Einspritzorganen 24 am Eintritt der Strahlungs- und Schottenüberhitzer 4 und 5. Die Einspritzventile sind durch ölhdraulische Servomotoren gesteuert. Das oben erwähnte Entnahmeverstil 18 wird auch zur Einhaltung des Temperatursollwertes vor und nach dem Strahlungsüberhitzer 4 herangezogen. Zum Beispiel wird sich das Ventil öffnen, falls bei 30 % Speisewassermenge die Feuerleistung unter diesen Wert verringert wird, nachdem sich zuerst die Einspritzventile 24 vor dem Strahlungsüberhitzer geschlossen haben.

Die Endtemperatur an den beiden Zwischenüberhitzern wird grundsätzlich durch Verstellen der Schwenkbrenner 9 konstant gehalten. Die beiden Einspritzorgane 24 werden nur als Temperaturbegrenzung zum Schutze der Zwischenüberhitzer automatisch betätigt.

d) Dampfdruckregelung

Die Dampfabgabeventile 19 und die Bypassventile 20 stehen unter dem Einfluss eines gemeinsamen Druckmessgliedes, das zur Druckregelung gehört. Diese Regelung tritt beim Anfahren und Abstellen der Anlage und in Störungsfällen in Funktion. Ferner werden die Dampfabgabeventile 19 durch einen vom Endthermostaten ausgehenden Grenzimpuls automatisch geschlossen, falls die Dampftemperatur einen festgelegten Wert über- oder unterschritten haben sollte. So wird zum Beispiel beim Anfahren ein Füllen der Dampfleitungen mit Wasser bis zu den Turbineneinlassventilen vermieden, und bei plötzlichem Ausfall der Feuerung ist ein Abschrecken der Dampfleitungen zur Turbine ausgeschlossen.

e) Bypassregelung

Das Bypass-System erfüllt beim Kalt- oder raschen Warmanfahren der Anlage und bei Lastausfall wichtige Funktionen. Der erzeugte Dampf wird in solchen Betriebsfällen durch die Bypassventile 20 in den Anfahrkühler 10 geführt, nachdem er vorerst mit Hilfe der Einspritzorgane 24 abgekühlt wurde. Im Anfahrkühler 10 findet eine Trennung von Wasser und Dampf statt, wobei der Dampf den ersten Zwischenüberhitzer 7 durchströmt und kühlt. Nun strömt er weiter durch die HD-Ueberströmventile 22, den zweiten Zwischenüberhitzer 8, die ND-Ueberströmventile 23 in den Einspritzkühler 11 und schliesslich in den Kondensator 12. Seine Temperatur wird durch die drei Einspritzorgane 24, die sich vor den beiden Zwischenüberhitzern und am Einspritzkühler 11 befinden, auf den Sollwert herabgesetzt.

Die Höchstdruck-Bypassventile 20 sind für eine Dampfleistung von 70 % der Auslegungsleistung des Dampferzeugers, das heisst für 635 t/h, bemessen. Die HD- und ND-Ueberströmventile 22 und 23 sind für etwa 35 %, das heisst 320 t/h, ausgelegt; unter Berücksichtigung der Einspritzung wird die bei Ausfall der Turbine in den Kondensator über den Einspritzkühler 11 eingeführte Kondensatmenge maximal 450 t/h betragen.

9. Konstruktion und Ausführung der Regelung

Alle zur beschriebenen Regelung gehörenden Organe werden mit Drucköl von 21 atü gesteuert, das von einer zentralen Oelversorgungsstation geliefert wird (Bild 13). Alle

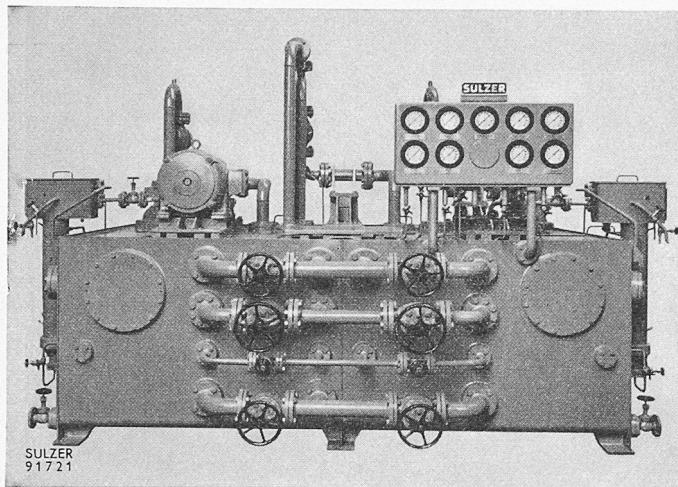


Bild 13. Regelölversorgung

wichtigen Ventile sowie Dampfdruck- und Temperatursollwerte können von der Schaltwarte aus fernbetätigt werden. Bild 14 zeigt einen hydraulisch gesteuerten Einstellschieber mit aufgebautem elektrischem Verstellmotor.

Um der vermehrten Nachfrage nach einem schwer brennbaren Medium als Arbeitsflüssigkeit für die ölhdraulische Regelung entsprechen zu können, prüfte man im wärmetechnischen Labor eine Reihe von synthetischen Oelen eingehend auf ihre chemischen und physikalischen Eigenschaften und fand dabei ein Erzeugnis, das die nötigen Eigenschaften aufweist, um als Arbeitsflüssigkeit für hydraulische Regelung verwendet zu werden. Von der oben beschriebenen Regelung bilden die durch hydraulische Servomotoren gesteuerten Ventile den wichtigsten Teil sowohl in bezug auf Anzahl wie auf die an sie gestellten konstruktiven Anforderungen.

Gebrüder Sulzer haben schon beim Bau ihrer ersten Dampfanlagen jeweils die zugehörigen Armaturen geliefert, die sie im Laufe der Zeit der fortwährenden Erhöhung von Druck und Temperatur anpassen konnten. Trotzdem mussten bei der Anlage Eddystone wegen der aussergewöhnlichen Höhe der Dampftemperatur und des Dampfdruckes beim Bau der hochbeanspruchten Dampfabgabe- und Bypassventile am Dampferzeugeraustritt zum Teil neue Wege beschritten werden⁴⁾.

Die thermischen Beanspruchungen und die Vorschriften des ASME-Boiler-Codes setzten dem Konstrukteur sehr enge Grenzen. Bekanntlich stossen die Festigkeitsberechnungen von Ventilgehäusen, die durch hohen Druck und hohe Temperatur beansprucht werden, auf grosse Schwierigkeiten, und die dabei auftretenden Spannungen können streng mathematisch nicht erfasst werden. Im Laboratorium wurden an einem Modell, dessen Abmessungen annähernd denjenigen der ausgeführten Hochdruck-Dampfabgabeventile entsprachen, Versuche mit Oel unter Anwendung eines steigenden inneren Druckes bis 350 atü durchgeführt. Durch Ausdrehen der inneren Durchmesser von Gehäuse und Stutzen wurde der Einfluss verschiedener geometrischer Grössen untersucht, sowie Ort und Grösse der Spannungsspitzen und die Spannungsverteilung an den Innen- und Aussenflächen mit Dehnungsstreifen ermittelt. Durch Extrapolation der erhaltenen Messwerte liess sich ein Bild von den im Betrieb an den Dampfventilen tatsächlich auftretenden Spannungen gewinnen.

In den USA hat man in den letzten Jahren bei Anlagen mit Temperaturen über 565°C für Dampfleitungen und Ventile vorwiegend die vom Boiler-Code spezifizierten austenitischen Stähle Typ 347 (18 Cr, 10 Ni, Cb) und 316 (16 Cr, 13 Ni, Mo) verwendet. Da der Kunde für die Ausführung der Dampfleitungen den Stahl 316 gewählt hat, wäre es naheliegend gewesen, die erwähnten Dampfventilgruppen aus dem gleichen Material zu bauen. Dies hätte auch das

⁴⁾ Ausführungsbeispiele für solche Ventile wurden in SBZ 1959, Heft 27, S. 435 veröffentlicht.

Schweissproblem vereinfacht, da nur Verbindungen zwischen Teilen aus dem gleichen Material zur Ausführung gelangt wären. Die Festigkeitsberechnungen der Ventile ergaben jedoch zu grosse Wandstärken im Ventilkörper, was zu unzulässigen Wärmespannungen im Betrieb hätte führen können, so dass dieses Material ausser Betracht fiel. Man entschloss sich für das austenitische und kobalthaltige Material «Jesop G 18 B» (13 Ni, 13 Cr, 10 Co, Mo, Nb, W), dessen Eigenschaften auf Grund durchgeführter Versuche sowohl beim Lieferanten als auch bei Gebrüder Sulzer ausreichend bekannt waren. Die drei erwähnten Stahlsorten dürfen, gemäss ASME-Boiler-Code, bei 650°C mit folgenden maximalen Spannungen beansprucht werden:

Materialtyp 347 mit 350 kg/cm², Typ 316 mit 475 kg/cm² und G 18 B mit 840 kg/cm².

Das Problem der Schweißung konnte auf Grund eingehender Untersuchungen in der firmeneigenen Materialprüfungsanstalt in Winterthur gelöst werden. Die Ventile wurden mit eingeschweißten Stutzen aus 316-Material geliefert, was ihr Zusammenschweißen auf dem Montageplatz mit den Dampfleitungen aus gleichem Material wesentlich erleichtert. Die Verbindungsschweißungen G 18 B-G 18 B wie G 18 B-316 liessen sich mit den gleichen, durch die oben beschriebenen Versuche ermittelten Elektroden durchführen.

Das Vertrauen, das dem von Sulzer entwickelten Einrohrkesselprinzip entgegengebracht wird, geht daraus hervor, dass sich die Philadelphia Electric Co., noch bevor die erste Einheit in Betrieb gelangte, zur Bestellung der eingangs erwähnten zweiten 358-MW-Einheit entschloss (Eddystone 2). Auf das Sulzer-Werk in Winterthur entfiel wiederum die Lieferung der Regelung mit den zugehörigen Ventilen.

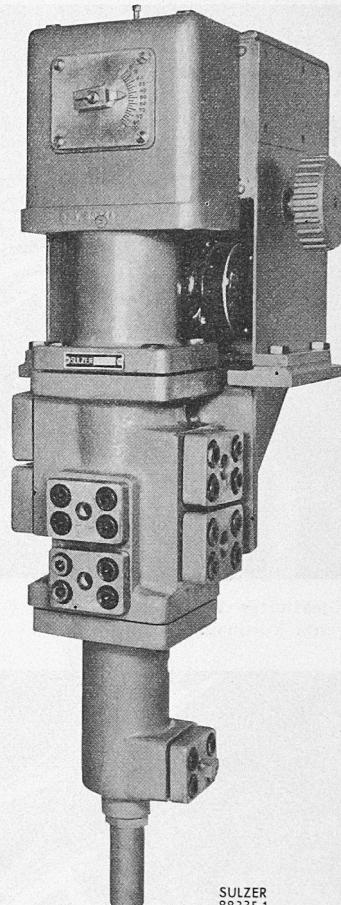


Bild 14. Hydraulischer Einstellschieber mit aufgebautem elektrischem Verstellmotor

«Stadtstrassen der Zukunft»

DK 625.711.1.001
061.4:711.71

Anlässlich der Eröffnung dieser hier mehrfach angekündigten Ausstellung (SBZ 1959, S. 422, 556 und 570) widmete Stadtpräsident Dr. E. Landolt als Hausherr den Veranständlern und den verschiedenen eidgenössischen, kantonalen und städtischen Aemtern, die sich um das Zustandekommen der Ausstellung¹⁾ verdient gemacht haben, freundliche Worte. Der eidgenössische Oberbauinspektor Dr. R. Ruckli gab in einem ausführlicheren Referat einen guten

¹⁾ Der Katalog bietet auf 46 Seiten Format A5 eine Uebersicht über Verkehrsprobleme folgender Städte: Amersfoort, Baden-Baden, Berlin, Bielefeld, Boston, Brüssel, Chicago, Coventry, Detroit, Duisburg, Düsseldorf, Hamburg, Hannover, Helsinki, Johannesburg, Lincoln, Ludwigshafen, Lyon, Madrid, Mailand, Mannheim, Melbourne, New York, Wien, Nürnberg, Paris, Plymouth, Rom, Rotterdam, Ruhrstädte, Stockholm, Stretford-Eccles, Stuttgart, Sydney, Seattle, Tokio, Toronto, Basel, Bern, Luzern, Winterthur, Zürich