

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Band:** 92 (1974)  
**Heft:** 11: 19th Annual International Gas Turbine Conference and Products Show: March 31-April 4, 1974, Zürich, Kongresshaus

**Artikel:** Die 50-MW-Heliumturbine Oberhausen: Aufbau und Regelung  
**Autor:** Bammert, K. / Krey, G. / Krapp, R.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-72284>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **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. [Voir Informations légales.](#)

### **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. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 19.11.2024

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

## 19th Annual International Gas Turbine Conference and Products Show

March 31 – April 4, 1974, Zürich, Kongresshaus



Gas Turbine Division

The American Society  
of Mechanical Engineers

Welcome  
to  
Zürich



Swiss Association  
of Engineers and Architects

*In 1966 the Gas Turbine Division of the ASME held their first annual meeting abroad in Zurich. The Swiss Society of Engineers and Architects (SIA) had already then the pleasure and the honour to act as hosts to this convention. The Executive Committee of the Gas Turbine Division decided to repeat this experience and to come to Zurich again for their 1974 Gas Turbine Conference and Products Show. The SIA and the Swiss General Arrangements Committee highly appreciate this decision. We heartily welcome our friends from the ASME and the attendees from all over the world who will participate on this conference. The SIA and the Swiss Committee hope to contribute to make this conference a success. We wish you a pleasant stay in Zurich, interesting technical discussions and rewarding contacts across the frontiers.*

*Swiss Society of Engineers and Architects*

*The President: A. Cogliatti*

*The Secretary General: Dr. U. Zürcher*

*Chairman Swiss General Arrangements Committee: E.J. Meier*

## Die 50-MW-Heliumturbine Oberhausen

### Aufbau und Regelung

Von K. Bammert, G. Krey und R. Krapp, Hannover

DK 621.438.081

*Die Gasturbinenanlage Oberhausen, die sich derzeit im Bau befindet, ist als ein fossil gefeuertes Heizkraftwerk mit einer elektrischen Nettoleistung von 50 MW und einer Heizleistung von 53,5 MW ausgelegt. Zum ersten Mal wird Helium als Arbeitsmittel in einer industriell betriebenen geschlossenen Gasturbine verwendet. Es wird über die Kreislaufauslegung, die Druckregel- und Bypassregelung, die Sicherheitseinrichtungen und über den Aufbau des Drehzahlreglers berichtet.*

#### 1. Einleitung

Seit die geschlossene Gasturbine vor knapp 40 Jahren von *Ackeret* und *Keller* [1] eingeführt wurde, hat sie als Wärmekraftanlage neben der Dampfturbine zunehmend an Bedeutung gewonnen. Durch den Bau und Betrieb von bisher mehr als 11 geschlossenen Heissluftturbinen [2] ist ihre Entwicklung schnell vorangetrieben worden. Das jüngste Glied dieser Entwicklungsreihe stellt die Heliumturbine Oberhausen dar, die noch in diesem Jahr in Betrieb gehen soll. Sie ist mit einer elektrischen Leistung von 50 MW zugleich die bisher grösste geschlossene Gasturbine.

Die Heliumturbine Oberhausen wurde unter dem Gesichtspunkt eines kommerziellen Heizkraftwerkes projektiert.

Darüber hinaus spielt sie im Rahmen des Atomprogramms der Bundesrepublik Deutschland zur Entwicklung des Hochtemperaturreaktors mit Heliumturbine (HHT) eine bedeutende Rolle. Durch die Wahl der Turbineneintrittstemperatur von 750 °C und des Primärdruckes von 27 bar ergeben sich für die Turbomaschinen und wärmeaustauschenden Apparate Abmessungen und Beanspruchungen [3], wie sie bei den Komponenten nuklearer Heliumturbinen grosser Leistung vorkommen werden. Ferner bietet die Anlage die Möglichkeit, das Betriebsverhalten der Komponenten und ihr Zusammenwirken unter Kraftwerksbedingungen zu testen.

Die Energieversorgung Oberhausen AG (EVO, früher Stadtwerke Oberhausen) betreibt seit 1960 eine geschlossene Heissluftturbine mit einer Klemmenleistung von 14,3 MW [4]. Die Wirtschaftlichkeit dieser Anlage veranlasste den Betreiber, für eine geplante Erweiterung der kommunalen Energieversorgung wiederum eine geschlossene Gasturbine vorzusehen. Durch Ausdehnung des Fernwärmenetzes kann zusätzlich eine Heizwärme von 53,5 MW abgesetzt werden. Dies führte zur Planung einer Gasturbine mit einer elektrischen Nettoleistung von 50 MW. Als Arbeitsmedium wird erstmalig für ein Heizkraftwerk Helium verwendet, nachdem

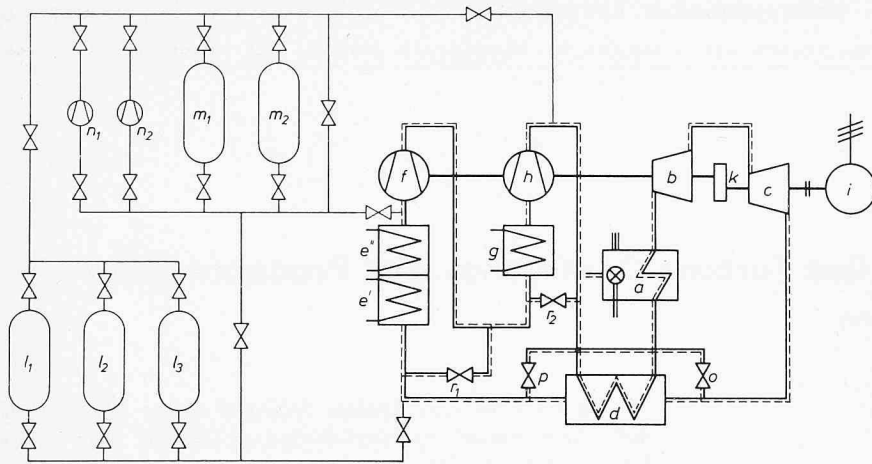


Bild 1. Kreislauf- und Regelschema

- a Erhitzer
- b Hochdruckturbine
- c Niederdruckturbine
- d Wärmeaustauscher
- e' Heizteil des Vorkühlers
- e'' Kühlteil des Vorkühlers
- f Niederdruckverdichter
- g Zwischenkühler
- h Hochdruckverdichter
- i Generator
- k Getriebe
- l<sub>1</sub>, l<sub>2</sub>, l<sub>3</sub> Regelbehälter
- m<sub>1</sub>, m<sub>2</sub> Vorratsbehälter
- n<sub>1</sub>, n<sub>2</sub> Aufladeverdichter
- o Regelventil
- p Schnellöffnungsventil
- r<sub>1</sub>, r<sub>2</sub> Umlasebypässe

nachgewiesen war, dass sich Helium für Gasturbinen grosser Leistung besonders eignet [5]. Über den Aufbau dieser Anlage und ihre Regelung sei im folgenden berichtet.

## 2. Aufbau der Anlage

Bild 1 zeigt das Kreislaufschema der EVO-Heliumturbine. Das im Erhitzer a erhitzte Helium wird in der Hochdruckturbine b und der Niederdruckturbine c entspannt. Anschliessend gelangt es in den Wärmeaustauscher d, in dem es einen Teil seiner Wärme an das kalte Hochdruckgas überträgt. Ein weiterer Teil der Wärme wird im Heizteil des Vorkühlers e' zu Heizzwecken abgeführt. Im Kühlteil des Vorkühlers e'' wird das Helium auf die Verdichtereintrittstemperatur abgekühlt, im Niederdruckverdichter f dann vorverdichtet und anschliessend im Zwischenkühler g wieder rückgekühlt. Schliesslich wird das Arbeitsmittel im Hochdruckverdichter h auf den maximalen Prozessdruck verdichtet und tritt nach der Vorwärmung im Wärmeaustauscher d wieder in den Erhitzer a ein. In Tabelle 1 sind für den Vollastpunkt die Drücke und Temperaturen am Eintritt der Anlagekomponenten eingetragen. Die allgemeinen Auslegungsdaten sind in Tabelle 2 zusammengestellt.

Tabelle 1. Daten zum Kreislaufschema

Komponente (Eintrittsseite)	Temperatur (°C)	Druck (bar)
a Erhitzer	417	28,2
b Hochdruckturbine	750	27,0
c Niederdruckturbine	580	16,5
d Wärmeaustauscher Niederdruckseite	460	10,8
e Vorkühler	169	10,6
f Niederdruckverdichter	25	10,5
g Zwischenkühler	83	15,5
h Hochdruckverdichter	25	15,4
d Wärmeaustauscher Hochdruckseite	125	28,7

Tabelle 2. Allgemeine Auslegungsdaten

Nettleistung (elektrisch)	50,0 MW
Heizwärme	53,5 MW
Kühlerabwärme	37,5 MW
zugeführte Brennstoffwärme	159,6 MW
Nettowirkungsgrad (elektrisch)	31,3 %
Gesamtausnutzungsgrad (Strom und Fernwärme)	65,0 %
Erhitzerwirkungsgrad	92,2 %
Heliumdurchsatz vor Hochdruckturbine	84,4 kg/s
Wärmeaustauschergrädigkeit	40,0 K
Gesamtdruckverluste	10,4 %

Für den Turbosatz wurde eine Zweiwellenbauweise gewählt. Niederdruckverdichter, Hochdruckverdichter und Hochdruckturbine laufen mit 5500 U/min und die Niederdruckturbine mit der Generatordrehzahl von 3000 U/min. Beide Wellen sind über ein Getriebe k miteinander verbunden, um in dynamischer Hinsicht eine Einwellenanlage zu erhalten. Die gesamte Turbinenleistung wurde so auf die Hoch- und Niederdruckturbinen aufgeteilt, dass im Auslegungspunkt ein kleiner Leistungsbetrag von der Niederdruckturbine zur Verdichtereintrittsseite übertragen wird. Da diese Leistungsflussrichtung auch bei allen instationären Vorgängen (z. B. Lastabwurf) auftritt, kann sich keine Leistungsumkehr im Getriebe ergeben.

Die Heliumturbine Oberhausen ist wie jede geschlossene Gasturbine [6] mit einer Druckpegel- und einer Bypassregelung ausgerüstet. Im Normalfall wird die Leistung über den Druckpegel geregelt, wobei der Wirkungsgrad der Anlage nahezu konstant bleibt. Von der Bypassregelung wird nur bei elektrischen Störungen Gebrauch gemacht. Ihre Aufgabe besteht darin, die Maschine auf Nenndrehzahl zu halten, wenn als Folge einer Störung die Last abgeschaltet wird (Lastabwurf) oder der Generator mit Verbrauchern belastet wird, die vom Verbundnetz getrennt worden sind (Inselbetrieb). Im Gefahrenfall wird durch Öffnen eines weiteren Bypasses die Maschine in kurzer Zeit zum Stillstand gebracht (Schnellöffnung).

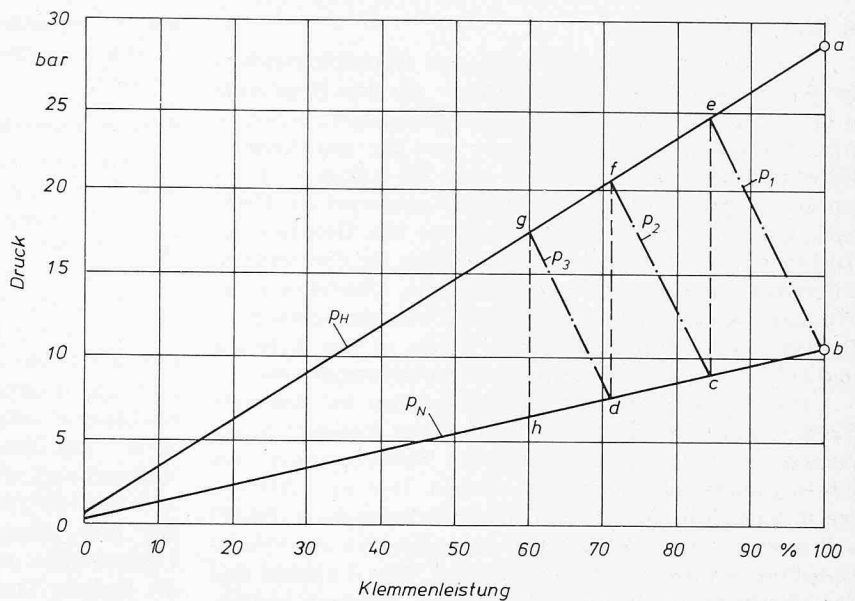
Die Erhitzerregelung ist nicht direkt mit der Leistungsregelung gekoppelt. Da die Wärmeleistung des Erhitzers primär eine Funktion des Arbeitsmitteldruckes vor dem Erhitzer ist, wird sie proportional zu diesem Druck gesteuert. Regelgrösse ist die Erhitzer Austrittstemperatur. Die Erhitzereintrittstemperatur wird der Regelung als Störgrösse aufgeschaltet.

## 3. Druckpegelregelung

Für die Druckpegelregelung wurde das in Bild 1 dargestellte Heliumspeichersystem entwickelt. Um tageszeitliche Schwankungen im Heizwärme- und Leistungsbedarf von  $\pm 20\%$  abzudecken, wird von dem Mehrkammerspeichersystem Gebrauch gemacht, das aus den drei Behältern l<sub>1</sub> bis l<sub>3</sub> besteht. Da die Drücke in diesen Behältern abgestuft sind, lässt sich damit der Druckpegel im Kreislauf ohne Zuhilfenahme zusätzlicher Verdichter und mit minimalem Bauaufwand ändern [7]. Soll der Druckpegel im Kreislauf vermindert werden, so lässt man von der Entnahmestelle hinter dem Hochdruckverdichter Arbeitsmittel in die Speicherbehälter strömen, die nacheinander bis zum Erreichen des jeweiligen Ausgleichsdrucks gefüllt werden. Wenn der Druckpegel wieder angehoben werden soll, lässt man das gespeicherte

Bild 2. Druckpegelregelung

- $p_H$  Hochdruck
- $p_N$  Niederdruck
- $p_1, p_2, p_3$  Druck in den Regelbehältern
- o Auslegungspunkt



Helium in umgekehrter Reihenfolge aus den Behältern in den Kreislauf vor den Vorkühler zurückströmen.

Die Arbeitsweise dieses Mehrkammerspeichersystems geht aus Bild 2 hervor, in dem der Kreislaufdruck  $p_H$  an der Entnahmestelle hinter dem Hochdruckverdichter, der Kreislaufdruck  $p_N$  an der Einspeisestelle vor dem Vorkühler und die Drücke  $p_1$  bis  $p_3$  in den Behältern  $l_1$  bis  $l_3$  über der Klemmenleistung aufgetragen sind. Im Vollastpunkt haben die beiden Drücke  $p_H$  und  $p_N$  die mit a und b bezeichneten Werte. Die Behälter befinden sich im entladenen Zustand. Die in ihnen herrschenden Drücke liegen auf der Geraden, längs derer sich der Druck  $p_N$  als Funktion der Klemmenleistung ändert; ihre Werte sind durch die Punkte b, c und d für die Behälter  $l_1$ ,  $l_2$  und  $l_3$  gekennzeichnet. Soll nun die Leistung abgesenkt werden, so wird Arbeitsgas aus dem Kreislauf in den ersten Speicherbehälter  $l_1$  gelassen. Dabei steigt der Behälterdruck  $p_1$  an, und der Druck  $p_H$  sinkt ab, bis im Punkt e Druckausgleich herrscht. Die Leistung ist dann bis auf 84,5% und der Druck  $p_N$  auf den durch Punkt c bezeichneten Wert gesunken. Um die Leistung weiter zu vermindern, werden anschliessend die Ventile am Behälter  $l_1$  geschlossen und Arbeitsgas in den zweiten Behälter  $l_2$  abgelassen. Dies ist wieder so lange möglich, bis im Punkt f Druckausgleich mit diesem Behälter herrscht. Die Klemmenleistung beträgt dann noch 71%, und der Druck  $p_N$  ist auf den Wert im Punkt d gesunken. Füllt man in gleicher Weise noch den dritten Behälter  $l_3$  auf, so nehmen die Drücke  $p_3$ ,  $p_H$  und  $p_N$  die Werte in den Punkten g und h an, wobei die Leistung bis auf 60% absinkt. Alle drei Speicherbehälter sind nun aufgefüllt; ihre Drücke liegen auf der von  $p_H$  beschriebenen Geraden in den Punkten e, f und g.

Soll die Leistung wieder angehoben werden, so lässt man zunächst aus dem zuletzt aufgefüllten Behälter  $l_3$  Gas wieder zurück in den Kreislauf vor den Vorkühler strömen. Nach Erreichen des Ausgleichsdrucks im Punkt d werden die Ventile an diesem Behälter geschlossen und der zweite Behälter  $l_2$  bis zum Ausgleichsdruck in c entleert. Wenn auch der erste Behälter  $l_1$  in gleicher Weise bis auf den Druck im Punkt b entladen wird, haben die Kreislaufdrücke und die Leistung wieder ihre Auslegungswerte erreicht. Man erkennt, dass zusätzliche Verdichter zum Auffüllen der Behälter oder des Kreislaufs nicht benötigt werden.

Dieselbe Leistungsänderung von 40% könnte man auch mit nur einem Speicherbehälter erreichen. Allerdings wäre

dann das Volumen dieses Behälters 1,74mal grösser als die Summe der Volumina der drei Behälter  $l_1$  bis  $l_3$ . Man erkennt dies aus Bild 3, wonach das Gesamtbehältervolumen mit steigender Behälterzahl abnimmt. Vorausgesetzt wurde dabei, dass die Behälter untereinander jeweils gleich grosse Volumina haben, was sich als optimal im Sinne der Volumensparnis erwies. Mit wachsender Anzahl der Heliumspeicher wird der Gewinn an Behältervolumen jedoch immer kleiner, gleichzeitig nehmen die Kosten für die Behälter sowie für Armaturen und Leitungen zu. Für die Heliumturbine Oberhausen ergab sich ein wirtschaftliches Optimum bei einer Speicherbehälterzahl von drei. Die drei Behälter haben ein Volumen von je  $120 \text{ m}^3$ .

Die Vorratsbehälter  $m_1$  und  $m_2$  (Bild 1), die ein Volumen von ebenfalls je  $120 \text{ m}^3$  haben, dienen zur langfristigen Speicherung des Arbeitsmittels, wenn Teillasten unterhalb 60% für eine längere Zeit gefahren werden sollen. Zum Auffüllen dieser Behälter werden die Kompressoren  $n_1$  und  $n_2$  benötigt.

Vor dem Auffüllen des Kreislaufs und der Speicherbehälter mit Helium wird die Anlage bis auf einen Druck von 0,1 bar evakuiert. Anschliessend wird Helium eingefüllt und die Restluftmenge bei einem Druck von etwa 3 bar in der Heliumreinigungsanlage extrahiert.

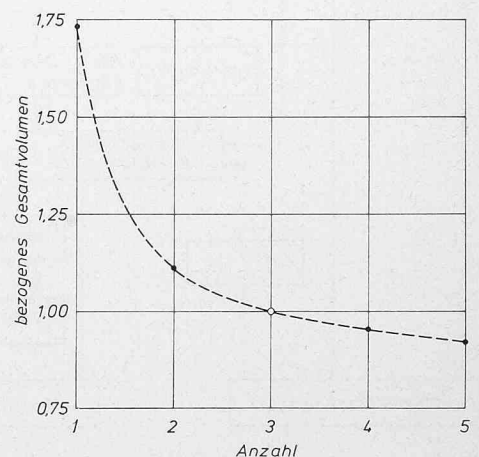


Bild 3. Regelbehältervolumen als Funktion der Behälterzahl  
o Auslegungspunkt



#### 4. Bypassregelung

Wie Bild 1 zeigt, zweigen nach dem Hochdruckverdichter  $h$  zwei Bypässe ab. Der Regelbypass mit dem Regelventil  $o$  mündet in den niederdruckseitigen Wärmeaustauschereintritt. Mit Hilfe dieses Bypasses, der von den geschlossenen Heissluftturbinen her bekannt ist, kann die Anlage im Inselbetrieb geregelt und auch nach einem Lastabwurf auf Drehzahl gehalten werden. Da beim Öffnen des Bypasses das Turbinengefälle abnimmt, steigt gleichzeitig die Turbinenaustrittstemperatur an. Um eine thermische Überlastung des Wärmeaustauschers zu vermeiden, leitet man das relativ kalte Bypassgas hinter der ND-Turbine wieder in den Kreislauf und kühlt so das zum Wärmeaustauscher strömende Gas ab.

Das von geschlossenen Heissluftturbinen her bekannte Verfahren der Schnellöffnung, bei dem der Kreislauf in die Atmosphäre entleert wird, kann bei Heliumturbinen aus Kostengründen nicht angewandt werden. Hier wird stattdessen in Störfällen das Schnellöffnungs-Bypassventil  $p$  (Bild 1) voll geöffnet. Dieses Ventil ist so bemessen, dass das Druckverhältnis in wenigen Sekunden auf den Wert 1 absinkt und der Maschinensatz nach kurzer Zeit zum Stillstand kommt. Zur Vermeidung von Wärmeshocks wird das im Schnellöffnungsfall umgeleitete, etwa  $125^\circ\text{C}$  warme Bypassgas vor den Vorkühler geführt, wo die Temperatur im Nennpunkt etwa  $169^\circ\text{C}$  beträgt. Um den niederdruckseitigen Wärmeaustauschereintritt vor zu grossen Wärmespannungen infolge des starken Anstiegens der Turbinenaustrittstemperatur zu schützen, wird gleichzeitig durch geringfügiges Öffnen des Bypassregelventils  $o$  kaltes Gas vor den Wärmeaustauscher geleitet. Dadurch ist es möglich, die Eintrittstemperatur in den Wärmeaustauscher und in den Erhitzer innerhalb vorgegebener Grenzen zu halten.

Die beiden in Bild 1 dargestellten Verdichterbypässe  $r_1$  und  $r_2$  werden beim An- und Abfahren der Anlage geöffnet,

um zu verhindern, dass die Verdichter in der Nähe der Pumpgrenze oder im Bereich starker Ablösung (rotating stall) arbeiten.

#### 5. Sicherheitssystem

Mit dem Schnellöffnungsventil und dem als Reserve-Schnellöffnungsventil ausgelegten Regelventil ist die Anlage mehrfach abgesichert. Bild 4 zeigt das Sicherheitssystem in schematischer Form, dessen Funktion anhand einiger Beispiele erläutert werden soll.

Bei Lastabwurf steigt die Drehzahl  $a$  an. Die logische Drehzahleinheit  $b$  bestimmt die Abweichung von der Soll-drehzahl  $c$  und leitet das resultierende Signal an den Drehzahlregler  $d$  weiter, dem ferner ein Hochdrucksignal aus dem Kreislauf  $e$  aufgeschaltet wird und der das Regelventil  $f$  steuert. Der Drehzahlregler wurde so ausgelegt, dass auch ein Vollastabwurf ohne Überschreitung der Schnellöffnungsdrehzahl von 110% beherrscht werden kann. Aus Sicherheitsgründen sind jedoch ein Beschleunigungsbegrenzer  $g$ , der bei Überschreiten eines bestimmten Drehzahlgradienten  $h$  über die logische Drehzahleinheit  $b$  angesteuert wird, sowie ein Lastabwurfrelais  $i$  vorgesehen. Beide Ausgangssignale öffnen das Regelventil über die Steuereinheit  $k$  für ein kleines einstellbares Zeitintervall völlig. Danach greift der Drehzahlregler ein und regelt den Maschinensatz auf Nenndrehzahl.

Erreicht die Überdrehzahl infolge eines Fehlers im oben beschriebenen Regelsystem einen Wert von 10% (1) oder muss die Schnellöffnung wegen einer anderen Störung (m) ausgelöst werden (z.B. bei Störungen im Ölsystem, Lager-schäden, Wellenschwingungen, Störungen im Sperrgassystem usw.), so wird über die Steuereinheit  $n$  das Schnellöffnungsventil  $o$  ganz geöffnet. Gleichzeitig geht ein Befehl an die Steuereinheit  $k$ , das Bypassventil  $f$  nach einer einstellbaren Rampenfunktion auf einen bestimmten Wert zu öffnen. Bleibt das Schnellöffnungsventil infolge eines Schadens geschlossen, so bewirkt die Rückmeldung  $p$  an die Steuereinheit  $k$ , dass das Regelventil die Funktion des Schnellöffnungsventils übernimmt.

Der bis jetzt beschriebene Teil des Sicherheitssystems arbeitet mit elektrischen Signalen, die Ventile werden jedoch hydraulisch betätigt. Um eine elektrische Störung zu beherrschen, ist deshalb noch eine hydraulische Schnellöffnung  $q$  vorgesehen, die bei einer Überdrehzahl von rd. 13% anspricht und direkt auf beide Ventile wirkt, indem sie sie ganz öffnet. Die Ventilquerschnittsflächen sind so bemessen, dass ein Drehzahlmaximum von 116% nicht überschritten wird, selbst wenn nur ein Ventil öffnen sollte.

#### 6. Drehzahlregler

Der in Bild 4 mit  $d$  bezeichnete Drehzahlregler wurde für die Heliumturbine Oberhausen neu entwickelt. Das Blockschaltbild des geschlossenen Regelkreises mit den drei Blöcken Gasturbine, Rotor und Regler zeigt Bild 5. Stimmt im Inselbetrieb die Turbinenleistung  $N_T$  mit der elektrischen Last  $N_L$  nicht überein, so wird der Rotor beschleunigt bzw. verzögert. Die Drehzahl  $n_{ist}$  wird als Regelgrösse dem Regler zugeführt und mit dem Sollwert  $n_{soll}$  verglichen. Das daraus resultierende Signal wird anschliessend im Reglerteil  $d$ , der PI-Verhalten hat, verarbeitet. Sein Ausgangssignal durchläuft den Verstärker  $b$  und steuert den hydraulischen Stellantrieb  $c$  an, der das Bypassventil  $o$  (Bild 1) verstellt. Um zwischen dem Ein- und Ausgangssignal des Stellantriebes Proportionalität zu erhalten, schaltet man das Ventilhubsignal  $h$  über die starre Rückführung  $d$  mit negativem Vorzeichen auf den Eingang des Stellantriebes. Die Änderung des Ventilhubes  $h$  bewirkt, dass die Turbinenleistung  $N_T$  der Last  $N_L$  folgt.

Um das Regelverhalten zu verbessern, wird in Anlehnung an bisherige Reglerausführungen [8] das hinter dem

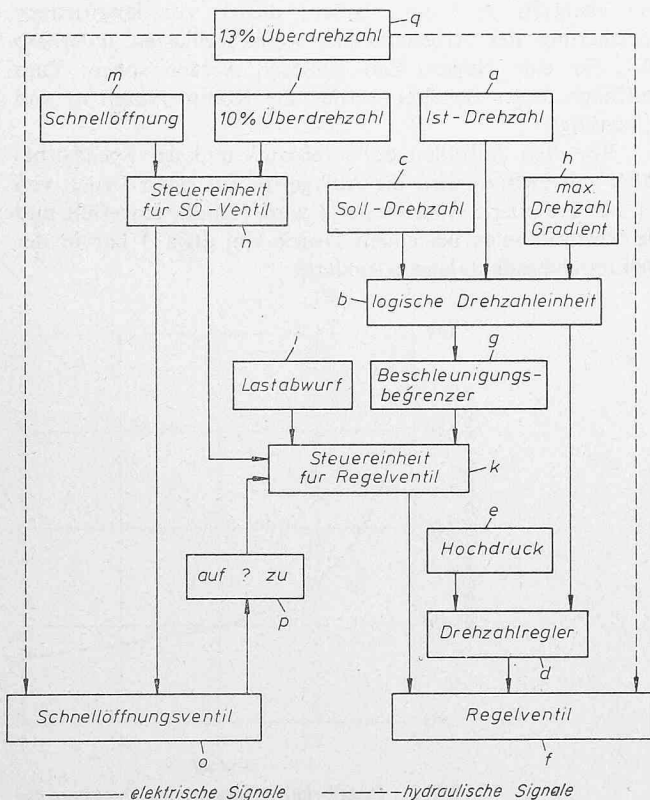
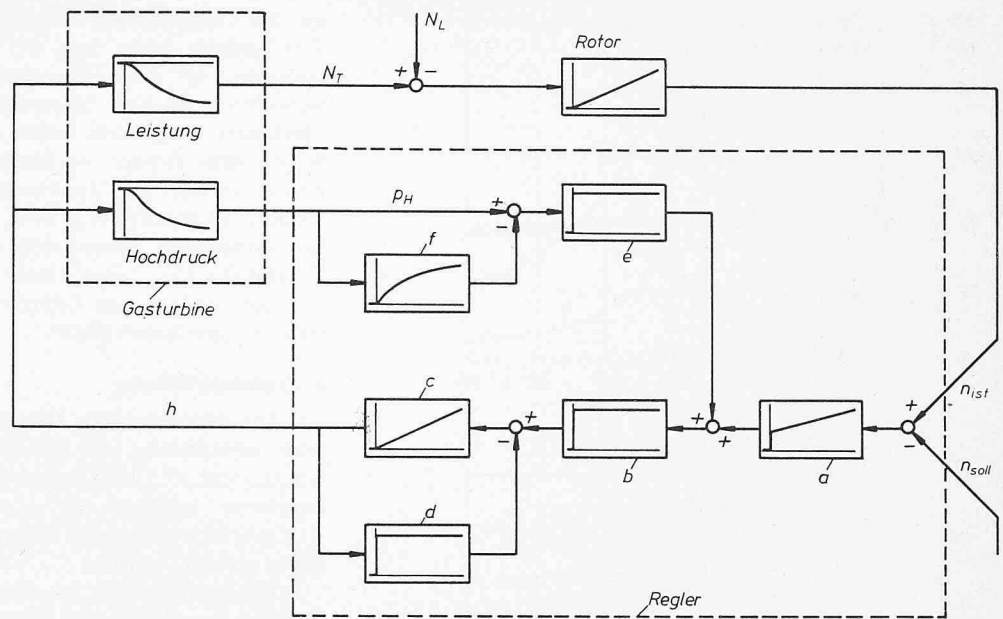


Bild 4. Sicherheitssystem

Bild 5. Drehzahlregelung

- a PI-Glied
- b Verstärker
- c Stellantrieb
- d Rückführung
- e Potentiometer
- f Verzögerungsglied
- h Ventilhubsignal
- $n_{ist}$  Ist-drehzahlsignal
- $n_{soll}$  Soll-drehzahlsignal
- $p_H$  Hochdrucksignal
- $N_L$  Lastsignal
- $N_T$  Turbinenleistungssignal



Hochdruckverdichter gemessene Kreislaufdrucksignal  $p_H$  dem Regler aufgeschaltet und nach Anpassung im Potentiometer e mit dem Drehzahl-signal hinter dem PI-Block summiert. Das Drucksignal durchläuft ausserdem den mit einer verhältnismässig grossen Verzögerungszeit und der Verstärkung 1 ausgerüsteten Block f. Dadurch wird vermieden, dass bei einer Druckpegeländerung, die auch eine Änderung des Signals  $p_H$  zur Folge hat, bleibende interne Reglersignale auftreten.

### 7. Auslegungsrechnungen

Zur Auslegung der Regelungs- und Sicherheitseinrichtung wurde ein umfangreiches Rechenprogramm eingesetzt, das im Institut für Strömungsmaschinen der Technischen Universität Hannover zur Berechnung des dynamischen Verhaltens von geschlossenen Gasturbinen im Rahmen des HHT-Projektes entwickelt wurde. In diesem Programm werden die Maschinenkennfelder, das Gasspeichervermögen der Anlagekomponenten, die Massenträgheit der Gassäulen, das Wärmespeichervermögen der Turbinenbeschaukelung, die dynamischen Vorgänge in der innenisolierten Heissgasleitung sowie das dynamische Verhalten des Wärmeaustauschers [9] berücksichtigt.

Mit Hilfe dieses Programms wurden unter anderem die Auslegungsleistung des Getriebes, die erforderlichen Ventilquerschnittsflächen und die Steuerung des Bypassregelventils im Schnellöffnungsfall optimiert. Ferner wurden die Reglerparameter, d.h. Gesamtverstärkung, Integralzeit, Verzögerungszeit und Verstärkung der Druckaufschaltung, im Hinblick auf ein gutes Einschwingverhalten und technische Realisierbarkeit bestimmt.

Bild 6 zeigt einen rechnerisch ermittelten Regelvorgang. Darin sind die Überdrehzahl a, der Hub des Regelventils b und die Getriebeeingangsleistung c über der Zeit aufgetragen. Zur Zeit Null wurde ein Vollastabwurf vorgegeben. In der Rechnung wurden die Ansprechzeit des Drucktransmitters, der das Regelsignal  $p_H$  (Bild 5) liefert, und Totzeiten im Regler berücksichtigt. Man erkennt, dass die Drehzahl und der Ventilhub ein sehr gutes Einschwingverhalten aufweisen. Dabei erreicht die Überdrehzahl ein rechnerisches Maximum von etwa 7%.

Zum Zeitpunkt des Lastabwurfes ( $t = 0$  s) steigt die Getriebeeingangsleistung c zunächst von 2% auf 54% der Nennklemmenleistung sprunghaft an. Anschliessend nimmt sie noch weiter zu und erreicht einen rechnerischen

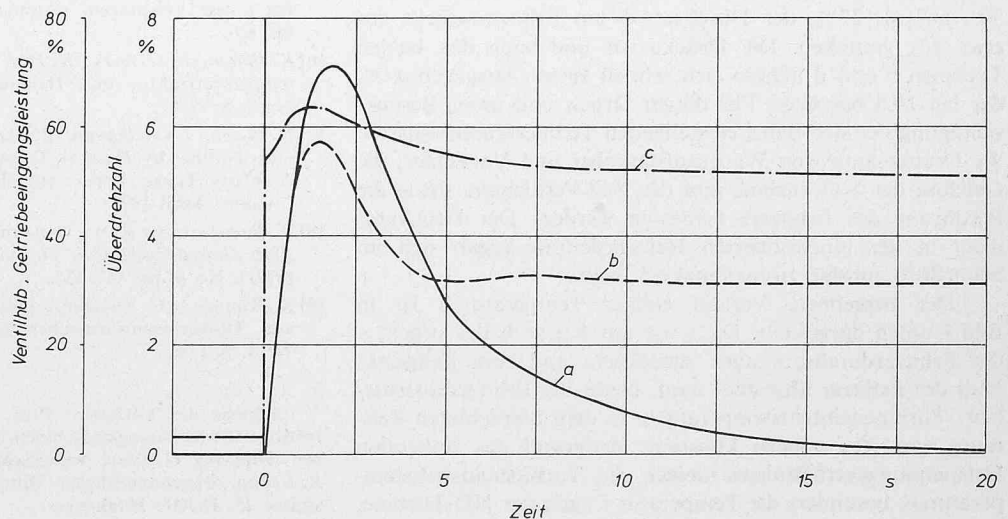


Bild 6. Vollastabwurf

- a Überdrehzahl
- b Regelventilhub
- c Getriebeeingangsleistung

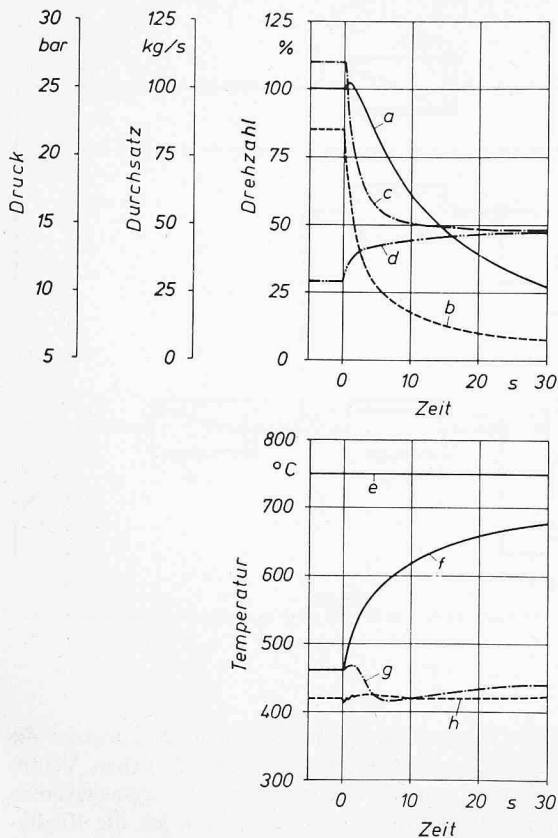


Bild 7. Schnellöffnung

- a Drehzahl
- b Durchsatz am Erhitzeraustritt
- c Hochdruckturbineneintrittsdruck
- d Niederdruckturbinenaustrittsdruck
- e Erhitzeraustrittstemperatur
- f Niederdruckturbinenaustrittstemperatur
- g Wärmeaustauschereintrittstemperatur, Niederdruckseite
- h Erhitzereintrittstemperatur

Maximalwert von 63%. Nach dem Lastabwurf stellt sich ein Beharrungswert von etwa 50% ein. Man erkennt, dass die Belastung des Getriebes im dynamischen Fall etwas grösser als im stationären Leerlauf ist, was bei der Bemessung berücksichtigt wurde.

In Bild 7 ist das Ergebnis einer Dynamikrechnung für den Fall einer bei Nenndrehzahl ausgelösten Schnellöffnung dargestellt. Zur Zeit  $t = 0$  s werden der Generator vom Netz getrennt, der Erhitzer abgestellt und das Schnellöffnungsventil mit einer maximalen wirksamen Querschnittsfläche von 500 cm<sup>2</sup> voll geöffnet. Die Drehzahl *a* (Bild 7, oben) ist nach 30 s auf rd. 27%, der Durchsatz *b* am Erhitzeraustritt auf etwa 8% gesunken. Die Drücke vor und nach den beiden Turbinen *c* und *d* nähern sich schnell einem Ausgleichswert, der bei 14,6 bar liegt. Für diesen Druck und unter Berücksichtigung der sich dabei einstellenden Temperaturen mussten die Druckmäntel von Wärmeaustauscher und Vorkühler, die Gehäuse der ND-Turbine und des ND-Verdichters sowie die Bohrung des Erhitzers bemessen werden. Der Druckgradient in der innenisolierten Heissgasleitung ergab sich im Schnellöffnungsfall zu maximal 6,5 bar/s.

Der berechnete Verlauf einiger Temperaturen ist in Bild 7 unten dargestellt. Da – wie aus Kurve *b* hervorgeht – der Erhitzerdurchsatz stark zurückgeht und zum Zeitpunkt Null der Erhitzer abgestellt wird, bleibt die Erhitzeraustritts- bzw. Turbineneintrittstemperatur *e* in dem betrachteten Zeitraum von 30 s nahezu konstant. Aufgrund des sinkenden Entspannungsverhältnisses steigen die Turbinenaustrittstemperaturen, besonders die Temperatur *f* nach der ND-Turbine,

an. Die relativ grosse Wärmekapazität der beiden Turbinen führt jedoch dazu, dass die Temperaturengleichvorgänge langsamer als die entsprechenden Druckausgleichsvorgänge verlaufen. Um den Wärmeaustauscher thermisch nicht zu überlasten, wird – wie bereits erläutert – ein kleiner Bypass-Strom dem heisser werdenden Turbinenaustrittsgas zugemischt, so dass die Mischtemperatur *g*, mit der der Wärmeaustauscher beaufschlagt wird, weder die Auslegungstemperatur nennenswert überschreitet noch einen unzulässig grossen Gradienten hat. Diese Massnahme wirkt sich auch günstig auf den Verlauf der Erhitzereintrittstemperatur *h* aus, die nahezu unverändert bleibt.

## 8. Zusammenfassung

Die Heliumturbine Oberhausen wurde für eine elektrische Nettoleistung von 50 MW und eine Heizleistung (Fernwärme) von 53,5 MW ausgelegt. Bei der Wahl der Kreislaufparameter konnten die Forderungen des kommerziellen Kraftwerksbetriebes mit denen des HHT-Programms in Einklang gebracht werden.

Die Anlage wird zur Druckpegelregelung mit einem 3-Kammer-Speichersystem ausgerüstet, das Leistungsänderungen von  $\pm 20\%$  ohne Zuhilfenahme zusätzlicher Kompressoren ermöglicht. Zwei weitere Vorratsbehälter, die über Kompressoren aufgeladen werden, dienen zur längerfristigen Speicherung von Kreislaufhelium bei lang andauernden Teillasten. Für schnelle Leistungsänderungen und zur Drehzahlregelung im Inselbetrieb ist ein Regelbypass vorgesehen. Durch Öffnen eines zweiten Bypasses kann die Schnellöffnung ausgelöst werden. Der sich dabei einstellende Ausgleichsdruck im Kreislauf musste bei der Auslegung der Anlagekomponenten berücksichtigt werden. Zur Steuerung der Bypasses wurde ein Sicherheitssystem konzipiert, das alle möglichen Störfälle abdeckt. Der neuentwickelte elektrisch-hydraulische Regler ermöglicht ein optimales Drehzahlverhalten sowohl nach einem Lastabwurf als auch im Inselbetrieb.

## Literaturverzeichnis

- [1] J. Ackeret; C. Keller: Eine aerodynamische Wärmekraftanlage. «Schweiz. Bauzeitung» Bd. 113 (1939), Nr. 19, S. 229–30.
- [2] K. Bammert; J. Rurik; H. Griepentrog: Highlights and Future Development of Closed-Cycle Gas Turbines. ASME (1974), Paper No. 74-GT-7.
- [3] K. Bammert; G. Deuster: Das Heliumturbinen-Kraftwerk Oberhausen. «Energie und Technik» 26 (1974), Nr. 1, S. 1–6.
- [4] G. Deuster; R. Plür: Betriebserfahrungen an Sauerstoffkraftwerken und Folgerungen für die weitere Entwicklung von Heliumkraftwerken. «Mitteilungen der VGB» 51 (1971), Nr. 2, S. 81–91.
- [5] K. Bammert; W. Twardziok: Kernkraftwerke mit Heliumturbinen für grosse Leistungen. «Atomenergie» 12 (1967), Nr. 9/10, S. 305 bis 326.
- [6] K. Bammert; G. Krey; K. D. Küper: Zusammenwirken von Hochtemperaturreaktor und Heliumturbine. «Kerntechnik» 11 (1969), Nr. 2, S. 77–87.
- [7] D. Bitsch; J. Chaboseau: Power Level Control of a Closed Loop Gas Turbine by Natural Transfer of Gas between the Loop and Auxiliary Tanks. Paper, vorgelegt auf der Konferenz der BNES, London, April 1970.
- [8] K. Bammert; G. Krey: Dynamic Behavior and Control of Single-shaft Closed-Cycle Gas Turbines. Transactions of the ASME 93 (1971), No. 4, pp. 447–453.
- [9] K. Bammert; H. Kläukens: Berechnung des dynamischen Verhaltens von Gasturbinenwärmeübertragern. Forsch. Ing. Wes. 38 (1972), Nr. 1, S. 1–8.

Adresse der Verfasser: Prof. Dr.-Ing. K. Bammert, Direktor des Instituts für Strömungsmaschinen der Technischen Universität Hannover, Dipl.-Ing. G. Krey, wissenschaftlicher Assistent, und Dipl.-Ing. R. Krapp, wissenschaftlicher Mitarbeiter am selben Institut, Appelstrasse 25, D-3000 Hannover.