Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 65 (1947)

Heft: 10

Artikel: Zur Theorie der Regelung von aerodynamischen Wärmekraftanlagen mit geschlossenem Kreislauf

Autor: Salzmann, F.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-55841

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: 13.07.2025

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

65. Jahrgang Nachdruck von Bild oder Text nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet Nr. 10

Zur Theorie der Regelung von aerodynamischen Wärmekraftanlagen mit geschlossenem Kreislauf

Von Dr. F. SALZMANN, Obering. der Forschungsabteilung der Escher Wyss Maschinenfabriken A.-G., Zürich*) DK 621.438-53

A. Einleitung

Die aerodynamischen Wärmekraftanlagen mit geschlossenem Kreislauf nach *J. Ackeret* und *C. Keller*[1]) (AK-Anlagen) arbeiten nach dem Schema Bild 1. Nach Verdichtung in einem Kompressor K, dessen Ansaugdruck. im Unterschied zum offenen Kreislauf, im allgemeinen über dem der Atmosphäre liegt, durchströmt die Arbeitsluft vorerst einen Wärmeaustauscher WA und wird hernach im Lufterhitzer LE auf eine Temperatur von in der Regel 600 bis 700° C erwärmt. Sie expandiert nachher in einer Turbine T, gibt ihre Abwärme im Wärmeaustauscher WA an die komprimierte Luft ab, wird im Kühler VK vorgekühlt und tritt wieder in den Kompressor K ein, womit sich der Kreislauf schliesst. Der Ueberschuss der Turbinenleistung über die Kompressorleistung wird als Nutzleistung meist an einen elektrischen Generator G abgegeben.

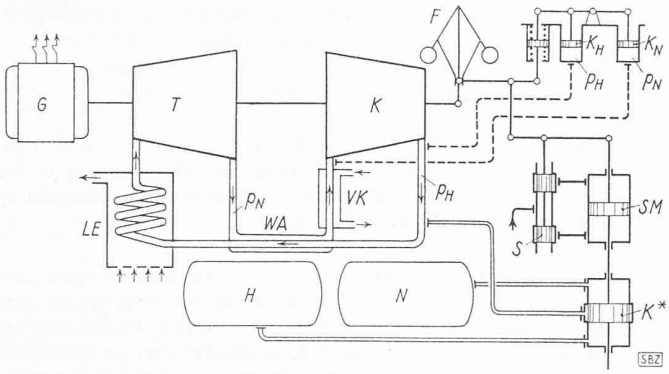

Bild 1. Schema des Kreislaufs mit Regelung.
T Turbine, K Kompressor, LE Lufterhitzer, WA Wärmeaustauscher, VK Vorkühler, G Generator, H Hochdruckspeicher, N Niederdruckspeicher, F Fliehkraftpendel, S Steuerschieber, SM Servomotor, K* Kolbenschieber für Ein- und Auslass der Luft, K_H, K_N mit den Kreislaufdrücken belastete Kolben zur Rückführung des Steuergestänges

Anlagen dieser Art haben bekanntlich den regeltechnischen Vorteil, dass eine Veränderung der Leistungsabgabe bei praktisch gleichbleibenden Maschinenwirkungsgraden durch blosse Aenderung des Treibmittelinhaltes im Kreislauf erreicht werden kann. Dabei ändern sich die Drücke an jeder Stelle des Kreislaufes im gleichen Verhältnis. Die Temperaturen und auch die Strömungsgeschwindigkeiten bleiben dagegen unverändert. Es ändert sich nur die Dichte des umlaufenden Strömungsmittels.

Die Arbeitsweise der Regelung ist also grundsätzlich einfach: bei sinkender Belastung der Anlage muss aus dem Kreislauf Arbeitsmittel, d. h. in der Regel Luft, ausgelassen, bei steigender Belastung dagegen solches in den Kreislauf eingeführt werden. In den Beharrungszuständen vor und nach der Belastungsänderung stehen im Kreislauf alle Drücke im gleichen Verhältnis zueinander.

Anders ist es dagegen im Uebergangszustand, da sich die Drücke nicht an jeder Stelle des Kreislaufs gleich rasch ändern. So wird sich der Druck in der Nähe jener Stelle des Kreislaufes, an der man die Luft ein- oder austreten lässt, rascher dem neuen Zustand nähern als an entfernteren Stellen. Es wird sich also während des Ein- oder Auslassvorganges ein zeitlich veränderlicher Uebergangszustand einstellen, bei dem sich das Verhältnis von Eintritts- und Austrittsdruck von Turbine und Kompressor vorübergehend ändert. Für die Zeit, die vergeht, bis aus diesem Uebergangsregime der stationäre Endzustand erreicht ist, sind die Speichervolumina der zwischen den Strömungsmaschinen (Turbine und Kompressor) liegenden Rohrleitungen und Wärmeaustauschapparate von wesentlichem Einfluss. Damit ist, im Gegensatz etwa zu Wasser- oder Dampfturbinen, die Leistungsabgabe nicht etwa durch eine bestimmte Stellung eines Ventils oder Leitapparates festgelegt, sondern es können sich je nach dem Ausgangszustand noch im Kreislauf selbst veränderliche Vorgänge abspielen.

Es hat sich indessen gezeigt, dass sich auch diese instationären Uebergangszustände verhältnismässig einfach und in guter Uebereinstimmung mit praktischen Versuchsergebnissen durch die Theorie erfassen lassen, und dass die Ergebnisse der Theorie es gestatten, die besondern Eigenschaften der Anlage vorteilhaft auszunützen. Im Folgenden werden die Grundlagen für einige theoretische Berechnungen, wie sie im Zusammenhang mit der in der Firma Escher Wyss erprobten Versuchsanlage durchgeführt wurden, wiedergegeben und einige Schlüsse auf das Verhalten der Anlage bei Regelvorgängen gezogen.

Wir beschränken uns hierbei auf die Betrachtung einer Anlage mit einfacher Erhitzung, wobei sich also die erhitzte Luft in einer Turbine ohne Wiedererhitzung völlig vom höchsten Kreislaufdruck p_H bis zum tiefsten Kreislaufdruck p_N entspannt. Ferner wird angenommen, dass auch bei den nichtstationären Vorgängen die Luft mit konstanter Temperatur der Turbine zuströme. Es wird also auf die Temperaturregelung nicht weiter eingetreten. Versuche haben übrigens gezeigt, dass sich die Temperatur wegen der Wärmespeicherung in den Erhitzerrohren auch bei Nacheilen der Feuerungsregelung nur wenig ändert.

Zur Durchführung der Rechnungen müssen die Beziehungen zwischen den Anfangs- und Enddrücken, den Durchtrittsmengen, der Leistungsaufnahme des Kompressors und der Leistungsabgabe der Turbine bekannt sein. Dabei genügen die für festgehaltenen Niederdruck $p_N = 1$ geltenden Kennlinien, da eine Aenderung aller Grössen im gleichen Verhältnis stets wieder einen möglichen Betriebszustand ergibt.

Tragen wir das Druckverhältnis p_H/p_N für Turbine und Kompressor in Funktion der durch p_N geteilten sekundlichen Durchtrittsgewichte des Arbeitsmittels g_T für die Turbine bzw. g_K für den Kompressor auf, so erhalten wir das auf Bild 2 oben dargestellte Diagramm. Im stationären Betriebspunkt N ist die Durchflussmenge für Turbine und Kompressor gleich gross. Bei tieferem Druckverhältnis ist dagegen die Fördermenge des Kompressors um einen Betrag Δg grösser als die Durchflussmenge der Turbine. Demgemäss wird bei geschlossenem Kreislauf in diesem Fall der zwischen Kompressor und Turbine hochdruckseitig liegende Speicherraum des Kreislaufes aufgefüllt und der niederdruckseitige Teil entleert und zwar solange, bis der stationäre Zustand N mit $g_T = g_K$ wieder erreicht ist. Bei Abweichung des Druckverhältnisses nach oben ist der Vorgang analog: der Kompressor fördert dann weniger als die Turbine schluckt, der obere Druck sinkt, der untere steigt und die Anlage strebt so wieder dem stationären Zustand zu. Ohne Eingriff von aussen kann also eine Abweichung vom stationären Druckverhältnis nur vorübergehend bestehen.

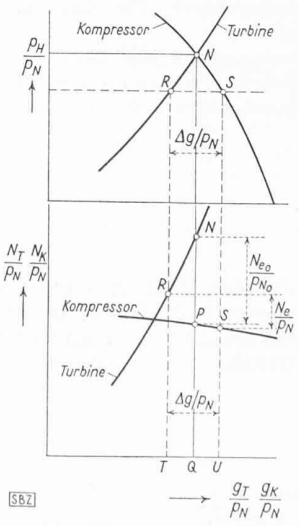

Bild 2. Druckverhältnis, Leistungsabgabe der Turbine N_T und Leistungsaufnahme des Kompressors N_K in Funktion der Durchflussmengen.
N, P normale stationäre Arbeitspunkte; R, S instationäre Zustände

*) Ueber dieses Thema wurde vom Verfasser in einer an der Halbjahresversammlung der American Society of Mechanical Engineers vom 17. bis 20. Juni 1946 vorgelegten Arbeit «Remarks on the Regulation Theory for Thermal Power Plants employing a Closed Gas Cycle» berichtet.

[1]) Eine ausführliche Beschreibung dieser Anlagen findet sich in SBZ Bd. 113, S. 229* (1939): *J. Ackeret* und *C. Keller:* Eine aerodynamische Wärmekraftanlage, und: *H. Quiby:* Compte-rendu des essais de la Turbine aérodynamique Escher Wyss-AK, SBZ Bd. 125, Nr. 23, S. 269* und Nr. 24, S. 279* (1945).

Die Leistungsaufnahme N_K des Kompressors und die Leistungsabgabe N_T der Turbine sind auf Bild 2 unten in Funktion des Durchflussgewichtes aufgetragen. Bemerkenswert ist dabei der steile Anstieg der Turbinenleistung mit wachsendem Durchflussgewicht bei gleichzeitigem flachem Verlauf der Leistungsaufnahme des Kompressors. Dem Normalpunkt N entspricht eine Turbinenleistung NQ und eine Kompressorleistung PQ. Die Differenz NP ist die normale Nutzleistung. Bei vermindertem Druckverhältnis und nach Bild 2 oben geänderten Werten g_T und g_K sind die Turbinenleistung durch die Strecke RT und die Kompressorleistung durch SU dargestellt. Die Nutzleistung ist $RT - SU$ und hat sich nun um $N_{e0} - N_e$ verkleinert. Bei verhältnismässig geringer Senkung von p_H ist es sogar möglich, dass die Nutzleistung ganz verschwindet. Umgekehrt genügt auch eine verhältnismässig geringe Steigerung von p_H, um die Nutzleistung beispielsweise zu verdoppeln. Dieser Umstand ist wichtig für die praktische Ausführung der Regeleinrichtung, da durch geeignete Ausnützung dieses vorerst unerwarteten Effektes («Momentaneffekt») eine wesentlich raschere Regelung erreicht werden kann. Bild 2 bezieht sich auf feste Drehzahl. Eine Aenderung der Drehzahl würde eine Verschiebung der Kennlinien bewirken.

B. Theoretische Berechnungen für das Verhalten der Anlage bei instationären Betriebszuständen

Bezeichnungen:

p_H = Druck im Hochdruckteil des Kreislaufs in ata
p_N = Druck im Niederdruckteil des Kreislaufs in ata
g_T, g_K = durch Turbine bzw. Kompressor strömende Arbeitsmittelgewichte in kg/s
g_0 = bei stationärer Vollast umlaufendes Arbeitsmittelgewicht in kg/s
N_T, N_K = Leistungsabgabe der Turbine bzw. Leistungsaufnahme des Kompressors in PS
$N_e = N_T - N_K$ = Nutzleistung in PS
M_T, M_K = Drehmoment der Turbine bzw. des Kompressors (in mkg)
$M_e = M_T - M_K$ = Nutzdrehmoment der Anlage in mkg
n = Drehzahl (U/min)
T_H = Zeit, die beim normalen Betriebszustand ein Arbeitsmittelteilchen braucht, um von der Mitte des Kompressors durch den Hochdruckteil bis zur Mitte der Turbine zu gelangen (s)
T_N = Zeit, die beim normalen Betriebszustand ein Arbeitsmittelteilchen braucht, um von der Mitte der Turbine durch den Niederdruckteil des Kreislaufs bis zur Mitte des Kompressors zu gelangen (s)
$T_u = T_H + T_N$ = Umlaufzeit eines Arbeitsmittelteilchens im normalen Betriebszustand (s)
T_a = Anlaufzeit der Anlage, d. h. jene Zeit, in der die Anlage durch Vollastdrehmoment von Drehzahl Null auf normale Drehzahl beschleunigt würde (s)
$q_H g_0$ = von aussen in den Hochdruckteil des Kreislaufs eingeführtes Arbeitsmittelgewicht in kg/s
$q_N g_0$ = von aussen in den Niederdruckteil des Kreislaufs eingeführtes Arbeitsmittelgewicht in kg/s
p_{H_0}, p_{N_0}, g_0, N_{e_0}, M_{e_0}, n_0 = Zustandsgrössen für stationäre Vollast
p_H^*, p_N^*, g^* ..... = Zustandsgrössen für beliebigen stationären Zustand mit gleichem Druckverhältnis wie für Vollast

$$\left.\begin{aligned}
\psi_H &= \frac{p_H - p_H^*}{p_{H_0}} = \frac{\Delta p_H}{p_{H_0}} \\
\psi_N &= \frac{p_N - p_N^*}{p_{N_0}} = \frac{\Delta p_N}{p_{N_0}} \\
\gamma_T &= \frac{g_T - g_0^*}{g_0} = \frac{\Delta g_T}{g_0} \\
\gamma_K &= \frac{g_K - g_0^*}{g_0} = \frac{\Delta g_K}{g_0} \\
\mu &= \frac{M_e - M_e^*}{M_{e_0}} = \frac{\Delta M_e}{M_{e_0}} \\
\varphi &= \frac{n - n_0}{n_0} = \frac{\Delta n}{n_0}
\end{aligned}\right\} = \text{auf den Vollastzustand bezogene vorübergehende Abweichungen vom stationären Gleichgewichtszustand}$$

$$A = \frac{\partial (M_e/M_{e_0})}{\partial (p_H/p_{H_0})} = \text{relative Aenderung des Nutzdrehmomentes bei Aenderung von } p_H \text{ allein}$$

$$C = \frac{\partial (g_T - g_K)/g_0}{\partial (p_H/p_{H_0})} = \text{relative Aenderung des Unterschiedes des Durchflussgewichtes von Turbine und Kompressor bei Aenderung von } p_H \text{ allein}$$

$$T_g = \frac{T_H \cdot T_N}{C\, T_u} = \text{«Ausgleichszeit»}$$

t = veränderliche Zeit

$$(\ )^{\cdot} = \frac{d}{dt}(\ ) = \text{Ableitung nach der Zeit}$$

Bei der mathematischen Behandlung der instationären Vorgänge im Kreislauf kann man, wie es auch bei der Untersuchung von Schwingungsproblemen üblich ist, durch Beschränkung auf relativ kleine Abweichungen vom Gleichgewichtszustand lineare Beziehungen zwischen den einzelnen Grössen annehmen. Insbesondere wird man die Druck- und Leistungskennlinien nach Bild 2 in der nächsten Umgebung des stationären Zustandes durch ihre Tangenten in diesem Punkte ersetzen. Im Folgenden werden nur Vorgänge mit fester Drehzahl oder mit vorübergehenden geringen Drehzahlabweichungen vom Normalwert betrachtet. Im Interesse der Einfachheit und Uebersichtlichkeit der Darstellung wird daher der Einfluss einer Drehzahländerung auf Durchflussgewicht, Leistung und Drehmoment vernachlässigt. Genauere Berechnungen haben übrigens gezeigt, dass dieser Einfluss bei Regelvorgängen im Sinne einer «Selbstregelung», d. h. stabilisierend wirkt.

Ohne auf die Berechnung der Kennlinien im einzelnen einzutreten, kann man für die relative Abweichung μ des Nutzdrehmomentes vom stationären Zustand eine Beziehung von der folgenden Form ansetzen:

(1) $\mu = A\,\psi_H + (1 - A)\,\psi_N$

Der Koeffizient A, der in praktischen Fällen etwa den Wert 4 annehmen kann, gibt den Einfluss der Aenderung Δp_H des Hochdruckes p_H auf das Nutzdrehmoment, da definitionsgemäss $\Delta p_H = \psi_H p_H$. Dass der Koeffizient von ψ_N den Wert $(1 - A)$ haben muss, ergibt sich daraus, dass sich bei Aenderung des Hochdruckes und Niederdruckes im gleichen Verhältnis (z. B. $\psi_H = \psi_N = \lambda$) auch Nutzleistung und Nutzdrehmoment im gleichen Verhältnis ändern müssen; es ist also $\mu = \lambda$, d. h. es handelt sich um eine reine Druckpegeländerung mit p_H/p_N = konst.

Für den relativen Unterschied von Turbinen- und Kompressordurchflussmenge lässt sich die lineare Beziehung

(2) $\gamma_T - \gamma_K = C\,(\psi_H - \psi_N)$

aufstellen. Die Gleichheit der Koeffizienten von ψ_H und ψ_N ergibt sich hier aus dem Umstand, dass eine Aenderung des Hochdruckes p_H und des Niederdruckes p_N im gleichen Verhältnis (derart, dass $\psi_H = \psi_N$) wieder auf einen stationären Zustand mit gleichem Durchflussgewicht durch Turbine und Kompressor führt, also $\gamma_T = \gamma_K$ ergeben muss, wenn die Drehzahl konstant bleibt, also $\varphi = 0$ ist.

Weitere Gleichungen erhält man aus den Bilanzen für den Arbeitsmittelinhalt des Hochdruck- und Niederdruckteils der Anlage. Wenn von geringen Aenderungen in der Temperaturverteilung abgesehen wird, ist der Gewichtsinhalt proportional zum jeweils herrschenden Druck. Gemäss Definition von T_H ist der Inhalt des Hochdruckteils bei Vollast gleich $g_0 T_H$, beim beliebigen Druck p_H dagegen $G_H = g_0 T_H p_H/p_{H_0}$. Die sekundliche Zunahme des Gewichtsinhalts G_H ist nun gleich dem Ueberschuss der Fördermenge des Kompressors über die Durchflussmenge der Turbine (also $g_K - g_T = -[\gamma_T - \gamma_K]\,g_0$), vermehrt um die von aussen dem Hochdruckteil des Kreislaufs zugeführte Menge $q_H g_0$. Da definitionsgemäss

$$p_H = p_H^* + p_{H_0}\psi_H, \text{ also } \frac{dp_H}{dt} = p_{H_0}\frac{d\psi_H}{dt}$$

so erhält man

$$\frac{dG_H}{dt} = g_0 T_H \frac{d\psi_H}{dt} = [-(\gamma_T - \gamma_K) + q_H]\,g_0$$

oder, mit Benützung von Gleichung (2)

(3) $T_H\,\psi_H^{\cdot} = -C\,(\psi_H - \psi_N) + q_H$

Aehnlich erhält man, wenn in den Niederdruckteil sekundlich die Menge $q_N g_0$ von aussen eingeführt wird, durch Aufstellen der Bilanz:

(4) $T_N\,\psi_N^{\cdot} = +C\,(\psi_H - \psi_N) + q_N$

Die Gleichungen (1), (3) und (4) erlauben nun schon Wesentliches über das Verhalten der Anlage bei instationären Betriebszuständen auszusagen.

C. Das Verhalten der Anlage bei fester oder nur wenig veränderlicher Drehzahl

Die hier zu besprechenden Vorgänge können sich beispielsweise abspielen, wenn die Anlage einen elektrischen Generator antreibt, der mit einem grossen Netz gekuppelt ist und dessen Frequenz die Anlage nicht merklich zu beeinflussen vermag. Es soll hier gezeigt werden, wie durch willkürliche äussere Eingriffe die Leistungsabgabe der Anlage beeinflusst werden kann. Wir behandeln dazu verschiedene Sonderfälle, nämlich:

a) Vollkommen geschlossener Kreislauf

Hier sind: $q_H = q_N = 0$; aus (3) und (4) folgen:

(5) $T_H \psi_H' = - C (\psi_H - \psi_N)$

(6) $T_N \psi_N' = + C (\psi_H - \psi_N)$

Es wird somit $T_H \psi_H' + T_N \psi_N' = 0$, bzw. $T_H \psi_H + T_N \psi_N =$ konst. $= 0$, da der ganze Kreislaufinhalt gegenüber dem stationären Zustand nicht geändert ist. Weiter erhält man:

$$\psi_N = - \frac{T_H}{T_N} \psi_H$$

Das Einsetzen in Gleichung (5) ergibt nach einiger Umformung

(7) $$\psi_H' = - \frac{C (T_H + T_N)}{T_H T_N} \psi_H$$

Die Lösung lautet

(8) $\psi_H =$ konst. e^{-t/T_g} wobei

(9) $$T_g = \frac{T_H T_N}{C (T_H + T_N)} = \frac{T_H T_N}{C T_u} \quad \text{(Ausgleichzeit)}$$

Die relativen Abweichungen der Drücke p_H und p_N verlaufen hier gemäss einer Exponentialfunktion mit negativem Exponenten, gehen also asymptotisch gegen Null. Die nach Gleichung (9) definierte Grösse T_g kann zweckmässig als «Ausgleichzeit» bezeichnet werden. Sie bedeutet jene Zeit, innerhalb der die Abweichungen vom stationären Zustand auf den Bruchteil $\frac{1}{e}$ zurückgehen. Je kleiner T_g, umso rascher gleicht sich das Druckverhältnis auf den stationären Wert aus. T_g hat praktisch bei Anlagen mit reichlichen Wärmeaustauschapparaten die Grössenordnung einiger Sekunden.

b) Gleichmässiges Einführen von Arbeitsmittel in den Hochdruckteil des Kreislaufs

Mit $q_H =$ konst. $= Q_H$, $q_N = 0$ ergeben die Gleichungen (3) und (4):

(10) $T_H \psi_H' = - C (\psi_H - \psi_N) + Q_H$

(11) $T_N \psi_N' = + C (\psi_H - \psi_N)$

Nimmt man als Anfangszustand, d. h. für $t = 0$, einen stationären Zustand mit $\psi_H = \psi_N = 0$ an, so erhält man die Lösungen:

(12) $$\psi_H = \frac{Q_H T_g}{T_u} \left\{ \frac{t}{T_g} + \frac{T_N}{T_H} (1 - e^{-t/T_g}) \right\}$$

(13) $$\psi_N = \frac{Q_H T_g}{T_u} \left\{ \frac{t}{T_g} - (1 - e^{-t/T_g}) \right\}$$

und der Nutzleistungsverlauf bzw. Nutzdrehmomentverlauf wird nach Gleichung (1)

(14) $$\mu = A \psi_H + (1 - A) \psi_N$$
$$= Q_H \frac{T_g}{T_u} \left\{ \frac{t}{T_g} + \left(\frac{A T_u - T_H}{T_H} \right) (1 - e^{-t/T_g}) \right\}$$

Der zeitliche Verlauf der Drücke und der Leistung gemäss den Gleichungen (12), (13), (14) ist, beispielsweise vom stationären Halblastzustand ausgehend, in Bild 3 aufgetragen. Die Einlassmenge wurde hier so gewählt, dass im Verlauf einer Zeit von $t = 10\, T_g$ der Kreislaufinhalt um den halben Vollastinhalt vermehrt wird ($Q_H = T_u/10\, T_g$). Da im ersten Moment des Arbeitsmitteleinlasses sich p_H rasch erhöht, während p_N erst nacheilt, ergibt sich unter erhöhtem Druckverhältnis eine rasche Leistungssteigerung. Bei einem Wert $A = 4$ und $T_H = 2\, T_N$, also $T_u = 3\, T_N$ wird der Faktor $(A\, T_u - T_H)/T_H$ in Gleichung (14) gleich 5. Zu Beginn des Arbeitsmitteleinlasses steigt damit die Leistung sechsmal rascher als bei reiner Druckpegelhebung mit gleichmässig auf den ganzen Kreislauf verteilter Zufuhr der gleichen Arbeitsmittelmenge. 60 % der Vollastleistung sind beispielsweise schon nach $t = T_g/3$ erreicht, statt erst bei $t = 2\, T_g$. Bei gleich starkem Arbeitsmittelauslass würde umgekehrt in der gleichen Zeit schon wegen des gesunkenen Druckverhältnisses die Nutzleistung auf 40 % gesunken sein. *Hochdruckseitiger Ein- und Auslass des Arbeitsmittels wirkt also besonders rasch.*

c) Gleichmässige Einführung von Arbeitsmittel in den Niederdruckteil der Anlage

Bei niederdruckseitigem Einlass einer konstanten Menge Q_N ist in Gleichung (3) $q_H = 0$ und in Gleichung (4) $q_N = Q_N$ einzusetzen. Die Rechnung geht grundsätzlich gleich wie bei hochdruckseitigem Einlass.

Das Ergebnis ist in Bild 4 wiedergegeben. Von gleichem Anfangszustand ausgehend und mit gleicher Einlassmenge pro Zeiteinheit wie in Bild 3 ist hier der Druck- und Leistungsverlauf für niederdruckseitigen Einlass von Arbeitsmittel aufgetragen. Trotz Steigerung des Kreislaufinhaltes fällt infolge der Verminderung des Druckverhältnisses die Leistung zuerst ab, um sich erst nach einiger Zeit wieder zu erholen. Auslass von Arbeitsmittel würde umgekehrt die Leistung vorübergehend erhöhen. Zur raschen Anpassung an Lastschwankungen ist also niederdruckseitiger Ein- und Auslass nicht brauchbar. Er wirkt im ersten Moment sogar verkehrt und würde daher eine völlig unstabile Regelung ergeben. Er kommt einzig für langsame Hebung oder Senkung des Druckpegels in Frage, wobei rasche Lastschwankungen noch durch andere Mittel der Regelung ausgeglichen werden müssen.

(Schluss folgt)

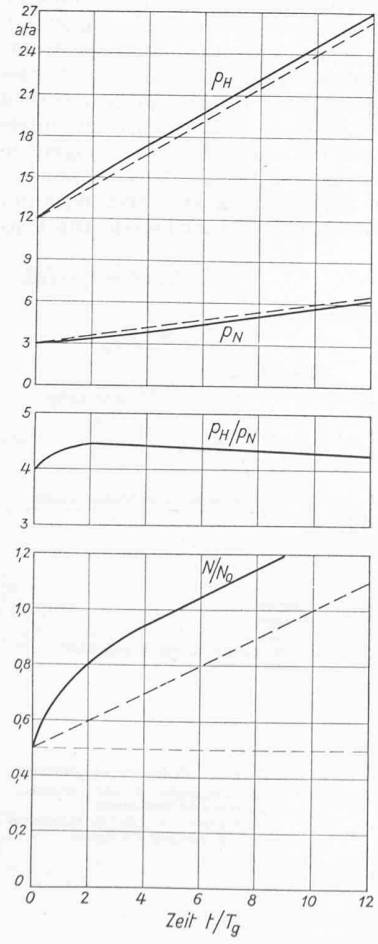

Bild 3. Lufteinlass auf Hochdruckseite

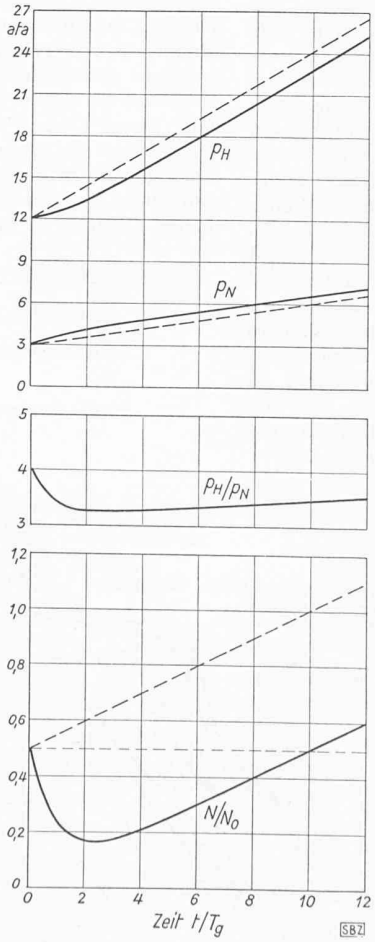

Bild 4. Lufteinlass auf Niederdruckseite

Zeitlicher Verlauf von Hochdruck p_H, Niederdruck p_N, Druckverhältnis p_H/p_N und Leistungsabgabe der Anlage bei gleichmässigem Lufteinlass