

Die seriegeschaltete Gasturbine im Heiz-Kraft-Werk

VON DER
EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE
IN ZÜRICH

ZUR ERLANGUNG DER WÜRDE EINES
DOKTORS DER TECHNISCHEN WISSENSCHAFTEN

GENEHMIGTE
PROMOTIONSARBEIT

VORGELEGT VON
Werner Karrer
von Aesch, Kt. Baselland

Referent: Herr Prof. Dr. U. R. Ruegger

Korreferent: Herr Prof. H. Quiby



ZÜRICH 1950
DISSERTATIONSDRUCKEREI LEEMANN AG

Für die Unterstützung, welche der Verfasser durch die wertvollen Anregungen des Referenten, Herrn Professor Dr. U. R. Ruedger, sowie des Korreferenten, Herrn Professor H. Quiby, erfahren durfte, sei auch an dieser Stelle der aufrichtigste Dank ausgesprochen.

Ebenso sei der Direktion der Maschinenfabrik Oerlikon für die Erlaubnis zur Durchführung dieser Arbeit bestens gedankt.

Inhaltsverzeichnis

Kapitel I: Einführung	7
1. Der heutige Stand der Heizkraftwerke	7
2. Neue Möglichkeiten der Leistungs-Erzeugung bei Heizkraft- werken	10
3. Die Erweiterungs-Arten von Heizanlagen	10
a) Einteilung auf Grund der Schaltungsarten	11
b) Einteilung auf Grund der Leistungs-Verwendung	11
4. Zusammenfassung und Überblick	15
 Kapitel II: Theoretischer Vergleich der verschiedenen Möglichkeiten von Heizkraftwerken, auf Grund der Entropie-Diagramme	 17
a) Indices	17
b) Übrige Symbole	17
1. Das reine Heizkraftwerk in der Form eines Dampfkessels	18
2. Die Gegendruck-Dampfanlage (Fig. 5)	21
3. Möglichkeiten weiterer Leistungserhöhungen	21
4. Die Erhöhung des Dampfdruckes (Fig. 5)	23
5. Die Erhöhung der Dampfmenge zwecks Verwendung des Mehr- dampfes zur Aufheizung der Brennluft (Fig. 7, Fig. 8)	23
a) Anzapfdampf-Vorwärmung der Brennluft von $t_V = 65^\circ\text{C}$ bis $t_X = 152^\circ\text{C}$ (Fig. 7)	25
b) Anzapfdampf-Vorwärmung der Brennluft von $t_V = 15^\circ\text{C}$ bis $t_X = 152^\circ\text{C}$ (Fig. 8)	28
6. Die Erhöhung der Dampfmenge zwecks Verwendung des Mehr- dampfes zur Aufheizung des Speisewassers	30
7. Das Zuschalten einer Gasturbine	30
a) TS-Diagramm des einfachen Gasturbinen-Prozesses	30
b) Die Übertragung des Gasturbinen-Entropie-Diagrammes auf die Dampfseite	32
c) Das Entropie-Diagramm der kombinierten Anlage (Fig. 10)	33
8. Zusammenfassender Vergleich der verschiedenen Systeme	36
 Kapitel III: Die praktische Beurteilung der Gasturbinen-Ergänzung auf Grund der Energiefluß-Diagramme (Sankey-Diagramme)	 39
Symboltabelle zu Kapitel III	39
a) Indices	39
b) Übrige Symbole	39
1. Überblick	40
2. Das Sankey-Diagramm der Gegendruck-Anlage (Fig. 11)	40
3. Das Sankey-Diagramm der kombinierten Gasturbinen-Gegen- druck-Anlage	44

Kapitel IV: Das Leitfähigkeits-Gesetz	47
Symboltabelle zu Kapitel IV	47
a) Indices	47
b) Übrige Symbole	47
1. Die allgemeinen Erweiterungs-Gleichungen für konstante Nutz- wärme-Abgabe	47
2. Das Leitfähigkeits-Gesetz	50
3. Die verschiedenen Arten von Heizkraftwerken, verglichen im η - μ -Diagramm der Figur 13	53
a) Erhöhung der Brennstoffmenge und der Dampffördermenge unter Verlustgabe der Abwärme des Zusatzdampfes (d. h. $n = \text{konstant}$)	53
b) Der zusätzliche Dampf wird kondensiert (Anzapf-Konden- sations-Turbine): Kurve B F G H in Fig. 13	53
c) Gasturbinen-Ergänzung zur Gegendruck-Anlage bei einem Dampfdruck von 40 ata	53
d) Erhöhung des Dampfdruckes	53
e) Ersatz der Gegendruck-Dampfturbine durch eine Luft- oder Gasturbine mit Abhitze-Dampfkessel	55
f) Kombination verschiedener Methoden	55
4. Zusammenfassung	55
Kapitel V: Die theoretische Berechnung der Dampf - Luft - Anlage (D.L.-Anlage) nach Figur 2	57
Symboltabelle zu Kapitel V	57
a) Indices	57
α) Bezeichnungen am Schaltschema, Figur 2	57
β) Übrige Indices	59
b) Symbole	59
1. Das Verbrennungsgassystem	61
a) Definitionen	61
b) Die spezifischen Fördermengen	61
c) Die spezifischen Energien des Verbrennungsgassystems	62
2. Die Luftseite der D.L.-Anlage	62
a) Definitionen	62
α) Zusatzluft-Faktor (ξ)	62
β) Luft-Expansionszahl (β)	63
b) Die spezifischen Luft-Fördermengen	63
c) Die spezifischen Energien der Luftseite	64
3. Kopplungsfaktoren zwischen dem Luft- und Dampfsystem	64
4. Die Dampfseite der D.L.-Anlage	65
a) Spezifische Dampf-Fördermenge	65
b) Spezifische Energien	67
5. Die resultierenden Hauptgleichungen der D.L.-Anlage	67
6. Diskussion der Hauptgleichungen	69

7. Kriterium der Nützlichkeit der Zwischenschaltung eines Luftsystems zu einer Dampfanlage	70
a) Erweiterung von Gegendruck-Dampfmaschinen auf D.L.-Anlagen	71
b) Erweiterung von Kondensationsanlagen auf D.L.-Anlagen	71
8. Die maximale Zusatzluftmenge	72
9. Die Gastemperaturen am Überhitzer	73
a) Die Temperaturerhöhungen, verursacht durch das Zuschalten der Luftanlage	73
b) Die Kompensation der Temperaturerhöhungen	74
10. Zahlenbeispiel	78
a) Verbrennungsgassystem	79
b) Luftsystem	79
c) Das Dampfsystem	80
d) Die spezifischen Energien	80
e) Effektivwerte	81
11. Der Einfluß der einzelnen Kenngrößen auf Leistung und Wirkungsgrad	82
a) Der Einfluß der Zusatzluftmenge	82
b) Erhöhung der Luftüberschubzahl (λ_b, A)	82
c) Erhöhung der Luftexpansionszahl (β)	88
d) Gemeinsame Darstellung des Einflusses von λ_b, ζ und β	88
α) Keine Zusatzluft	92
β) Maximale Zusatzluftmenge	92
e) Erhöhung des Dampfdruckes	93
12. Vergleich der D.L.-Anlage mit andern Heizkraft-Anlagen	96
a) Anzapf-Kondensations-Anlage	96
b) Luftturbinen-Anlage mit Abhitzeessel (Fig. 31)	98
Kapitel VI: Teillast der D.L.-Anlage	99
Symboltabelle zu Kapitel VI	99
a) Indices	99
b) Symbole	100
A. Allgemeine Betrachtungen über die Teillast-Verhältnisse bei Heizkraft-Werken	100
B. Die Wärme-Teillast (= Teillast der Dampfseite)	101
1. Einfache Gegendruck-Dampf-Anlage	101
2. Die „ideale“ Teillast der Dampf-Luft-Anlage	106
a) Allgemeine Bedingungen für konstante Luftleistung	106
b) Das Brennstoff-Verhältnis (α)	107
c) Leistungen und Wirkungsgrade	108
d) Das Verhalten von Verdampfer (c) und Überhitzer (d) bei veränderten Fördermengen	110
3. Andere Betriebsarten der Wärme-Teillast	113
C. Die Leistungs-Teillast (= Teillast der Luftseite)	116
1. Überblick	116

2. Die charakteristischen Teillast-Kurven von Turbine (<i>t</i>), Kompressor (<i>k</i>) und By-paß-Schieber (<i>m</i>)	116
3. Die Ermittlung der Leistungen und Drücke im stationären Teillast-Betrieb	118
4. Die Temperaturen im stationären Teillast-Betrieb	119
5. Zusammenfassung	121
Kapitel VII: Die Dampf-Gas-Anlagen (D.G.-Anlagen)	122
Schaltungen mit Wärmequelle auf der Gasturbinenseite	122
1. Allgemeine Beurteilung	122
2. Berechnung der Dampf-Gas-Anlage nach Figur 3.	125
3. Diskussion der Resultate	126
4. Zusammenfassung	129
Kapitel VIII: Kombinationen mit Wärmepumpen	130
Symboltabelle zu Kapitel VIII	130
a) Indices	130
b) Übrige Symbole	130
1. Allgemeine Betrachtungen (L_4)	131
2. Die Sankey-Diagramme der verschiedenen Betriebsarten mit Wärmepumpe (Fig. 49)	132
a) Leistungspumpe (Fig. 49, Index <i>LP</i>)	132
b) Wärmepumpe (Fig. 49, Index <i>WP</i>)	135
c) Brennstoff-Sparer (Fig. 49, Index <i>BS</i>)	135
d) Zusammenfassung	136
3. Die Erweiterungs-Gleichungen der Wärmepumpen-Kombinationen	136
4. Die Leistungspumpe	138
a) Ableitung	138
b) Zahlenbeispiele	139
α) Grund-Anlage: Leistungsloser Dampfkessel mit 86% Wirkungsgrad	139
β) Grund-Anlage: = Gegendruck-Dampf-Anlage	141
5. Die Wärmepumpe	141
a) Ableitung	141
b) Zahlenbeispiele	142
α) Grund-Anlage: Leistungsloser Dampfkessel mit 86% Wirkungsgrad	142
β) Grund-Anlage: Gegendruck-Dampf-Anlage	144
6. Brennstoff-Sparer	145
a) Ableitung	145
b) Zahlenbeispiele	145
7. Wärme-Vervielfachung	147
8. Zusammenfassung	148
Kapitel IX: Schlußbemerkungen	150
X. Literaturhinweise	153

KAPITEL I

Einführung

1. Der heutige Stand der Heizkraftwerke

Bei Heizkraftwerken erfolgt die Leistungserzeugung in Serie zum Wärmefluß; sie ist daher mit keinen zusätzlichen Abwärmeverlusten verbunden und erreicht Wirkungsgrade von 80% und mehr.

Die bekanntesten Heizkraftwerke sind die *Gegendruck-Dampfturbinen-Anlagen*.

Die *Menge* der in solchen Anlagen erzeugbaren Leistung ist keine beliebig hohe; sie ist vielmehr begrenzt durch die Menge der angeforderten Nutzwärme und durch das Druckgefälle der Dampfturbine. Oft genügt die Leistung der Gegendruckturbine nicht, um den Eigenbedarf eines Werkes zu decken. Man greift alsdann zum Mittel der *Anzapf-Kondensations-Dampfturbinen*, welche die fehlende Leistung durch parallel zum Gegendruck-Dampf strömenden Kondensationsdampf erzeugen; dies ist naturgemäß mit zusätzlichen Abwärme-Verlusten verbunden.

Will man daher bei Heizwerken mit vorgegebenem Wärmebedarf noch mehr Leistung zu Höchstwirkungsgraden herausholen als die Gegendruckturbine geben kann, so muß man die Zusatzleistung wiederum irgendwo in Serie zum Gesamt-Wärmefluß erzeugen, ähnlich wie dies bei der Gegendruck-Dampfanlage im Dampfsystem geschieht. Eine solche Leistungserzeugung in Serie zum Nutzwärmefluß kann außer im Dampfsystem noch im Gassystem oder Luftsystem der Heizanlage erfolgen; die Kraftmaschine, welche die Leistungserzeugung besorgt, wird alsdann eine Gas- oder Luftturbinen-Anlage sein.

Legende

- a Brennluft-Zufuhr
- b Brennraum
- c Verdampfer
- d Ueberhitzer
- e Speisewasser-Vorwärmer
- f Abgas-Ausstritt
- g Gegendr. Dampfturbine
- h Nutzwärme-Verbraucher
- i Lufterhitzer
- k Kompressor
- l Luft-Vorwärmer
- n Generator
- o Generator
- t Luft-Turbine

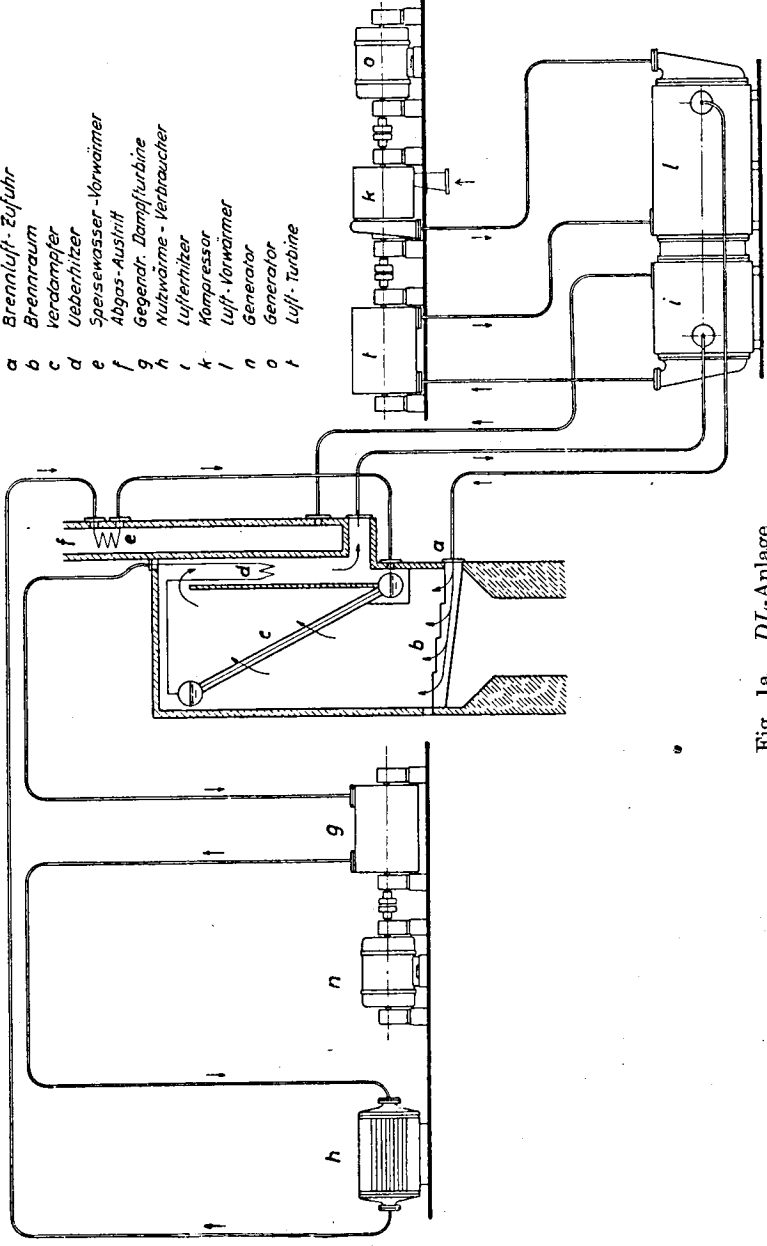
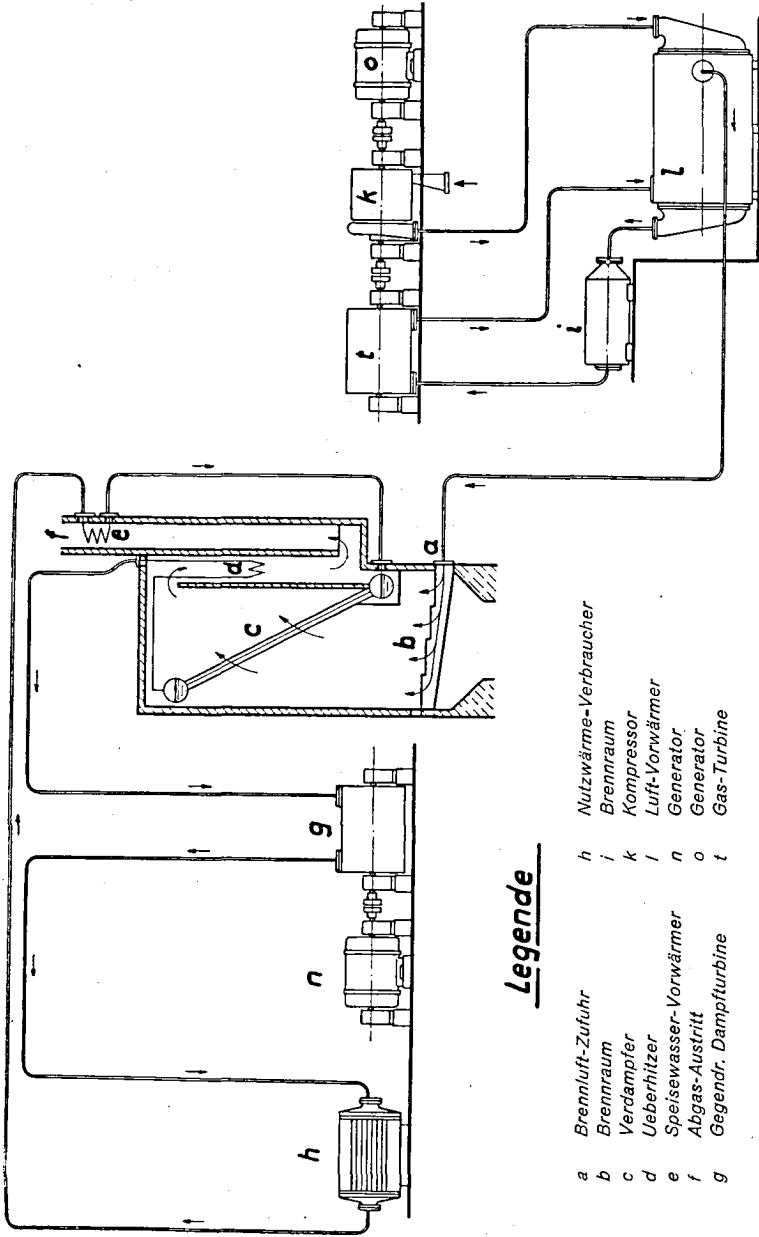


Fig. 1a. DL-Anlage



Legende

- | | | | |
|---|------------------------|---|-----------------------|
| h | Brennluft-Zufuhr | h | Nutzwärme-Verbraucher |
| a | Brennraum | i | Brennraum |
| b | Verdampfer | k | Kompressor |
| c | Ueberhitzer | l | Luft-Vorwärmer |
| d | Speisewasser-Vorwärmer | n | Generator |
| e | Abgas-Austritt | o | Generator |
| f | Gegendr. Dampfturbine | t | Gas-Turbine |
| g | | | |

Fig. 1b. DG-Anlage

2. Neue Möglichkeiten der Leistungs-Erzeugung bei Heizkraftwerken

Die Leistungserzeugung im *Gassystem* einer Dampfkesselanlage ist mit Erfolg beim *Velox-Dampfkessel* in Anwendung; sie wird selbst jedoch nicht zum Zwecke der Nutzleistungsabgabe, sondern zur Erzeugung hoher Rauchgasgeschwindigkeiten und damit zur Verkleinerung der Kesselheizflächen herangezogen. Da das Einlegen einer Turbine in das Gassystem eine Verbrennung unter Druck erfordert, die bis jetzt nur für flüssige und staubförmige Brennstoffe in Frage kommt, und da die Leistungsanlage zur Erreichung maximaler Ausbeute mit einer Arbeitsmittelmenge beaufschlagt werden muß, welche größer ist als die Brenngas- oder Brennluftmenge, ist es von Vorteil, die Leistungserzeugung in das Brennluftsystem der Heizanlage zu legen.

Es soll Aufgabe dieser Arbeit sein, zu untersuchen, wieviel Leistung man durch Einlegen einer *Gasturbinen-Anlage in das Brennluftsystem eines Heizwerkes* (Fig. 1a) erhält und welche Wirkungsgrade erwartet werden können. Unter *Gasturbinen-Anlage* sei nachfolgend sowohl eine Ausführung mit *Eigenbrennraum* und eigentlicher *Gasturbine*, wie auch eine solche mit *Heißluftturbine* verstanden. Wie schon erwähnt, verlangt die Forderung nach möglichst hoher Leistungsausbeute in vielen Fällen die Beschickung der *Gasturbinen-Anlage* mit einer über die *Brennluft* hinausgehenden *Luftmenge* (im Folgenden mit „*Zusatzluft*“ benannt). Es wird daher eine weitere Aufgabe dieser Arbeit sein, festzustellen, wie weit die *Turbinenluftmenge* über die *Brennluftmenge* hinaus gesteigert, ein wie großer Betrag der überschüssigen *Abwärme* an das *Heizsystem* zurückgegeben werden kann, und welchen Einfluß die Steigerung der *Luftmenge* auf den *Wirkungsgrad* ausübt.

Die Erzeugung von Leistung durch *Gasturbinen-Anlagen* kann für jede Art *Heizwerk*, mit und ohne *Dampf* und mit und ohne *Gegendruck-Dampfturbine*, in Frage kommen.

3. Die Erweiterungs-Arten von Heizanlagen

Die Erweiterungs-Arten der *Heizkraftwerke* lassen sich nach zwei Gesichtspunkten aufteilen, einmal nach der *Schaltungs-Art*

der Gasturbine und sodann nach der Art der Verwendung der neu geschaffenen Gasturbinen-Leistung.

a) *Einteilung auf Grund der Schaltungsarten*

In bezug auf die *Schaltungsart* können zwei prinzipielle Fälle unterschieden werden, jener mit äußerer Wärmeübertragung (*Fig. 1a und 2*) durch die Kesselgase und jener mit eigener Brennkammer auf der Gasturbinenseite (*Fig. 1b und 3*). Im Falle der *Fig. 2* wird die Druckluft der Gasturbinen-Anlage im Lufterhitzer *i* durch die Kesselgase aufgewärmt, das Arbeitsmittel der Gasturbine ist also Luft; im Falle der *Fig. 3* wird die Druckluft im Brennraum b_{III} verbrannt, und die Verbrennungsgase beaufschlagen die Turbine. Die Anlage der *Fig. 2* kann somit als *Dampf-Luft-Anlage* (D.L.-Anlage), diejenige der *Fig. 3* als *Dampf-Gas-Anlage* (D.G.-Anlage) bezeichnet werden. Die Dampf-Luft-Anlage hat den Vorteil eines einzigen, mit festen Brennstoffen betreibbaren Brennraums (Dampfkessel), bei der Dampf-Gas-Anlage stellt die Verfeuerung fester Brennstoffe im Druckraum b_{III} ein bis jetzt noch ungelöstes Problem dar; dafür fällt hier der Lufterhitzer *i* weg.

Die Dampf-Luft-Anlage ist in den *Kapiteln V und VI*, die Dampf-Gas-Anlage im *Kapitel VII* behandelt.

b) *Einteilung auf Grund der Leistungs-Verwendung*

Die zugeschaltete Gasturbine erzeugt zunächst ihre Energie auf Kosten der Nutzwärme. Will man daher trotz der Gasturbinen-Zuschaltung den absoluten Betrag der Nutzwärme beibehalten, so muß dies durch eine Erhöhung der Brennstoffzufuhr erfolgen, sofern man auf eine anderweitige Wärmeerzeugung verzichten will. Eine Erweiterung, welche bei konstanter Nutzwärme die Brennstoffzufuhr um soviel erhöht wie die erzeugte Gasturbinen-Leistungsmenge verlangt, nennen wir im folgenden „Leistungs-Ergänzungs-Anlage“, da in diesem Falle der Zweck der Gasturbine die Schaffung hochwertiger Zusatzleistung ist (Kap. V).

Statt durch Erhöhung der Brennstoff-Zufuhr kann die fehlende Nutzwärme auch durch Wärme gedeckt werden, welche einer Wärmepumpe entnommen wird. Sofern das Temperaturniveau der

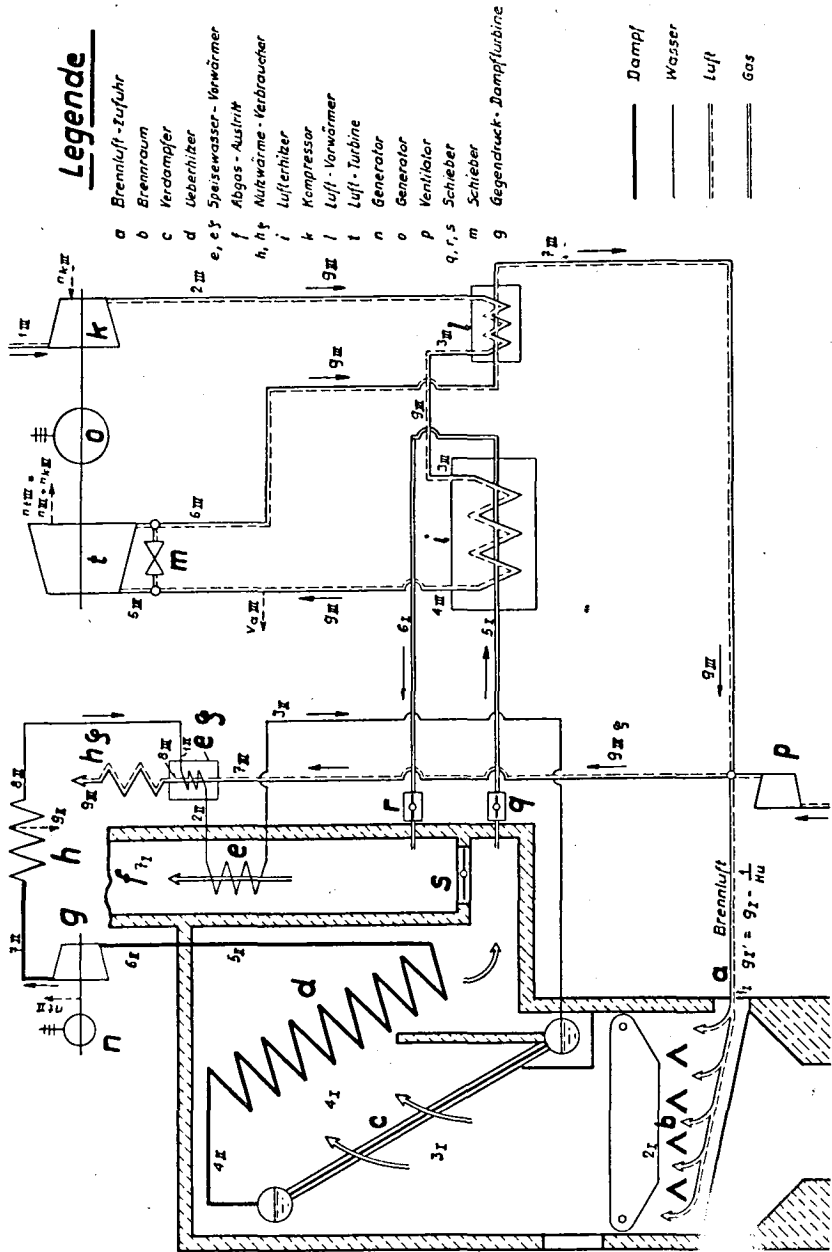
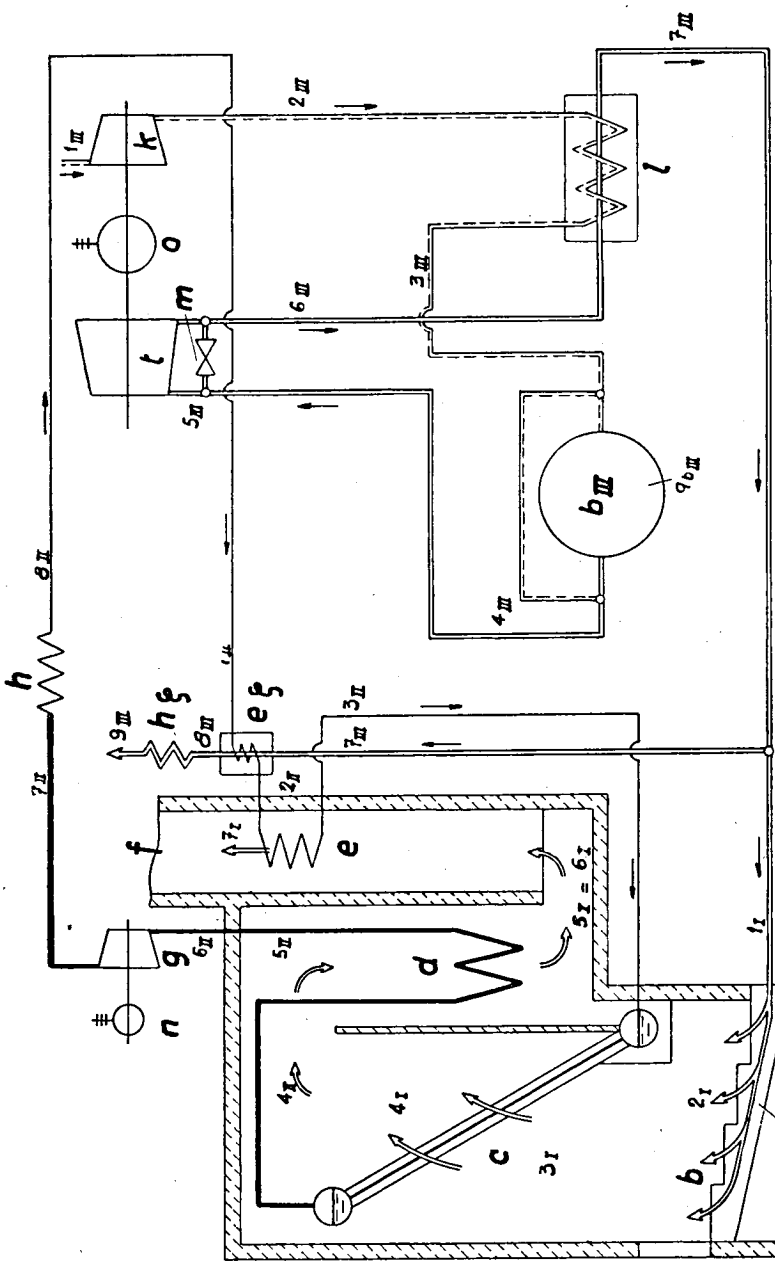


Fig. 2. DL-Schaltung



Legende

- | | | | |
|---|--------|-------------------|--------------------------|
| — | Dampf | g | Gegendruck - Dampfurbine |
| — | Wasser | h, h _g | Wärme - Verbraucher |
| — | Luft | k | Kompressor |
| — | Gas | l | Luft - Vorwärmer |
| | | m | Schieber |
| | | n | Generator |
| | | o | Generator |
| | | t | Gasturbine |

- | | |
|-------------------|--------------------------|
| a | Brennluft - Zufuhr |
| b, b _g | Brennraum |
| c | Verdampfer |
| d | Ueberhitzer |
| e, e _g | Speisewasser - Vorwärmer |
| f | Abgas - Auslaß |

Fig. 3. DG-Schaltung

fehlenden Nutzwärme genügend tief sein darf (Raumheizung), wird die Antriebsleistung der Wärmepumpe kleiner als die neu geschaffene Leistung der Gasturbinen-Anlage. In diesem Falle ergibt die Erweiterung einer Heizanlage durch Gasturbine und Wärmepumpe bei gleicher Nutzwärme vor und nach der Erweiterung einen Leistungsüberschuß, welcher weder durch zusätzlichen Brennstoffverbrauch, noch durch Wärme-Entzug gedeckt werden muß, sondern sein Äquivalent in der von der Wärmepumpe der Umgebung entzogenen Wärme findet; eine derartige Anlage bezeichnen wir im folgenden als „*Leistungspumpen-Ergänzungsanlage*“ (abgekürzt „*Leistungspumpe*“).

Unter einer „*Leistungspumpe*“ verstehen wir somit eine Anlage, bei welcher ein Teil der zugeführten Brennstoffwärme in einer Gasturbinen-Anlage in Leistung umgewandelt wird (statt zur Abgabe an das Heizwerk verwendet zu werden) und bei welcher der dadurch entstehende Nutzwärme-Fehlbetrag durch eine Wärmepumpe geliefert wird, deren Antrieb durch einen Teil der neu geschaffenen Gasturbinen-Leistung erfolgt, während der Rest der Gasturbinen-Leistung als eigentlicher *Leistungsgewinn* auftritt.

Es wird in Kapitel VIII, 4, ermittelt werden, wie groß die so erzeugte „*Gratisleistung*“ werden kann und ein wie großer Anteil der Nutzwärme durch die Wärmepumpe zu liefern ist.

Sofern man auf eine zusätzliche Leistungserzeugung überhaupt verzichten will, kann man die gesamte Gasturbinen-Leistung zum Antriebe der Wärmepumpe verwenden, was — bei gleicher Brennstoffzufuhr der Heizanlage vor und nach der Erweiterung — zu einer Vermehrung der Nutzwärme führt. Die zusätzlich geschaffene Nutzwärme wird hierbei durch die Wärmepumpe der Umgebung entzogen, wobei für den Antrieb der Wärmepumpe *keine Fremdenergie* notwendig ist. Im folgenden wird eine Heizanlage mit Gasturbinen-Leistungserzeuger und Wärmepumpe, welche nur Nutzwärme nach außen abgibt, als „*Wärmepumpen-Ergänzungsanlage*“ bezeichnet (abgekürzt: „*Wärmepumpe*“).

Es wird zu untersuchen sein, eine wie große zusätzliche Wärmemenge man auf diese Weise der Heizanlage zuführen kann, ohne auf eine Erhöhung der Brennstoffzufuhr oder auf Fremdenergie für den Wärmepumpenantrieb greifen zu müssen (vgl. Kap. VIII 5).

Als Mittellösung zwischen „Leistungspumpe“ und „Wärmepumpe“ kann jene Erweiterung aufgefaßt werden, bei welcher sowohl Leistung als Nutzwärme der Grundanlage beibehalten werden; die Zuschaltung einer Gasturbinen-Wärmepumpenkombination wirkt sich in diesem Falle im Sinne einer Brennstoff-Ersparnis aus. Eine derartige Ergänzung bezeichnen wir im folgenden abgekürzt als „Brennstoff-Sparer“ (Kap. VIII, 6). Wiederum werden die Grenzen der Brennstoff-Einspar-Möglichkeiten festzustellen und die zugehörigen Maschinentypen (Gasturbinen, Wärmepumpe) zu berechnen sein.

Der Brennstoff-Sparer kann als Spezialfall einer Gasturbinen-Wärmepumpen-Erweiterung angesehen werden, bei welcher nur noch die Nutzleistung konstant belassen wird, während parallel mit der Erhöhung der Brennstoffwärme auch die Nutzwärme erhöht wird. In diesem Falle entsteht mit jeder Kalorie neu zugeführter Brennstoffwärme mehr als eine Kalorie Nutzwärme. Aus diesem Grunde wird eine derartige Erweiterung mit „Wärme-Vervielfachung“ bezeichnet werden (Kap. VIII, 7).

4. Zusammenfassung und Überblick

Der Einführung der Gasturbinen-Ergänzung kommt die Bedeutung zu, einerseits ein noch brachliegendes Reservoir an hochwertiger Leistung freizulegen, und zwar unter Verwendung beliebiger, besonders auch fester Brennstoffe, andererseits der Wärmepumpe die Verbreitung in jenen Ländern zu erleichtern, welche auf Brennstoff-Energie angewiesen sind.

Bei allen Erweiterungs-Arten von Heiz-Kraft-Werken muß der Verteilung der 3 Energie-Arten: Leistung (N), Wärme (Q) und Verluste (V) unsere Aufmerksamkeit geschenkt werden.

Die nachfolgende Arbeit gibt an Hand der bekannten Temperatur-Entropie-Diagramme zunächst einen Überblick über die verschiedenen Möglichkeiten von kombinierter Wärme- und Leistungserzeugung für den theoretisch verlustfreien Fall (Kap. II).

An Hand von Sankey-Diagrammen wird alsdann der Überblick unter Einbeziehung der auftretenden Verluste erweitert (Kap. III).

Schließlich wird in *Kap. IV* ein allgemein gültiges Gesetz (Leitfähigkeitsgesetz) für das Zusammenspiel der 3 Grund-Energiearten der Leistung, der Nutzwärme und der Verluste auf *analytischem* Wege abgeleitet.

In *Kap. V und VI* wird sodann als Beispiel einer Gasturbinen-Erweiterung die Dampf-Luft-Anlage nach Fig. 2 behandelt, und zwar bei Vollast (*Kap. V*) und Teillast (*Kap. VI*).

Eine analoge Erörterung erfährt in *Kap. VII* die Dampf-Gas-Anlage nach Fig. 3.

Die Kombinationen mit Wärmepumpe, sei es als „Leistungspumpen“, „Wärmepumpen“ oder „Brennstoff-Sparer“, werden in *Kap. VIII* behandelt.

KAPITEL II

Theoretischer Vergleich der verschiedenen Möglichkeiten von Heizkraftwerken, auf Grund der Entropie-Diagramme

Übersicht. Bei einem Heizkraftwerk ist in der Regel ein vorgesehener Heizwärmebedarf (Q) zu befriedigen. Dieser Wärmezeugung wird eine Leistungserzeugung derart überlagert, daß die nach dem 2. Hauptsatz mit jeder Leistungserzeugung verbundene Abwärme in passender Weise als Nutzwärme an den Wärmeverbraucher übergeht. Im folgenden mögen zunächst einige solcher Leistung-Wärmekombinationen an Hand von Entropie-Diagrammen einer prinzipiellen Untersuchung unterzogen werden. Für diese theoretischen Vergleiche werden folgende zwei Annahmen getroffen:

Verlustlose Prozesse

Unendlich gute Wärmeübertragungen.

a) *Indices*

I bezieht sich auf das System der Verbrennungsgase

II bezieht sich auf das Dampfsystem

III bezieht sich auf das Gasturbinensystem

b bezieht sich auf die Verbrennung

A, B, C etc. beziehen sich auf die entsprechenden Punkte in den Entropie-Diagrammen.

b) *Übrige Symbole*

cp = spezifische Wärme für konstanten Druck

η = Wirkungsgrad

η_A = Wirkungsgrad der zusätzlich erzeugten Leistung

G = Fördergewicht

G_{II} = Dampf-Gewicht

G_I = Verbrennungsgas-Gewicht

G_{IL}	= Brennluftgewicht
$G_{IL'}$	= Brennluftgewicht pro 1 kg Brennstoff für $\lambda_b = 1$
H_u	= Unterer Heizwert
i	= Wärmehalt
λ_b	= Luftüberschußzahl bei der Verbrennung
A	= Effektives Verbrennungsgasgewicht pro 1 kg Brennstoff
$A-1$	= Brennluftgewicht pro 1 kg Brennstoff
M	= Molekulargewicht
μ_G	= Verhältnis der Gasmenge zur Dampfmenge
μ_L	= Verhältnis der Luftmenge zur Dampfmenge
N	= Leistung
N_x	= Leistung des Anzapfdampfes
ΔN	= Zusatzleistung
Q	= Nutzwärme
Q_b	= Verbrennungswärme
ΔQ_b	= zusätzliche Verbrennungswärme
r	= Verdampfungswärme pro 1 kg Dampf
S	= Entropie
S^*	= Entropie der Gase nach Umrechnung auf 1 kg Dampf
$t, (T)$	= Temperatur (absolute)
Δt	= Temperaturerhöhung
X	= Anzapfdampf-Menge

1. Das reine Heizkraftwerk in der Form eines Dampfkessels

Es wird als Wärmeträger leicht überhitzter Dampf von 5 ata vorausgesetzt. Für einen solchen Wärmeträger gilt das Entropie-Temperatur-Diagramm der Fig. 4.

Der Dampf wird aus dem vom Verbraucher zur Verfügung gestellten Wasser (z. B. von $t_A = 65^\circ\text{C}$) (Punkt A) längs AB (Vorwärmung), BC (Verdampfung), CD (Überhitzung) auf den vom Verbraucher gewünschten Zustand D , z. B. 5 ata, 165°C gebracht.

Die bei der Erzeugung dieses Heizdampfes benötigte Wärme wird durch die Fläche $A B C D D' A'$ dargestellt.

Praktisch wird nun diese Wärme zuerst den Verbrennungsgasen mitgeteilt, bevor sie an den Dampf gelangt. Im Entropiediagramm der Verbrennungsgase zeigt sich dies durch eine Linie konstanten

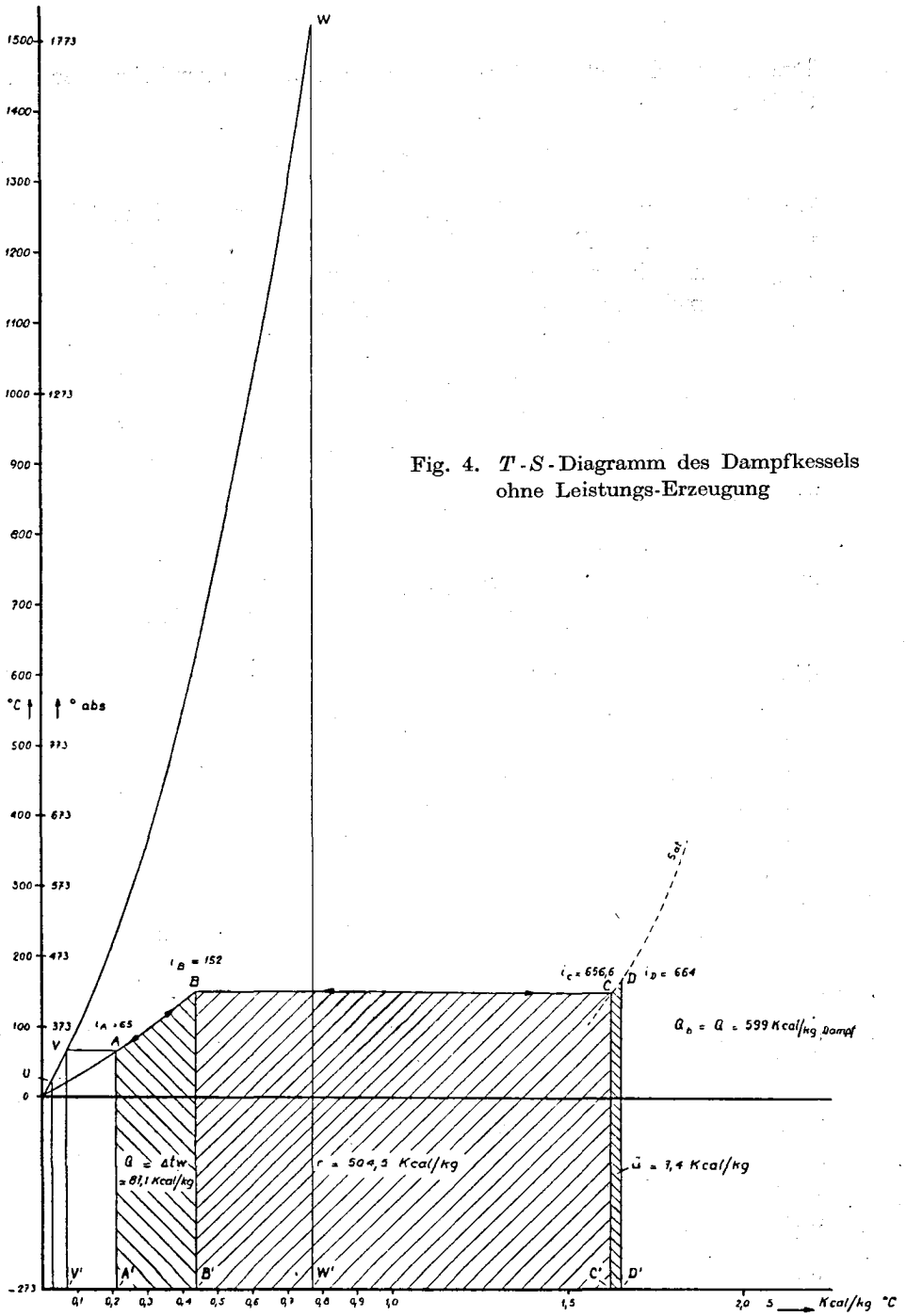


Fig. 4. $T-S$ -Diagramm des Dampfkessels ohne Leistungs-Erzeugung

Druckes, welche sich für 1 kg *Verbrennungsgase* aus der bekannten Gleichung

$$S - S_0 = \frac{cp_m}{M} \cdot \lg \frac{T}{T_0} \text{ ergibt.} \quad (1)$$

Um die Entropie der *Verbrennungsgase* im richtigen Maßstabe mit dem für 1 kg *Dampf* gültigen Entropiediagramm der Fig. 4 vergleichen zu können, muß eine Umrechnung auf 1 kg *Dampf* erfolgen; formell geschieht dies durch Multiplikation der Gleichung (1) mit dem Verhältnis μ_G :

$$S^* - S_0^* = \mu_G \cdot \frac{cp_m}{M} \cdot \lg \frac{T}{T_0} \quad \left(\mu_G = \frac{\text{Gewicht der Gase}}{\text{Gewicht des Dampfes}} \right) \quad (1a)$$

Das Verhältnis μ_G errechnet sich für den einfachen Heizkessel zu

$$\mu_G = \frac{A}{Hu} \cdot \Delta i_{II}$$

mit A = *Verbrennungsgasmenge* pro 1 kg *Brennstoff*

= 17,3 für $Hu = 7500$ Kcal/kg und einen *Luftüberschuß* von $\lambda_b = 1,5$

Δi_{II} = *Aufheizwärme* pro 1 kg *Dampf*

= 599 Kcal/kg (Fig. 4)

Hiermit wird $\mu_G = 1,38$.

Mit diesem Wert ist in Fig. 4 die Entropie-Kurve $U V W$ der *Verbrennungsgase* aufgetragen. Die *Wärmemenge*, welche im *Dampfsystem* durch die Fläche $A B C D D' A'$ dargestellt wird, ist im *Verbrennungsgassystem* identisch mit der Fläche $V W W' V' V$, wobei V unter den getroffenen Annahmen auf gleicher Höhe wie A , W auf der Höhe der theoretischen *Verbrennungstemperatur* liegt. Praktisch wird beispielsweise die *Verbrennungsluft* mit der *Umgebungstemperatur* t_U zugeführt (Punkt U), alsdann durch die *Abgase* und die *Brennstoffwärme* auf den Punkt W geheizt; dann übertragen die *Gase* die *Wärme* bis zum Punkte V an den *Dampf*, während von V bis U (U = Punkt der *Umgebungsluft-Temperatur*) keine *Wärme* mehr an den *Dampf* abgegeben werden kann; es wird angenommen, daß die *Wärme* $U V V' U' U$ zur *Vorwärmung* der *Brennluft* verwendet werde, so daß sie stets im *Gaskreislauf* bleibt.

2. Die Gegendruck-Dampfanlage (Fig. 5)

Die Gegendruck-Dampfturbine hat sich an den Wärme-Verbrauch der Fig. 4 anzupassen. Die Nutzwärmefläche $A B C D D' A' A$ ist daher zum voraus gegeben, und identisch mit der Nutzwärmefläche von Fig. 4. Die Leistungsfläche $B E F G D C B$ wird der Wärmefläche überlagert und ergibt sich aus einer Erhöhung des Dampfdruckes (im vorgesehenen Falle auf 40 ata bei 440°C). Gegenüber der reinen Heizanlage ist somit die zugeführte Wärme um die Fläche $B E F G D C B$ d. h. um 125 Kcal/kg größer geworden. Diese mehr zugeführte Wärme geht im betrachteten theoretischen Falle voll in die Leistung über, da ja die Nutzwärme in der gleichen Größenordnung erhalten bleibt. Die auf die Dampfseite reduzierte Entropie der Verbrennungsgase wird wegen der größeren Wärmehaltsdifferenz Δi_{II} des Dampfes ($\Delta i_{II} = 724$ Kcal/kg) (Fig. 5) und des dadurch vergrößerten Koeffizienten ($\mu_G = 1,67$) durch die hier etwas flachere Kurve $U V W$ dargestellt; die Fläche der an den Dampf übertragenen Wärme $V W W' V' V$ ist identisch mit $A E F G D' A' A$.

3. Möglichkeiten weiterer Leistungserhöhungen

Für Industrie-Anlagen mittlerer Leistungen stellt der gewählte Druck von 40 ata eine heute übliche Zahl dar; in vielen Fällen genügt aber die damit erreichbare Leistung der Gegendruck-Turbine nicht. Sofern man höhere Leistungen wünscht, ohne zu dem trivialen Fall der Kondensationsturbine greifen zu müssen, stehen folgende Möglichkeiten zur Verfügung:

- a) Erhöhung des Druckes.
- b) Erhöhung der Dampfmenge und Verwendung des für die Heizung nicht benötigten Dampfes zur Vorwärmung der Brennluft.
- c) Erhöhung der Dampfmenge zwecks Vorwärmung des Speisewassers.
- d) Zuschaltung einer Gasturbinenanlage und Verwendung der Abgase (und damit der Abwärme derselben) als Brennluft im Dampfkessel.

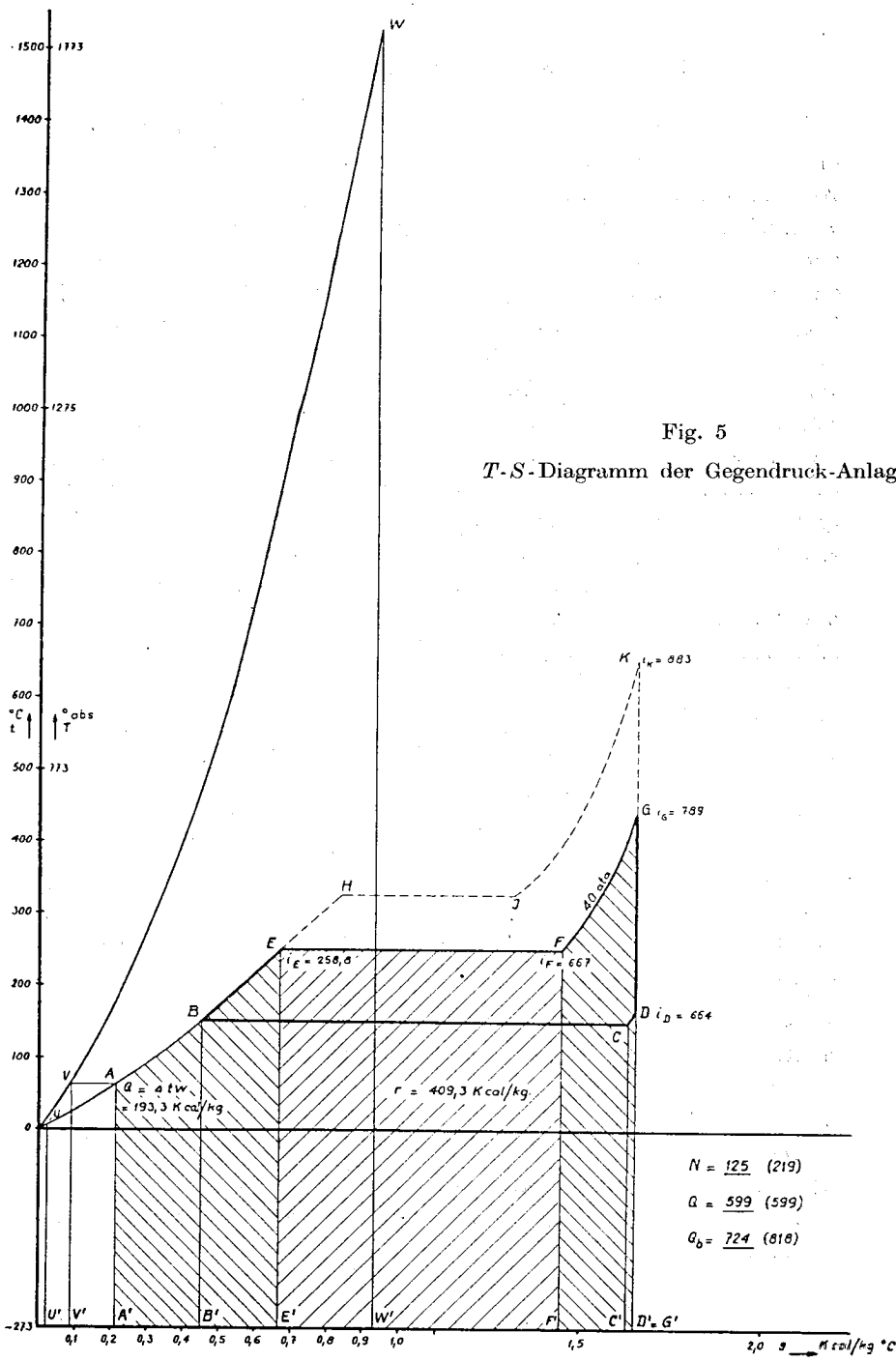


Fig. 5
 T-S-Diagramm der Gegendruck-Anlage

4. Die Erhöhung des Dampfdruckes (Fig. 5)

Wiederum sei der Heizwärmebedarf in Form der Fläche unterhalb $A B C D$ (Fig. 5) gegeben. Sofern man dieser Fläche einen Gegendruck-Kreisprozeß von 125 ata statt 40 ata überlagert, gelangt man zum gestrichelten Kurvenzug $B H K D C B$, dessen Inhalt einer Nutzleistung von 219 Kcal/kg (statt 125 bei 40 ata) entspricht, d. h. es läßt sich die theoretische Leistung fast verdoppeln. Hierzu ist eine Temperatur von 637°C vor der Gegendruckturbine (Punkt K) erforderlich. Wiederum wird im verlustlosen Falle diese gesamte Leistung zu 100% erzeugt.

5. Die Erhöhung der Dampfmenge zwecks Verwendung des Mehrdampfes zur Aufheizung der Brennluft (Fig. 7/Fig. 8)

Wir gehen von der Gegendruckanlage für 40 ata Druck ($A E F G D C B A$) aus und fragen uns, wieviel zusätzlicher Dampf durch die Gegendruck-Turbine geschickt werden könne, um mit dessen Abwärme die Brennluft vorzuwärmen; zunächst sei angenommen, der zusätzliche Dampf durchlaufe die genau gleichen Stufen der Turbine wie der Hauptdampf, expandiere also nach der Adiabate $G D$ ($D = D^*$) von Fig. 5. Dann wird derselbe seine Verdampfungswärme längs $D C B$ abgeben, also bei ca. 150°C . Gemäß den früher getroffenen Annahmen kann somit die Brennluft mit Hilfe dieses Dampfes auf eben diese Temperatur vorgewärmt werden (sofern man vom sehr geringen Einfluß der Überhitzungsstrecke $D C$ absieht).

Die notwendige Vorwärmedampfmenge errechnet sich zu:

$$x = \frac{\mu_G \cdot cp \cdot \Delta t}{(i_D^* - i_A) - \mu_G \cdot cp \cdot \Delta t} \quad (2)$$

und die von ihm abgegebene Leistung:

$$N_x = x \cdot (i_G - i_D^*) \quad (3)$$

Fig. 6 zeigt den Verlauf der x und N_x -Kurven (N_x im Verhältnis zur Hauptdampfleistung N) für verschiedene Gegendrücke und folgende Daten:

$$\mu_G = 1,67$$

$$cp = 0,241$$

$\Delta t = t_X - t$, wobei t_X die obere Luft-Vorwärmtemperatur bedeutet, welche im Naßdampfgebiet der Sättigungstemperatur des Dampfes entspricht, während sie im Überheizungsgebiet (d. h. wenn D^* oberhalb der Sättigungslinie liegt) um die der Überheizungswärme entsprechende Temperaturdifferenz höher als die Sättigungstemperatur gewählt werden darf.

i_D^* = Wärmeinhalt im Punkte des Anzapfdruckes

i_A = Wärmeinhalt des Rücklauf-Wassers

i_G = Wärmeinhalt des Dampfes am Turbineneintritt

$t = t_V = t_A = 65^\circ\text{C}$ für das eine und

$t = t_U = 15^\circ\text{C}$ für das zweite Kurvenpaar von Fig. 6.

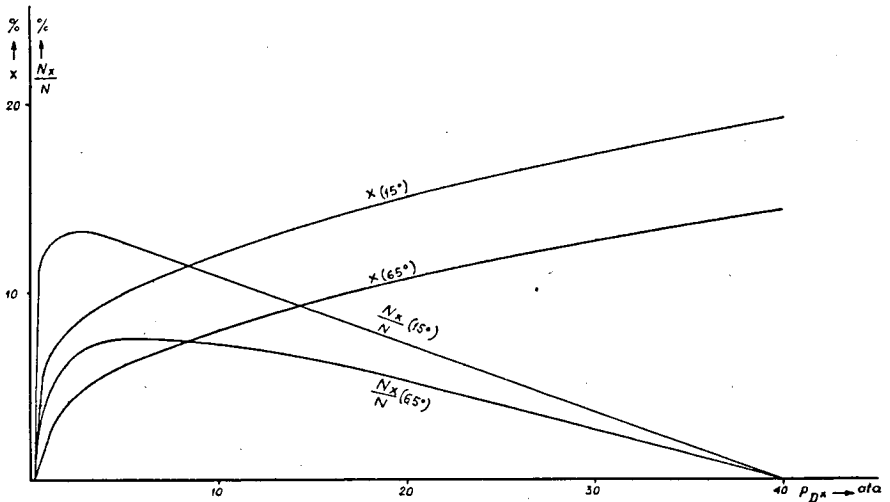


Fig. 6. Anzapfdampf-Mengen (x) und deren Leistungen $\left(\frac{N_x}{N}\right)$

Da im theoretischen Falle die Vorwärmung der Brennluft von $t_U = 15^\circ\text{C}$ bis $t_V = t_A = 65^\circ\text{C}$ durch die Abgase gratis erfolgen kann, ist es zunächst angezeigt, nur von $t_V = 65^\circ\text{C}$ an die Brennluft-Vorwärmung durch Anzapfdampf vorzunehmen. Wollte man die Brenn-

luft schon von $t_V = 15^\circ\text{C}$ an mit dem Anzapfdampf vorwärmen, so wäre man gezwungen, die Abgase mit $t_V = 65^\circ\text{C}$ unausgenützt entweichen zu lassen, was einem nicht unbedeutenden Wärmeverlust gleichkäme; dafür würde eine erhöhte Anzapfmenge benötigt, was eine höhere Dampfleistung ergeben müßte. Im folgenden werden an Hand der Entropiediagramme beide Fälle (nämlich die Anzapfdampf-Vorwärmung von 65°C an und jene von 15°C Brennlufttemperatur an) untersucht.

a) *Anzapfdampf-Vorwärmung der Brennluft von $t_V = 65^\circ\text{C}$ bis $t_X = 152^\circ\text{C}$ (Fig. 7)*

Aus Fig. 6 ist ersichtlich, daß in diesem Falle die maximale Leistung beim Druck $p_D^* = 5$ ata erhalten wird, also gerade beim Gegendruck des Hauptdampfes. Für diesen Fall ergibt sich:

$$x = 0,062 \text{ kg Anzapfdampf pro kg Hauptdampf}$$

$$N_x = 7,75 \text{ Kcal/kg Hauptdampf} = 6,2\%$$

Im Entropiediagramm der Fig. 7 ist zunächst nochmals die Hauptdampffläche $A E F G D C C' A' A$ samt ihrer Leistungsfläche $B E F G D C B$ ($= 125$ Kcal) eingetragen. Neben diesem Diagramm ist dasjenige des Zusatzdampfes $A^* E^* F^* G^* G'^* A'^* A^{*1}$) eingetragen. Wiederum ist das Entropiediagramm der Verbrennungsgase durch die Linie $U V W$ dargestellt, wobei die unter $V W$ liegende Fläche identisch ist der Summe der beiden Wärmeflächen unterhalb $A E F G$ und $A^* E^* F^* G^*$. Es muß nun hier nicht die gesamte Wärme durch den Brennstoff gedeckt werden, da ja die Wärme $A^* B^* D^* D'^* A'^* A^*$ vom Zusatzdampf an die Brennluft abgegeben wird. Gemäß den vorstehenden Überlegungen (Gl. 2 u. 3) wird diese Wärme des Zusatzdampfes benützt, um die Brennluft von der Temperatur $t_V = 65^\circ\text{C}$ auf $t_X = 152^\circ\text{C}$ zu erwärmen. Es gelten daher folgende Beziehungen:

Vom Dampf aufzunehmende Wärme:

$$Q_1 = W V V' W' W = A B E F G G' A' A$$

$$+ A^* B^* E^* F^* G^* G'^* A'^* A^*$$

1) Leistungsfläche $B^* E^* F^* G^* D^* C^* B^*$.

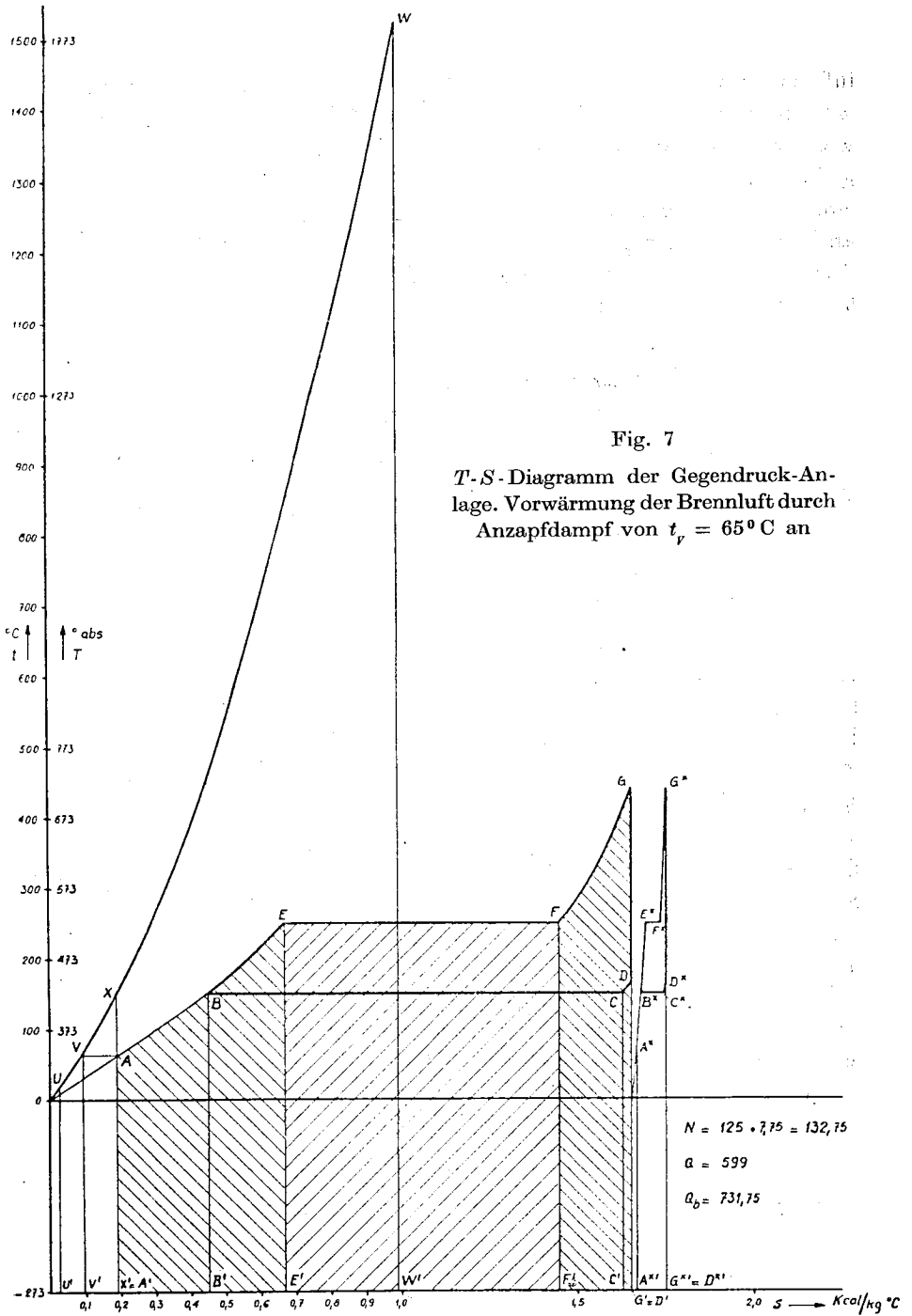


Fig. 7

T-S-Diagramm der Gegendruck-Anlage. Vorwärmung der Brennluft durch Anzapfdampf von $t_v = 65^\circ\text{C}$ an

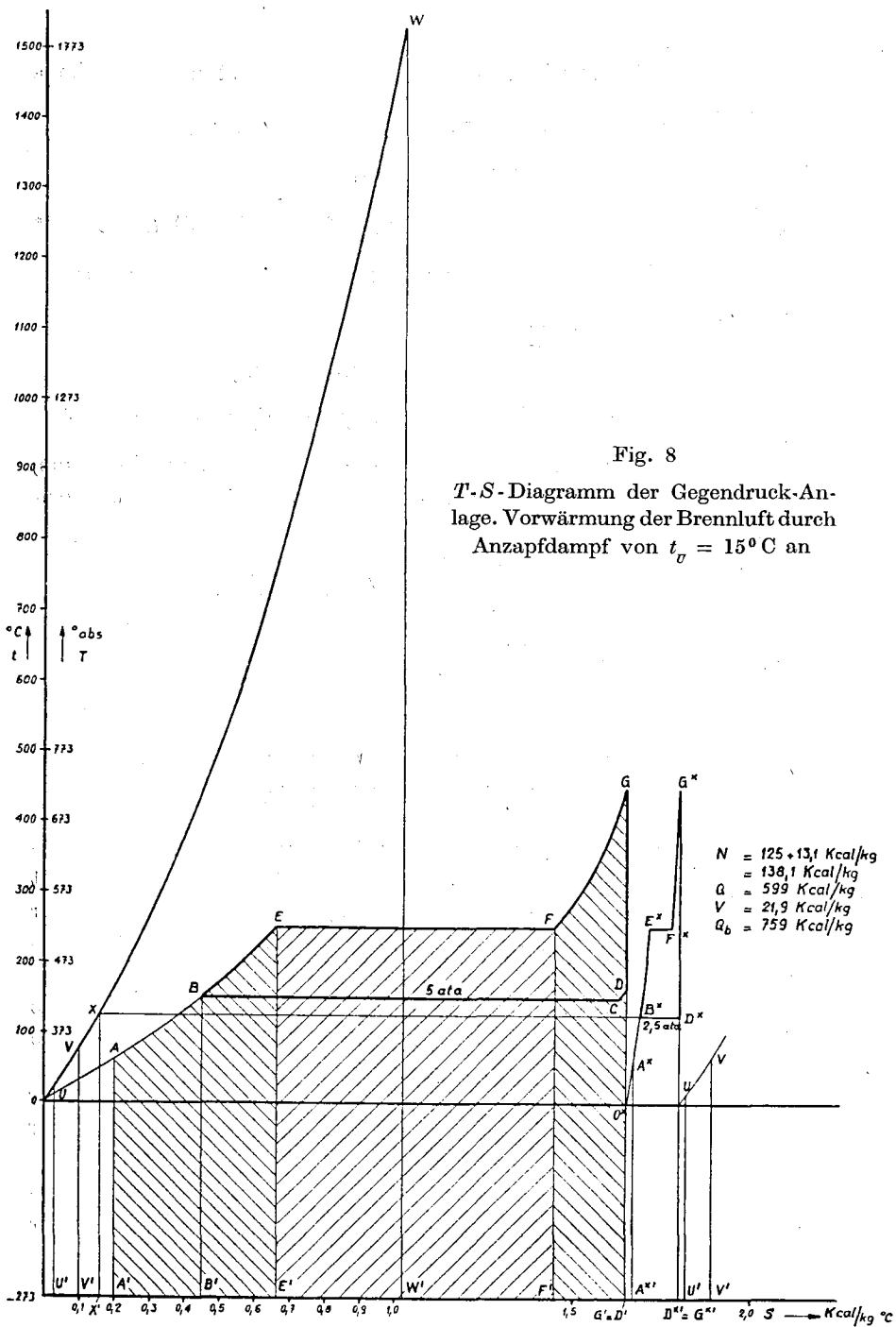


Fig. 8

T-S-Diagramm der Gegendruck-Anlage. Vorwärmung der Brennluft durch Anzapfdampf von $t_v = 15^\circ\text{C}$ an

$^\circ\text{C}$
 t
 $^\circ\text{abs}$
 T

$0,1 \quad X' \quad 0,2 \quad 0,3 \quad 0,4 \quad 0,5 \quad 0,6 \quad 0,7 \quad 0,8 \quad 0,9 \quad 1,0 \quad 1,5 \quad G' \quad D' \quad 2,0 \quad S \quad \text{Kcal/kg } ^\circ\text{C}$

Vom Zusatzdampf an das Verbrennungssystem abgegebene Wärme:

$$Q_2 = V X X' V' V = A^* B^* D^* D'^* A'^* A^*$$

Vom Brennstoff zuzuführende Wärme:

$$Q_3 = X W W' X' X = A B E F G G' A' A + B^* E^* F^* G^* D^* B^*$$

Brennstoff-Mehrwärme gegenüber dem reinen Gegendrucksystem

$$\Delta Q_b = B^* E^* F^* G^* D^* B^*$$

Die Mehrleistung durch Anzapfdampf beträgt:

$$\Delta N = N^* = B^* E^* F^* G^* D^* B^* = 7,75 \text{ Kcal/kg Hauptdampf.}$$

Diese Leistungsfläche ist identisch mit der Fläche der Mehrwärme, so daß der Wirkungsgrad, mit welchem die Leistung N^* des Anzapfdampfes erzeugt wird,

$$\eta_{\Delta} = \frac{\Delta N}{\Delta Q_b} = 100 \% \text{ beträgt.}$$

Die Leistungsmenge: $\frac{\Delta N}{N} = 6,2 \%$.

b) *Anzapfdampf-Vorwärmung der Brennluft von*

$$t_U = 15^{\circ} C \text{ bis } t_X = 152^{\circ} C \text{ (Fig. 8)}$$

Es liegt nahe, die Brennluft-Vorwärmung schon von der Luft-Eintrittstemperatur $t_U = 15^{\circ} C$ an durch den Anzapfdampf statt durch die Kesselgase besorgen zu lassen, da auf diese Weise mehr Anzapfdampf benötigt wird, was wiederum mehr Nutzleistung ergibt.

Aus Fig. 6 ergibt sich in diesem Falle zunächst der optimale Gegendruck zu 2,5 ata, so daß mit Hilfe von Gl. (2) und (3) folgende Werte errechnet werden:

Anzapfdampfmenge: $x = 0,084$ kg Anzapfdampf/kg Hauptdampf

Leistung des Anzapfdampfes: $N_x = 13,1$ Kcal/kg Hauptdampf = 10,5%.

Im Entropiediagramm von Fig. 8 ist daher die Fläche der Anzapfdampf-Leistung ($B^* E^* F^* G^* D^* B^*$) beträchtlich größer

als in jenem von Fig. 7, indem einerseits die Anzapfdampfmenge größer ist, und andererseits die Expansion bis zu einem tieferen Drucke erfolgt ($B^* D^*$ tiefer als $B C$).

Diese Erhöhung der Leistung wird aber durch eine Erhöhung der Brennstoffwärme überkompensiert, da in diesem Falle noch zusätzliche Verluste auftreten; denn die Verbrennungsgase des Kessels lassen sich nun nicht mehr bis zum Punkte U der Luft-eintrittstemperatur, sondern nur noch bis zum Punkte V der Wasser-Eintrittstemperatur abkühlen, so daß die Abgaswärme $U V V' U' U$ in Fig. 8 verloren ist. Mit Hilfe des Entropiediagrammes der Fig. 8 kann dies wie folgt bewiesen werden:

Vom Dampf aufzunehmende Wärme:

$$Q_1 = W V V' W' W = A B E F G G' A' A \\ + A^* B^* E^* F^* G^* G'^* A'^* A^* .$$

Vom Zusatzdampf an das Verbrennungssystem abgegebene Wärme

$$Q_2 = U X X' U' U = A^* B^* D^* D'^* A'^* A^* .$$

Vom Brennstoff zuzuführende Wärme:

a) im Entropiediagramm der Verbrennungsgase:

$$Q_3 = X W W' X' X = W V V' W' W - V X X' V' V \\ = W V V' W' W - U X X' U' U + U V V' U' U \\ = Q_1 - Q_2 + U V V' U' U .$$

b) Im Entropiediagramm des Dampfes:

$$Q_3 = Q_1 - Q_2 + U V V' U' U \\ = A B E F G G' A' A + A^* B^* E^* F^* G^* G'^* A'^* A^* \\ - A^* B^* D^* D'^* A'^* A^* \\ + U V V' U' U \\ = A B E F G G' A' A' + B^* E^* F^* G^* D^* B^* \\ + U V V' U' U .$$

Brennstoff-Mehrwärme gegenüber dem reinen Gegendrucksystem:

$$\Delta Q_b = B^* E^* F^* G^* D^* B^* + U V V' U' U .$$

Mehrleistung durch Anzapf-Dampf:

$$\Delta N = B^* E^* F^* G^* D^* B^* = 13,1 \text{ Kcal/kg Hauptdampf.}$$

Der Wirkungsgrad ist hier auch im theoretischen Falle kleiner als 1, nämlich

$$\eta_{\Delta} = \frac{B^* E^* F^* G^* D^* B^*}{B^* E^* F^* G^* D^* B^* + U V V' U' U}$$

$$\eta_{\Delta} = \frac{13,1}{13,1 + 21,7} = 38\%; \quad \frac{\Delta N}{N} = 10,5\%$$

Die Mehrleistung gegenüber dem Fall a) von (13,1 - 7,75) Kcal/kg Hauptdampf muß also durch die Herabsetzung des theoretischen Wirkungsgrades von 100% auf 38% erkauft werden.

6. Die Erhöhung der Dampfmenge zwecks Verwendung des Mehrdampfes zur Aufheizung des Speisewassers

Die Entropiediagramme dieser Lösung sind ähnlich mit Fig. 7, die Überlegungen mit jenen des Kapitels 5a, sofern man $\mu_G \cdot cp = 1$ (statt 0,4) einsetzt. Die mit 1 Anzapfung theoretisch erreichbaren Werte betragen daher hier:

$$\eta_{\Delta} = 100\%; \quad \frac{\Delta N}{N} = 15,5\%$$

7. Das Zuschalten einer Gasturbine

a) *TS-Diagramm des einfachen Gasturbinen-Prozesses*

Fig. 9 gibt das Diagramm des bekannten Gleichdruckprozesses. Die beiden Isobaren sind nach der Formel (1) berechnet. Es bedeuten:

Total zugeführte Wärme: $J K L L' J' J$.

Durch die Abgase an die Druckluft abgetauschte Wärme:

$$J K K' J' J = X M M' X' X.$$

Gesamte von außen an das Gasturbinen-System zuzuführende Wärme:

$$K L L' K' K$$

Nutzleistung: $U J K L M X U$.

Abwärme: $U X X' U' U$.

Projiziert man die Abwärmefläche in die Fläche der aufgenommenen Wärme hinein ($\bar{U} \bar{X} L' K' \bar{U}$) so kann (für konstante spez.

Wärme) die Nutzleistung auch durch die restliche Fläche $K L \bar{X} \bar{U}$ K dargestellt werden. Explizit angeschrieben ergibt sich für die Nutzleistung bekanntlich folgende Gleichung:

$$\begin{aligned} N_{GT} &= cp (t_L - t_M) - cp (t_J - t_U) \\ &= K L L' K' K - U X X' U' U \\ &= K L L' K' K - \bar{U} \bar{X} \bar{X}' \bar{U}' \bar{U} \\ &= K L \bar{X} \bar{U} K = U J L M U. \end{aligned}$$

Das Diagramm von Fig. 9 ist für folgende Zahlenwerte aufgezichnet

$$\begin{aligned} t_U &= 15^\circ \text{C} \\ t_L &= 600^\circ \text{C} \end{aligned}$$

Druckverhältnis $\frac{p_J}{p_U} = \frac{p_L}{p_M} = 3,5$

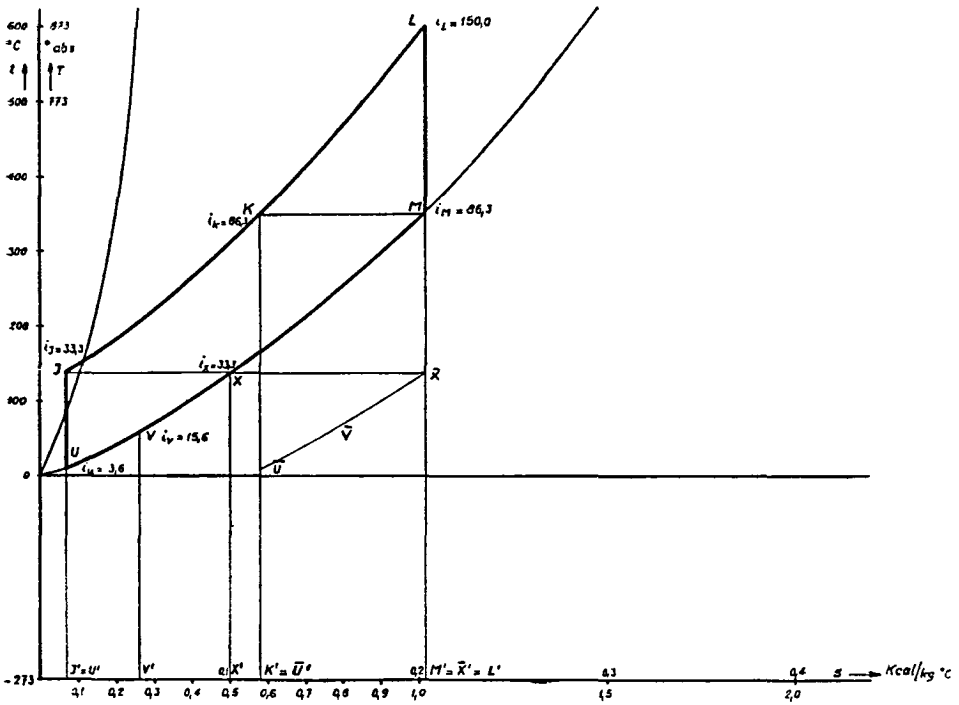


Fig. 9. T - S -Diagramm des einfachen Gasturbinen-Prozesses

Die Größe der Nutzleistung beträgt alsdann:

$$N_{GT} = 34,0 \text{ Kcal/kg Luft} = U J L M U$$

b) Die Übertragung des Gasturbinen-Entropie-Diagrammes auf die Dampfseite

Ähnlich wie in Abschnitt 1 muß zunächst das Verhältnis μ_L der Brennluftmenge zur Dampfmenge bestimmt werden, um das Entropie-Diagramm der Fig. 9 im richtigen Maßstabe demjenigen der Gegendruck-Dampfturbine anzugliedern.

Um das Verhältnis μ_L zu berechnen, müssen wir hier eine etwas andere Überlegung anstellen als in Abschnitt 1; denn pro 1 kg verbrannte Kohle gehen, auch im theoretischen Idealfall, nicht mehr Hu Kcal Wärme an den Dampf über, sondern eine um den Betrag ΔHu kleinere Wärmemenge, wobei ΔHu den Nutz-Verbrauch der Luftseite und die unvermeidlichen Abgasverluste des Kessels umfaßt. Diese betragen:

$$\Delta Hu = (\lambda - 1) (i_L - i_K) - (\lambda - 1) (i_X - i_U) + \lambda (i_V - i_U) \quad (4)$$

Das erste Glied bedeutet die an die Luft abgegebene, das zweite die mit der Brennluft an das Verbrennungsgassystem zurückgegebene Wärme, während das dritte Glied die unvermeidlichen Abwärmeverluste der Verbrennungsgase darstellt, welche letztere sich nicht unterhalb die Temperatur t_V abkühlen können.

Die pro kg Brennstoff für die Aufheizung des Dampfes verbleibende Wärme beträgt daher:

$$Hu - \Delta Hu = Hu - \Delta i_{III} (\lambda - 1) - (i_V - i_U) \sim Hu - \Delta i_{III} (\lambda - 1)$$

wobei
$$\Delta i_{III} = (i_L - i_K) - (i_X - i_V) \quad (4a)$$

und die damit aufheizbare Dampfmenge:

$$G'_{II} = \frac{Hu - \Delta Hu}{\Delta i_{II}}$$

Die Brennluftmenge pro kg Brennstoff ist dagegen:

$$\lambda - 1 = \lambda_b G'_{IL}$$

und daher das Verhältnis von Brennluftmenge zu Dampfmenge:

$$\mu_L = \frac{\Lambda - 1}{G'_{II}} = \frac{G_{I_L}}{G_{II}} = \frac{(\Lambda - 1) \Delta i_{II}}{Hu - (\Lambda - 1) \Delta i_{III}} \quad (5)$$

Für die Gegendruck-Anlage des Abschnittes (2) wurde Δi_{II} zu 724 Kcal/kg gefunden (vgl. Fig. 5).

Die luftseitige Wärmeinhaltsdifferenz beträgt für das Diagramm der Fig. 9 nach Gl. (4a)

$$\Delta i_{III} = 46,0 \text{ Kcal/kg}; \Lambda - 1 = 16,3$$

Damit wird der Mengenfaktor μ_L zwischen Brennluft und Dampf

$$\mu_L = \frac{16,3 \cdot 724}{7500 - 16,3 \cdot 46} = \underline{1,75}$$

Das Entropie-Diagramm der Fig. 9 ist also mit dem Faktor $\mu_L = 1,75$ zu erweitern, sofern es sich statt auf 1 kg Luft auf 1 kg erzeugten Dampf beziehen und mit dem Gegendruck-Diagramm der Fig. 5 verglichen werden soll (Fig. 10).

c) *Das Entropie-Diagramm der kombinierten Anlage (Fig. 10)*

Fig. 10 stellt das kombinierte Dampf-Luft-Entropie-Diagramm (bezogen auf 1 kg erzeugten Dampf) dar.

Wiederum ist $B E F G D C B$ die Leistung der Gegendruck-Turbine (125 Kcal/kg), $A B C D D' A' A$ die Nutzwärme derselben (599 Kcal/kg). Das mit μ_L multiplizierte und im Maßstab angepaßte Gasturbinen-Diagramm der Fig. 9 ist in Fig. 10 anschließend an das Dampf-Diagramm aufgetragen. Die Nutzleistung ist dargestellt durch die Fläche $U^* J^* L^* M^* U^*$; diese Fläche stellt, wie wir gesehen haben, die Differenz der zugeführten Wärme $K^* L^* L'^* K'^* K^*$ und der in der Brennluft steckenden Abwärme $U^* X^* X'^* U'^* U^*$ dar. Das Entropie-Diagramm der Verbrennungsgase ($U V W$) ist in analoger Weise wie in den vorangehenden Abschnitten in Fig. 10 eingetragen. Es gelten hier folgende Bilanzen:

Vom Dampf aufzunehmende Wärme:

$$Q_1 = W V V' W' W - K^* L^* L'^* K'^* K^* = A B E F G G' A' A$$

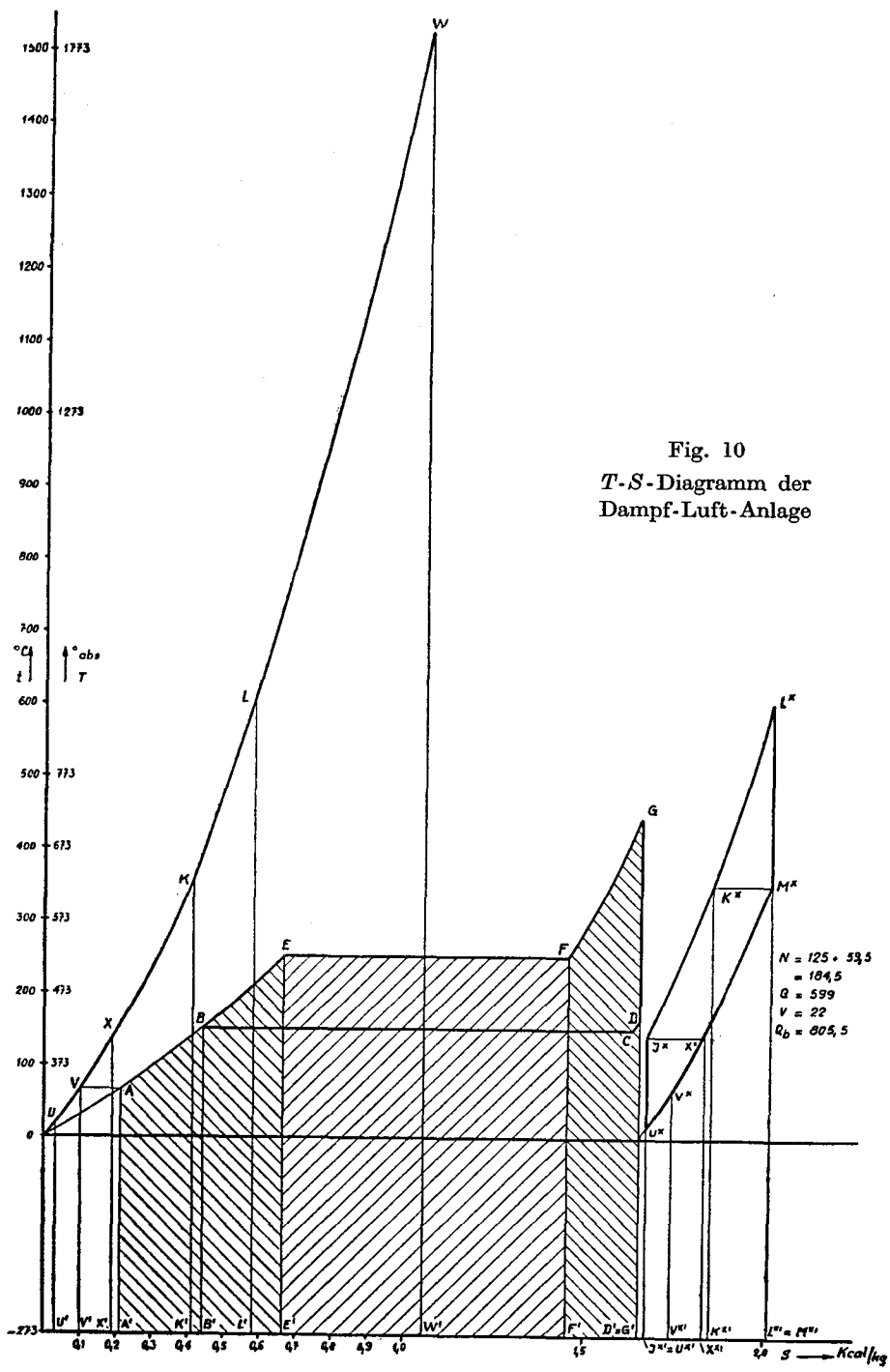


Fig. 10
 T-S-Diagramm der
 Dampf-Luft-Anlage

Von der Abluft an das Verbrennungsgas-System abgegebene Wärme:

$$Q_2 = U X X' U' U = U^* X^* X'^* U'^* U^*$$

(letzteres unter Vernachlässigung der verschiedenen spez. Wärmen von Luft und Gas).

Vom Brennstoff zuzuführende Wärme:

$$\begin{aligned} Q_3 &= X W W' X' X = W V V' W' W - V X X' V' V \\ &= W V V' W' W - U X X' U' U + U V V' U' U \\ &= Q_1 + K^* L^* L'^* K'^* K^* - Q_2 + U V V' U' U \\ &= A B E F G G' A' A + (K^* L^* L'^* K'^* - U^* X^* X'^* U'^* U^*) \\ &\quad + U V V' U' U. \end{aligned}$$

Da der Klammerausdruck nichts anderes als die Gasturbinen-Leistung $U^* J^* L^* M^* U^*$ darstellt (vgl. Abschnitt 7a dieses Kap.), ist die zugeführte Brennstoffwärme identisch mit derjenigen der Gegendruck-Anlage, vermehrt um die Nutzleistung der Luftturbinen-Anlage plus die Abwärme-Menge $U V V' U' U$. Es handelt sich daher hier um einen analogen Fall, wie im Abschnitt 5b, wo ebenfalls das Zusatzglied $U V V' U' U$ als Verlustwärme auftrat. Ein Vergleich mit der Gegendruck-Anlage zeigt eine Mehrwärme von

$$\Delta Q_b = U^* J^* L^* M^* U^* + U V V' U' U$$

und eine Mehrleistung von

$$\Delta N = U^* J^* L^* M^* U^* = (U J L M U) \cdot u_L = 34,0 \cdot 1,75 = 59,5 \text{ Kcal/kg}$$

Da die Fläche $U V V' U' U$ aus Fig. 9 zu $(15,6 - 3,6) \cdot \mu_G = 12 \cdot 1,86 = 22,3 \text{ Kcal/kg}$ entnommen werden kann, errechnet sich der Wirkungsgrad, mit dem die Luftturbinen-Leistung erzeugt wird, zu

$$\begin{aligned} \eta_{\Delta} &= \frac{\Delta N}{\Delta Q_b} = \frac{U^* J^* L^* M^* U^*}{U^* J^* L^* M^* U^* + U V V' U' U} \\ &= \frac{59,5}{81,8} = \underline{72,8 \%} \\ &\quad \frac{\Delta N}{N} = 47,7 \% \end{aligned}$$

8. Zusammenfassender Vergleich der verschiedenen Systeme

In nachfolgender Tabelle sind die verschiedenen behandelten Möglichkeiten der Leistungssteigerung von Wärmekraftwerken verglichen, wobei die Gegendruck-Heisanlage der Fig. 5 (40 ata, 440°C) als Grundlage gedacht ist:

Tabelle 1

	N Kcal/ kg	Q Kcal/ kg	V Kcal/ kg	Q_b Kcal/ kg	$\frac{\Delta N}{N_{G_D}}$ %	$\eta_{\Delta} = \frac{N - N_{G_{D40}}}{Q_b - Q_{b_{G_{D40}}}}$
Fig. 4. Heizanlage	0	599	0	599	—	—
Fig. 5. Gegendruckanlage 40 ata	125	599	0	724	—	100%
Fig. 5. Gegendruckanlage 125 ata	219	599	0	818	75 %	100%
Fig. 7. 1 Anzapfdampfluft- Vorwärmung von $t_v = 65^\circ\text{C}$ an	133	599	0	732	6,2%	100%
Fig. 8. 1 Anzapfdampfluft- Vorwärmung von $t_v = 15^\circ\text{C}$ an	138	599	21	758	10,5%	38% (100%) ²⁾
Fig. 10. Kombination m. Gasturbinen-Anlage ohne Zusatzluft	184,5	599	22	805,5	47,7%	73% (100%) ²⁾

Aus diesen einfachen theoretischen Vergleichen geht hervor, daß bei vorgegebenem Heizdampfbedarf die beste Leistungserzeugung jene der Gegendruck-Dampfturbine ist. Ausgehend von einer solchen Gegendruckanlage mittleren Dampfdruckes kann zu-

²⁾ Unter Berücksichtigung der Tatsache, daß die Verbrennungsgase praktisch nicht unter t_v abgekühlt werden können, so daß $U V V' U' U$ auch bei der Gegendruck-Anlage verloren ist (vgl. Bemerkung am Ende dieses Abschnittes).

nächst eine Steigerung der Leistung durch Steigerung des Dampfdruckes erfolgen. Dies ist wohl die naheliegendste und vielfach auch wirtschaftlichste Lösung. Eine Steigerung von 40 ata auf 125 ata ergibt im vorliegenden Falle eine Steigerung der theoretischen Leistung um 75%.

Demgegenüber bleiben die Leistungssteigerungen durch Anzapfdampf in relativ bescheidenen Grenzen (im vorliegenden Fall verlustlos nur ca. 6% mit einer Anzapfung bei der Verwendung der Anzapfdampf-Wärme für die Brennluft und ca. 15% bei der Verwendung der Anzapfdampf-Wärme für das Speisewasser). Durch Vermehrung der Anzapfungen und richtige Verteilung derselben ist es möglich, die Leistung weiter zu steigern.

Mit Hilfe der Gasturbinen-Anlage kann zunächst eine Steigerung der theoretischen Gegendruck-Leistung um etwa die Hälfte ihres Wertes erfolgen. Auch hier kann die Leistung weiter gesteigert werden, indem man die Menge des Gasturbinenarbeitsmittels über die Menge der Verbrennungsluft steigert; auf diese Weise kann man, wie später gezeigt werden soll, die Leistung der Gegendruck-Anlage fast verdoppeln.

Weitere Möglichkeiten bestehen natürlich in der *gleichzeitigen Drucksteigerung und Zuschaltung einer Gasturbine*; da sich diese beiden Maßnahmen gegenseitig nur schwach beeinflussen, darf man die Entropieflächen der Fig. 5 und der rechten Hälfte von Fig. 9 annähernd summieren.

Auch Kombinationen mit Anzapfdampf-Vorwärmung des Speisewassers und Gasturbinen-Anlagen sind möglich, indem man beispielsweise nur die niedertemperaturige Speisewasser-Vorwärmung dem Anzapfdampf, die hochtemperaturige den Kesselgasen und der Zusatzluft überläßt.

Die bisherigen Betrachtungen beziehen sich alle auf den theoretischen Fall verlustloser Maschinen und verschwindend kleiner Wärmeübergangs-Temperaturspannung.

Die Berücksichtigung der praktisch möglichen Verhältnisse vermag jedoch das Vergleichsbild der Tabelle 1 qualitativ kaum wesentlich zu ändern.

Im praktischen Falle werden wegen der Schwefel-Abscheidungen vor allem auch bei der einfachen Heizanlage und bei der Gegen-

druck-Dampfanlage die Verbrennungsgase des Kessels nicht unter 100°C abgekühlt werden können, so daß die Verlustwärme $U' V' V' U' U$ schon bei diesen Vergleichsanlagen auftritt. Dadurch werden die Fälle der Fig. 8 (Anzapf-Vorwärmung der Verbrennungsluft von $t_U = 15^{\circ}\text{C}$ an) und 10 (Gasturbinen-Kombinationen) begünstigt, indem auch diese Lösungen theoretische Zusatz-Wirkungsgrade von 100% geben können.

Von den angedeuteten Fällen der Leistungssteigerung sind die erstgenannten längst bekannt und beschrieben; die Vorwärmung der Brennluft durch Anzapfdampf verspricht keine besonderen wirtschaftlichen Vorteile gegenüber der bereits bekannten Anzapfdampf-Vorwärmung des Speisewassers zu ergeben. Bedeutend höhere Leistungen dagegen sind von der Gasturbinen-Ergänzung zu erwarten. Die vorliegende Arbeit befaßt sich daher mit dieser letztgenannten Lösung.

Im folgenden Kapitel soll zunächst eine nochmalige Gegenüberstellung der Gegendruck-Anlage und der Gasturbinen-Kombination erfolgen, jedoch unter Berücksichtigung aller auftretender Verluste. Es geschieht dies mit Hilfe der Wärme-Fluß-Diagramme.

KAPITEL III

Die praktische Beurteilung der Gasturbinen-Ergänzung auf Grund der Energiefluß-Diagramme (Sankey-Diagramme).

Bemerkung. In diesem und den folgenden Kapiteln wird unter „spezifisch“ die Bezugnahme auf die Verbrennungswärme $Q_b = 1$ Kcal/sec verstanden.

Übersicht. Es werden die Energiefluß-Diagramme der Gegendruck-Anlage und der Gasturbinen-Kombination nach Fig. 2 besprochen und an Hand derselben einige grundlegende Definitionen eingeführt.

Symoltabelle zu Kapitel III

a) *Indices*

K = leistungslose Dampfkessel-Anlage

GD = Gegendruck-Dampf-Anlage

DL = Dampf-Luft-Anlage

b) *Übrige Symbole*

∂ = spez. Dampf-Reduktionszahl

Δ = effektive Dampf-Reduktionszahl

η = Wirkungsgrad der Leistungs-Erzeugung

η_g = Gesamt-Wirkungsgrad

μ = Mengenziffer

ν = Leistungs-Verhältnis

N = Leistung

n = spez. Leistung

Q = Nutzwärme

q = spez. Nutzwärme

Q_b = Brennstoffwärme

V = Verluste

v = spez. Verluste

1. Überblick

Die Untersuchungen des vorangehenden Kapitels haben ergeben, daß mit Hilfe der Gasturbine an Heizkraft-Anlagen große Leistungssteigerungen möglich sind. Die Verluste der Maschinen und die Wärmeverluste aller Leitungs-Teile der Anlagen sind dabei vernachlässigt worden. Mit Hilfe der Sankey-Diagramme soll daher im Sinne einer Vervollständigung der Aussagen des Kapitels I ein Vergleich zweier *verlustbehafteter* Anlagen, nämlich einer Gegendruckanlage und einer kombinierten Gegendruck-Gasturbinen-Anlage durchgeführt werden. Als Gasturbinen-Kombination wird hierbei das Schema der Fig. 2 (Dampf-Luft-Anlage) gewählt.

2. Das Sankey-Diagramm der Gegendruck-Anlage (Fig. 11)

Der *Gegendruck-Anlage* wird genau wie beim Entropie-Diagramm im vorangehenden Kapitel die Heizdampffläche $A B C D D A' A$ (Fig. 4 und 5) zugrunde gelegt, was einem Dampfzustand am Turbinen-Austritt von 5 ata, 165°C (Punkt D der Fig. 4 und 5) entspricht. Ebenso wird der Kesseldruck zu 40 ata gewählt. Infolge der Maschinenverluste ist der Dampfzustand am Überhitzer-austritt von jenem des Punktes G der Fig. 5 verschieden (40 ata, 380°C statt 40 ata, 440°C). Für eine solche Anlage zeigt Fig. 11 die Aufteilung der Energien im Wärmefuß-Diagramm. Alle Teil-Energien sind in Prozenten der zugeführten Brennstoffwärme Q_b aufgetragen; die Flußbreiten der Teilenergien sind proportional der absoluten Größe derselben gewählt worden, so daß das Bild auch quantitativ richtige Verhältnisse angibt.

Von der zu 100% gewählten Brennstoffwärme Q_b gehen gemäß den Ansätzen von Fig. 11 ca. 5% (Q_{v_b}) als Verbrennungsverluste verloren. Auf dem Wege zwischen Brennraum und Kamin sind weitere Wärmeverluste durch Strahlung, Konvektion und Leitung vorhanden; diese sind zu 2% ($Q_{v_{c-e}}$) angesetzt. Mit den Abgasen mögen 7% ins Kamin entweichen ($Q_{t,f}$), was einer Abgastemperatur von ca. 130°C entspricht. 86% der Brennstoffenergie gehen an das Dampfsystem; nämlich 51% (Q) durch den Verdampfer, 10% (Q_d) durch den Überhitzer und 25% (Q_e) durch den Speisewasser-

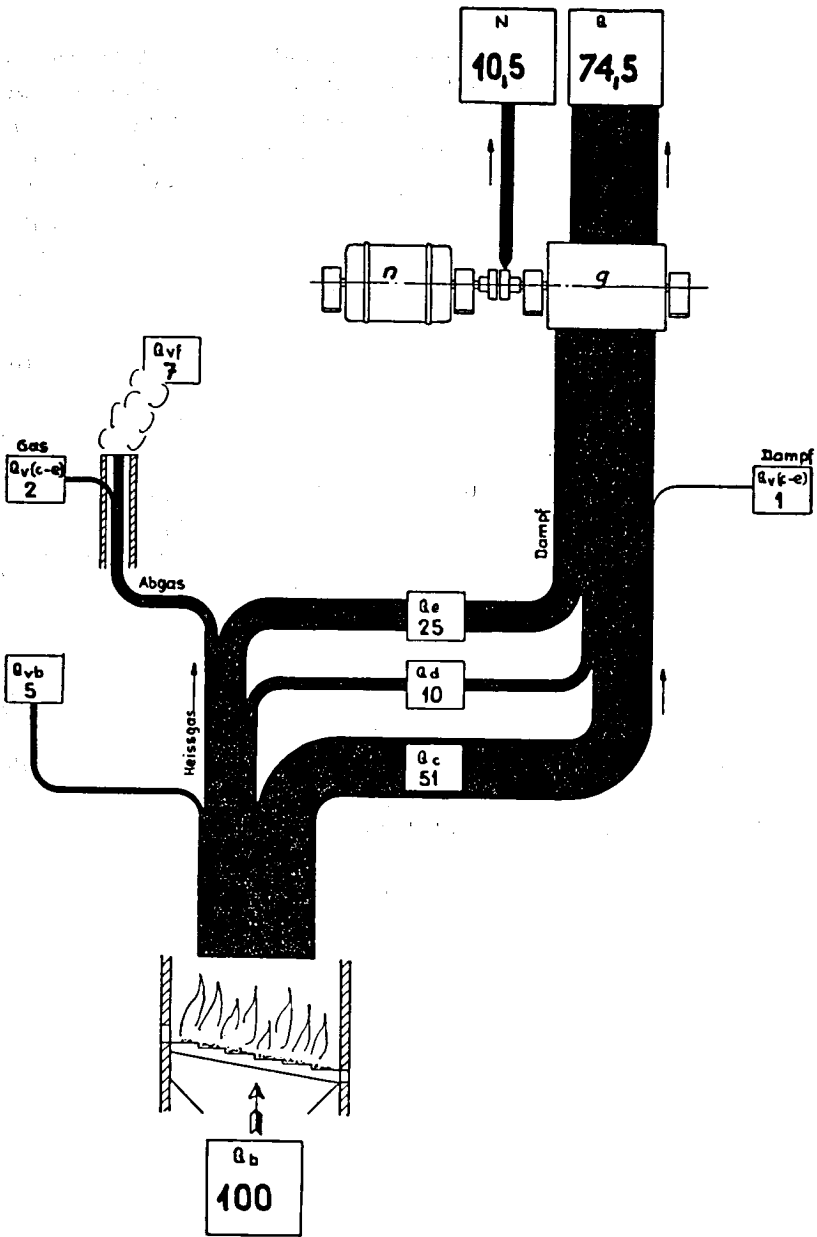


Fig. 11. Energiefluß-Diagramm der Gegendruck-Dampfanlage

Vorwärmer. Die gesamte Dampfwärme findet sich mit Ausnahme von 1% ($Q_{v_{c-e}}$) Strahlungsverlusten und Lagerreibung in der Nutzwärme Q (74,5%) des Verbrauchers und in der Nutzleistung N (10,5%) der Dampfturbine. Die inneren Strömungsverluste der Turbine beeinflussen den Gesamtwirkungsgrad der Anlage nicht; sie erhöhen nur den Prozentsatz der Nutzwärme auf Kosten der Nutzleistung. Dieser *Gesamtwirkungsgrad* der Gegendruck-Anlage errechnet sich im vorliegenden Beispiel gemäß folgender Definition:

$$\eta_{g(GD)} = \frac{N_{(GD)} + Q_{(GD)}}{Q_{b(GD)}} = n_{(GD)} + q_{(GD)} = 1 - v_{(GD)} \quad (6)$$

zu 85%. Hiebei bedeuten n , q und v die Zahlen der spezifischen Nutzleistung, Nutzwärme und Verluste der Anlage.

Der Gesamtwirkungsgrad η_g einer Heizkraftanlage ist noch kein Maß für die Güte der Leistungserzeugung. Würde nämlich die Dampfkesselanlage (K) ohne Gegendruck-Dampfturbine betrieben, so könnte die gleiche Nutzwärme $Q_{(GD)}$ bei geringerem Brennstoffverbrauch erzeugt werden, nämlich zu

$$Q_{b(K)} = \frac{Q_{(GD)}}{\eta_{g(K)}} \quad (7)$$

wobei der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{g(K)} > \eta_{g(GD)}$ ausfallen würde (keine Maschinen-Verluste), nämlich zu ca. 86%.

Als Leistungs-Wirkungsgrad definieren wir daher:

$$\eta_{K-GD} = \left| \frac{N_{(GD)}}{Q_{b(GD)} - Q_{b(K)}} \right| Q_{GD} = Q_K \quad (8)$$

Dieser „Leistungs-Wirkungsgrad“ η_{K-GD} berücksichtigt demnach die Zunahme der Brennstoffwärme, welche bei gleicher Nutzwärmeabgabe erforderlich ist, um die leistungslose Heizanlage in die Heizkraftanlage überzuführen. Auch dieser Leistungswirkungsgrad errechnet sich für die Gegendruck-Anlagen meist zu 80% und mehr.

Die gleichen Überlegungen, die an Hand des Gegendruck-Sankey-Diagrammes zur Definition des Gesamtwirkungsgrades $\eta_{g(GD)}$ und des Leistungs-Wirkungsgrades η_{K-GD} geführt haben, werden nun auf die Dampf-Luft-Anlage angewendet, deren Energiefluß-Diagramm in Fig. 12 dargestellt ist.

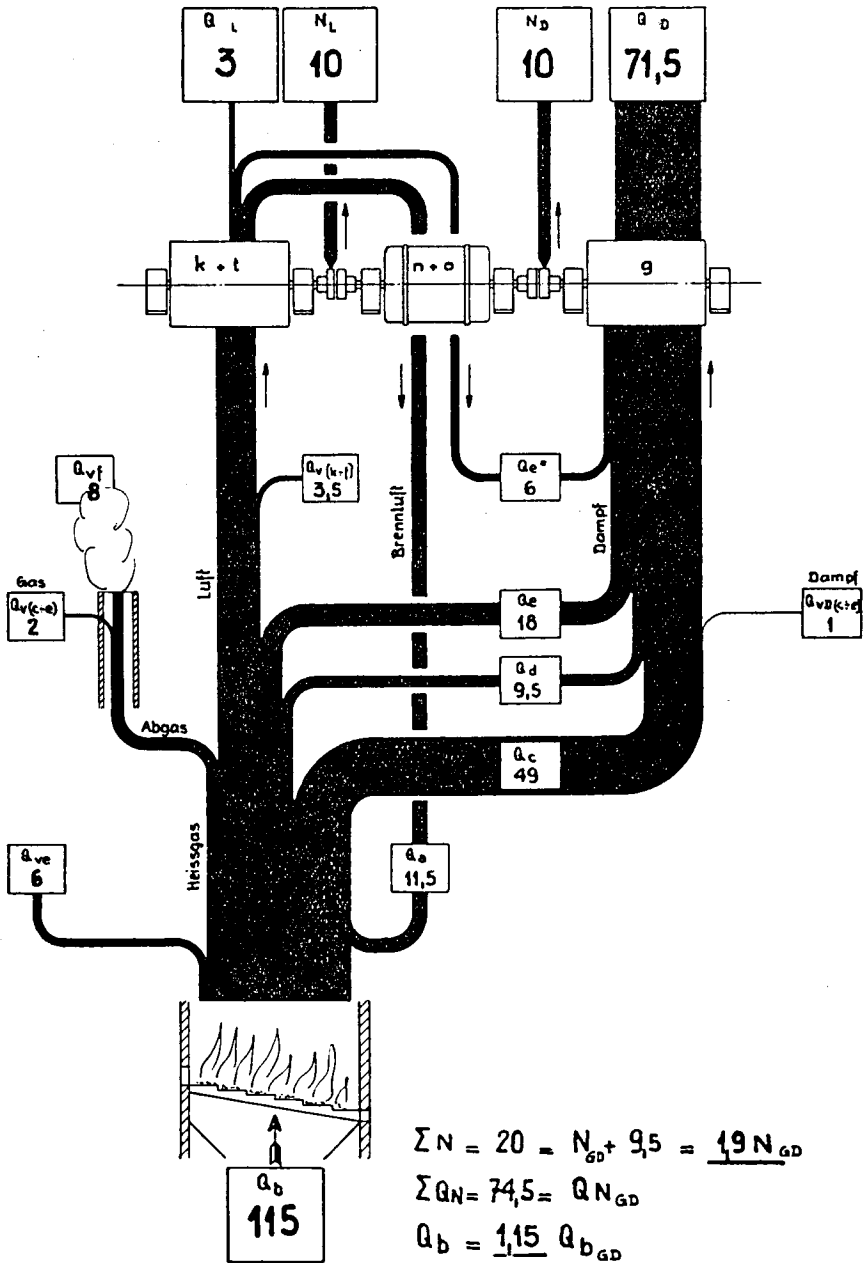


Fig. 12. Energiefluß-Diagramm der Dampf-Luft-Anlage

3. Das Sankey-Diagramm der kombinierten Gasturbinen-Gegendruck-Anlage

Als kombinierte Anlage wird das Beispiel der Fig. 2 (Dampf-Luft-Anlage, im folgenden mit D.L.-Anlage abgekürzt) gewählt.

Die Luftturbinen-Anlage ist in Fig. 2 für eine größere Fördermenge bemessen, als der Brennluftmenge des Kessels entspricht. Die überschüssige Abluft der Luftanlage („Zusatzluft“) durchströmt den zusätzlichen Speisewasser-Vorwärmer e_z und gibt in h_z noch Nutzwärme an einen äußeren Verbraucher ab; auf diese Weise kann ein Teil der Zusatzluftwärme in der Anlage selber und je nach Möglichkeit in äußeren Wärmeverbrauchsstellen verwertet werden.

Die *gesamte* nach außen abgegebene Nutzleistung, welche als Kupplungsleistung der Generatoren n und o (Fig. 1 bis 3) in Erscheinung tritt, ist größer als die Nutzleistung einer reinen Gegendruck-Anlage gleicher Heizwärme-Abgabe. Die *spezifische*, d. h. auf 1 Kcal/sec Brennstoffwärme bezogene Leistung der Dampfturbine g , ebenso wie die spezifische Dampf-Fördermenge sind dagegen kleiner als bei der reinen Gegendruck-Anlage, da die Brennstoff-Wärmeeinheit infolge Wärmeabgabe an die Luftseite weniger Dampf zu erzeugen vermag als bei der Gegendruck-Anlage. Das Verhältnis der spezifischen Dampfmenge der Kombinierten-Anlage zu jener der ihr zugrunde liegenden Gegendruck-Anlage wird als „spezifische Dampfreduktionszahl“ bezeichnet; sie ist eine charakteristische Größe.

Im zugehörigen Sankey-Diagramm (Fig. 12) sind alle Energiebeträge auf die zu 100% angesetzte Brennstoffwärme der *Gegendruck-Anlage* (Fig. 11) bezogen.

Ohne auf die Verteilung der Verluste näher einzutreten, welche mit den Bezeichnungen von Fig. 2 ohne weiteres verständlich ist, erkennen wir als maßgebende Neuerung das Einlegen einer zweiten Leistungserzeugung *in Serie* zu einem Teile des Wärmeflusses. Dieser als Luftturbinen-Anlage ($k+t$) zu denkende Leistungsgenerator zweigt einen gewissen Energiebetrag — in Fig. 12 zehn absolute Prozent — als Nutzleistung N_L vom Energiefluß der Luft ab. Der Rest der Luftenergie, welche die Turbine verläßt, bleibt als Nutzenergie erhalten, da 11,5% an das Verbrennungssystem rück-

geführt (Q_a), 6% im Economiser an das Speisewasser abgegeben ($Q_{e\zeta}$) und 3% beispielsweise in einem äußeren Wärmeverbraucher nutzbringend verwendet werden (Q_L). (Die Luftturbinen-Anlage hat daher mit der Gegendruck-Dampfturbine teilweise das Kennzeichen gemein, daß sie keine zusätzliche Verlust-Abwärme bedingt, wie dies bei einer selbständigen Kondensationsdampf- oder Gasturbinen-Anlage der Fall wäre.)

Das Dampf-System der D.L.-Anlage ist gegenüber jenem von Fig. 11 etwas geschwächt. Die Schwächung beträgt jedoch nur ca. 4%, was ein Vergleich der an den Dampf gehenden Wärmemengen Q_c , Q_d und Q_e , sowie der vom Dampf abgegebenen Nutzenergien N_D und Q_D für die beiden Figuren 11 und 12 dartut. Die Dampfseite der D.L.-Anlage ist in bezug auf die Dampfzustände, Drücke, Wärmegefälle gleich derjenigen der Gegendruck-Anlage, die Dampf-Fördermenge dagegen um 4% kleiner angenommen worden. Die *effektive Dampfreduktionszahl* beträgt somit:

$$\Delta = 0,96, \quad \text{die spezifische dagegen:}$$

$$\delta = \frac{0,96}{1,15} = 83,5\%.$$

Bei gleicher totaler Nutzwärme von 74,5% werden 20% Leistung erzeugt, statt 10,5% im Beispiel von Fig. 11. Um dies zu erreichen, mußte die Brennstoff-Wärmezufuhr von 100% auf 115% gehoben werden. Der Gesamt-Wirkungsgrad der D.L.-Anlage beträgt somit

$$\eta_{\sigma(DL)} = \frac{94,5}{115} = \text{ca. } 82,5\%,$$

der Leistungs-Wirkungsgrad:

$$\eta_{\Delta} = \eta_{GD-DL} = \frac{20 - 10,5}{15} = \text{ca. } 63\%.$$

Ohne Ausnutzungsmöglichkeit der 3% Zusatzluft-Abwärme (Q_L) würde dieser Wirkungsgrad auf ca. 50% fallen.

Als Beurteilungsgrößen der Leistungsmenge führen wir ein: im Vergleich mit der leistungslosen Kesselanlage die „Mengenziffer“ μ :

$$\mu_{K-DL} = \frac{N_{DL}}{Q_{b(K)}} = \frac{20,0}{86,7} = 23\%$$

und im Vergleich mit der Gegendruck-Anlage: das Leistungsver-

hältnis:
$$\nu_{GD-DL} = \frac{N_{DL}}{N_{GD}} = \frac{20}{10,5} = 1,91$$

Die Luftleistung liegt in der Größenordnung der Dampfleistung. Dies ist deshalb bemerkenswert, weil nur ca. ein Drittel der Gesamtenergie durch den vertikalen Luftast geschickt wird, was aus einem Vergleiche der Breiten des Luft- und des Dampfastes von Fig. 12 hervorgeht. Es erhebt sich daher die Frage, ob nicht auch dem Luftsystem die gesamte Energie zugeführt werden könnte, was z. B. dann der Fall wäre, wenn man die Wärmeabgabe an das Dampfsystem erst nach Durchströmen der Luft-Anlage anordnen würde; es entspricht dies einer *Luftturbinen-Anlage mit Abhitze-Dampfkessel*. In Kapitel IV und V wird dieser Grenzfall der Dampf-Luft-Anlage besprochen werden; es wird sich erweisen, daß infolge Wegfallens der Dampfturbinen-Leistung weniger hohe spezifische Leistungen erreichbar sind, als mit einer D.L.-Anlage nach Fig. 12. Eine Verbreiterung des Luftastes wäre ferner durch folgende Maßnahmen denkbar:

- a) Durch Erhöhung der Luftüberschußzahl,
- b) durch Erhöhung des Luftexpansionsgefälles (Steigerung der Luftturbinentemperatur, Einführung von Zwischenerhitzungen),
- c) durch Erhöhung der Zusatzluftmenge.

Allen drei Maßnahmen ist eine Grenze gesetzt durch die Forderung eines positiven Temperaturgefälles am Luftherhitzer (*i*). Diese Grenze wird in Kapitel V bestimmt. Ferner wird dort der Einfluß des Luftüberschusses, der Luftexpansion und der Zusatzluftmenge eingehend behandelt werden.

Alle Mittel, welche zur Erhöhung der spezifischen Leistung einer Heizanlage beitragen, speziell auch alle die genannten Mittel, welche eine Verbreiterung des Luftastes von Fig. 12 bewirken, bringen *zusätzliche Verluste* mit sich.

Im nächsten Kapitel wird gezeigt, inwiefern eine Verlusterrhöhung, welche von einer Leistungserhöhung begleitet ist, für die Erweiterung eines Heizwerkes tragbar ist, indem auf die ganz allgemeinen Zusammenhänge hingewiesen wird, welche bei jeder Erweiterung einer Heizkraft-Anlage zwischen den spezifischen Größen der Leistung (*n*), der Nutzwärme (*q*) und der Verluste (*v*) bestehen.

KAPITEL IV

Das Leitfähigkeits-Gesetz

Bemerkung. In diesem und den folgenden Kapiteln wird bei der Behandlung einer Anlage-Erweiterung die Grundanlage mit α , die erweiterte Anlage mit β gekennzeichnet.

Übersicht. Es werden die allgemeinen Zusammenhänge zwischen Wirkungsgrad und Leistungsmenge betrachtet, welche für die Erweiterung einer beliebigen Anlage (α) (Grundanlage) auf eine Anlage (β) größerer spezifischer Leistung Geltung haben, und sich im „Leitfähigkeits-Gesetz“ zusammenfassen lassen. Sodann wird die zulässige Verlustserhöhung für konstanten Leistungs-Wirkungsgrad bestimmt.

Symboltabelle zu Kapitel IV

a) *Indices*

α bezieht sich auf die Grundanlage

β bezieht sich auf die erweiterte Anlage

b) *Übrige Symbole*

ΔN = Leistungs-Erhöhung

ΔQ_b = Erhöhung der Brennstoffwärme

Im übrigen siehe Symboltabelle zu Kap. III

1. Die allgemeinen Erweiterungs-Gleichungen für konstante Nutzwärme-Abgabe

Die mit (α) gekennzeichnete *Grundanlage* spalte die zugeführte Brennstoffwärme von $Q_b = 1$ Kcal/sec in die drei Teile

$$n_\alpha = \frac{N_\alpha}{Q_{b_\alpha}} = \text{spezifische Nutzleistung (z. B. Gegendruck-Turbine)} \quad (9a)$$

$$q_\alpha = \frac{Q_\alpha}{Q_{b\alpha}} = \text{spezifische Nutzwärme (Heizung)} \quad \text{und} \quad (9b)$$

$$v_\alpha = \frac{V_\alpha}{Q_{b\alpha}} = \text{spezifische Verluste.} \quad (9c)$$

Für die *erweiterte Anlage* lauten dieselben Größen mit entsprechenden Definitionen n , q , v ,

$$n_\beta = \frac{N_\beta}{Q_{b\beta}} \quad (10a)$$

$$q_\beta = \frac{Q_\beta}{Q_{b\beta}} \quad (10b)$$

$$v_\beta = \frac{V_\beta}{Q_{b\beta}} \quad (10c)$$

Für die gleiche Nutzwärme-Abgabe der Grundanlage und der erweiterten Anlage gilt:

$$q_\beta \cdot Q_{b\beta} = q_\alpha \cdot Q_{b\alpha} \quad (11)$$

Wegen

$$n_\alpha + q_\alpha + v_\alpha = n_\beta + q_\beta + v_\beta = 1 \quad (12)$$

ergeben sich folgende Beziehungen:

Leistungserhöhung:

$$\Delta N_{\alpha,\beta} = N_\beta - N_\alpha = \frac{n_\beta(1-v_\alpha) - n_\alpha(1-v_\beta)}{1 - n_\beta - v_\beta} \cdot Q_{b\alpha} \quad (13)$$

Erhöhung der zugeführten Brennstoffwärme:

$$\Delta Q_{b(\alpha,\beta)} = Q_{b\beta} - Q_{b\alpha} = \frac{n_\beta - n_\alpha + v_\beta - v_\alpha}{1 - n_\beta - v_\beta} \cdot Q_{b\alpha} \quad (14)$$

Leistungs-Wirkungsgrad:

$$\eta_{\alpha,\beta} = \frac{\Delta N_{\alpha,\beta}}{\Delta Q_{b\alpha,\beta}} = \frac{n_\beta(1-v_\alpha) - n_\alpha(1-v_\beta)}{n_\beta - n_\alpha + v_\beta - v_\alpha} \quad (15)$$

Mengenziffer:

$$\mu_{\alpha,\beta} = \frac{\Delta N_{\alpha,\beta}}{Q_{b\alpha}} = \frac{n_\beta(1-v_\alpha) - n_\alpha(1-v_\beta)}{1 - n_\beta - v_\beta} \quad (16)$$

- A = Leistunglose Dampfessel-Anlage
- B = Gegendr. Dampfurbinnen-Anlage
- B-F-G-H = Anzapf-Kondensat-Dampfurb.-Anlage
- C = Dampf-Luft-Anlage ohne Zusatzluft

$Q_p = Q_a$
 $\eta_a = 14\%$
 $1 - \eta_k = 66\% = \eta_k$ (Meselwittungsgrad)

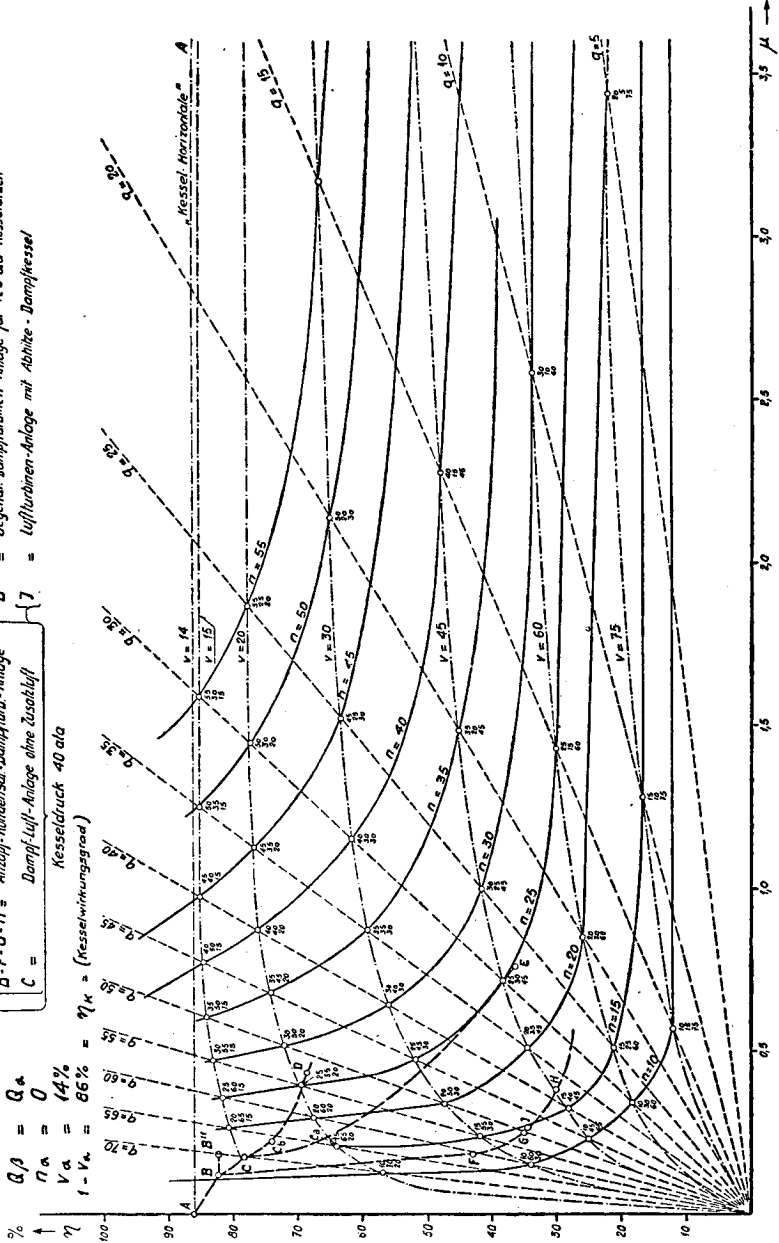


Fig. 13. η - μ -Diagramm

Leistungsverhältnis:

$$v_{\alpha, \beta} = \frac{N_{\beta}}{N_{\alpha}} = \frac{n_{\beta}(1 - n_{\alpha} - v_{\alpha})}{n_{\alpha}(1 - n_{\beta} - v_{\beta})} \quad (17)$$

Die Mengenziffer $\mu_{\alpha, \beta}$ ist auf die Brennstoffwärme der *Grund-Anlage* bezogen, da diese vor der Erweiterung schon bekannt ist.

Geht man bei der Erweiterung von einer *leistungslosen Grund-Anlage*, also z. B. einem Dampfkessel oder einer Feuerung aus, so gilt:

$$n_{\alpha} = 0; v = \infty$$

Bei allen im folgenden durchgeführten Anlage-Vergleichen wird stets mit Mengen- und Wirkungsgradziffern gerechnet, welche sich auf die leistungslose Grundanlage beziehen, da auf diese Weise ein einheitlicher Beurteilungsmaßstab für jede Anlage möglich wird (vgl. Fig. 13).

2. Das Leitfähigkeitsgesetz

Zwischen den Mengenziffern $\mu_{\alpha, \beta}$ und $v_{\alpha, \beta}$, dem Wirkungsgrad $\eta_{\alpha, \beta}$ und der spezifischen Leistung n_{β} der erweiterten Anlage besteht nämlich die Beziehung:

$$\frac{1}{\mu_{\alpha, \beta}} + \frac{1}{\eta_{\alpha, \beta}} = \frac{1}{n_{\beta}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{1}{v_{\alpha, \beta}}} \quad (18)$$

was leicht durch einsetzen der Gleichungen (15) bis (17) nachkontrolliert werden kann.

Dieser Zusammenhang wird besonders einfach für den Fall der leistungslosen Grundanlage ($n_{\alpha} = 0, v = \infty$), d. h. z. B. der Erweiterung einer Kesselanlage auf eine Gegendruck- oder Dampf-Luft-Anlage, nämlich:

$$\boxed{\frac{1}{\mu_{\alpha, \beta}} + \frac{1}{\eta_{\alpha, \beta}} = \frac{1}{n_{\beta}}} \quad (19)$$

Dieser Ausdruck ist von der Parallelschaltung zweier Widerstände, bzw. der Serieschaltung zweier Leitfähigkeiten, her be-

kennt, weshalb wir ihn das „Leitfähigkeitsgesetz“ nennen wollen. *Die Natur setzt der Erweiterung einer Heizanlage auf eine Heizkraftanlage sowohl hinsichtlich Menge als Güte der Leistungs-Erzeugung Widerstand entgegen*; beide Widerstände sind voneinander abhängig und durch den reziproken Wert der spezifischen Leistung n_{β} der erweiterten Anlage bestimmt; es ist unmöglich, den einen Widerstand klein zu machen ohne den andern umso mehr anwachsen zu lassen. Dies kann durch folgende Sätze festgehalten werden:

Bei gegebenem n ist die Erhöhung der Leistungsmenge (μ) nur durch Verringerung des Erzeugungs-Wirkungsgrades (η) der neuerschaffenen Leistung möglich.

Oder:

Es ist unwirtschaftlich, die Leistung eines Heizkraftwerkes durch ein anderes Mittel als das der Erhöhung der spezifischen Leistung n zu vergrößern.

Der Sinn der Zuschaltung einer Gasturbinen-Anlage liegt in der Erhöhung der spezifischen Leistung n .

Das Leitfähigkeitsgesetz nach Gl. (19) ist in Fig. 13 veranschaulicht. Es sind dort die Kurvenscharen $n = \text{konstant}$, $q = \text{konstant}$ und $v = \text{konstant}$ im $\eta - \mu$ -Diagramm eingezeichnet. Diese Kurvenscharen werden durch Konstantsetzen der betreffenden Größen in den Gl. (15) und (16) erhalten.

Aus Fig. 13 lassen sich folgende Erkenntnisse gewinnen:

a) Eine Leistungserhöhung, welche ohne Erhöhung der *spezifischen* Leistung n erfolgt, wird durch mit wachsendem μ rasch abfallende n -Hyperbeln dargestellt. Würde man also z. B. die Leistung einer Gegendruck-Anlage mit $n = 10,7\%$ (Punkt *B*, Fig. 13) ($\mu = 0,123$, $\eta = 83\%$) dadurch steigern wollen, daß man einfach die Brennstoffzufuhr und die Gas- und Dampfmengen erhöht („ähnliche“ Vergrößerung der Anlage) ohne für die mehr anfallende Abwärme Verwendung zu haben (Auspuffen des Dampfes), so würde man auf der $n = 10,7\%$ -Hyperbel rasch abwärts wandern, und bei doppelter Leistungsmenge ($\mu = 0,25$) nur noch 25% Wirkungsgrad erhalten. Praktisch wird daher eine solche Leistungserhöhung nie ausgeführt.

b) Eine Erhöhung der spezifischen Leistung führt *stets* in Gebiete größerer Leistungsmengen, und zwar je nach dem, welche Verlust-erhöhung mit der Leistungserhöhung verbunden ist, in ansteigender, horizontaler oder abfallender Linie, d. h. unter Erhöhung, Bei-
behaltung oder Erniedrigung des Erzeugungs-Wirkungsgrades.

c) Da die Kurven $v = \text{konstant}$ besonders im Gebiete kleiner μ , in welchem man sich heute allgemein noch befindet, ansteigenden Verlauf zeigen, dürfen neben n auch die spezifischen Verluste v etwas erhöht werden, sofern man die Leistung bei konstantem Wirkungsgrad steigern will. In diesem Falle bewegt man sich in Fig. 13 auf einer Horizontalen nach rechts, d. h. bei etwas steigenden Verlusten und konstantem Wirkungsgrad in das Gebiet höherer spez. Leistungen- n .

d) Als Bedingung dafür, daß die Erweiterung einer Anlage a auf eine Anlage β bei bestimmtem, vorgeschriebenem $\eta_{(\alpha, \beta)}$ stattfindet, ergibt sich für die Erhöhung der spezifischen Verluste das Maß

$$v_{\beta} - v_{\alpha} = \frac{1 - \eta_{\alpha, \beta} - v_{\alpha}}{\eta_{\alpha, \beta}} \cdot n_{\beta} \quad (20)$$

Ausgehend von einer leistungslosen Kesselanlage mit $\eta_K = 86\%$, d. h. mit $v_{\alpha} = 14\%$, darf die Erweiterung auf eine DL-Anlage mit $n_{\beta} = 20\%$ eine Verlust-Vermehrung um $v_{\beta} - v_{\alpha} = 1\frac{1}{2}\%$, absolut, d. h. um ca. 10% der vorhandenen Verluste, mit sich bringen, wenn $\eta_{\alpha, \beta} = 80\%$ als Leistungs-Wirkungsgrad der Erweiterung verlangt wird. Alle Erweiterungen, welche mit konstantem $\frac{v_{\beta} - v_{\alpha}}{n_{\beta}}$ vor sich gehen, bedeuten in Fig. 13 ein Wandern auf η -Horizontalen.

Jede Erweiterung, welche die spezifische Leistung durch Zuschalten von Maschinen erhöht, bringt Lagerverluste und infolge Einbauens von zusätzlichen Apparaten und Leitungen auch zusätzliche Wärmeverluste mit sich. Schon diese Verluste allein können ein Abgleiten von der Horizontalen bewirken; kommen infolge der Erweiterung noch zusätzliche Abwärme-Verluste hinzu, so wird man stets auf einer mehr oder weniger nach rechts abfallenden Kurve in die Gebiete höherer Leistungsmengen μ gelangen, was in Fig. 13 an Hand einiger praktischer Erweiterungsarten veranschaulicht ist.

3. Die verschiedenen Arten von Heizkraftwerken, verglichen im η - μ -Diagramm der Figur 13

Ausgehend von der Kesselanlage, welche ohne Leistungs-Erzeugung einen Wirkungsgrad von 86% aufweise (Punkt *A*, Fig. 13), gelangen wir zunächst durch das Einlegen einer Gegendruck-Dampf-Turbine von 40 ata, 380°C zum Punkte *B* mit $\eta = 83\%$, $\mu = 0,123$, $n = 10,7\%$. Zur weiteren Leistungssteigerung stehen folgende Möglichkeiten offen:

a) *Erhöhung der Brennstoffmenge und der Dampffördermenge unter Verlustgabe der Abwärme des Zusatzdampfes (d. h. $n = \text{konstant}$)*

In diesem bereits früher erwähnten Falle wandern wir auf der Kurve $n = 10,7 = \text{konstant}$, rasch nach unten.

b) *Der zusätzliche Dampf wird kondensiert (Anzapf-Kondensations-Turbine): Kurve *B F G H* in Fig. 13*

Die Wirkungsgrade liegen etwas höher als auf der Kurve $n = \text{konstant}$. (Die Punkte *F*, *G*, *H* entsprechen einem Verhältnis

$$\frac{\text{Kondensationsdampf}}{\text{Anzapfdampf}} \text{ von } 0,25 / 0,5 / 1,0.$$

c) *Gasturbinen-Ergänzung zur Gegendruck-Anlage bei einem Dampfdruck von 40 ata*

Ohne Zusatzluftmenge gelangt man zum Punkt *C*. Mit Zusatzluftmenge wandert man zwischen den Kurven *C D*, und *C E*, je nach Schaltung, Luftturbinen-Wirkungsgrad, Möglichkeit der Abwärme-Verwertung. Die Endpunkte *D* und *E* stellen die maximal mögliche Leistungs-Erzeugung dar.

d) *Erhöhung des Dampfdruckes*

Für 125 ata Kesseldruck gelangt man ohne Luftergänzung nach *B'*, mit Luftergänzung wird das Gebiet *C D E* ebenfalls nach rechts

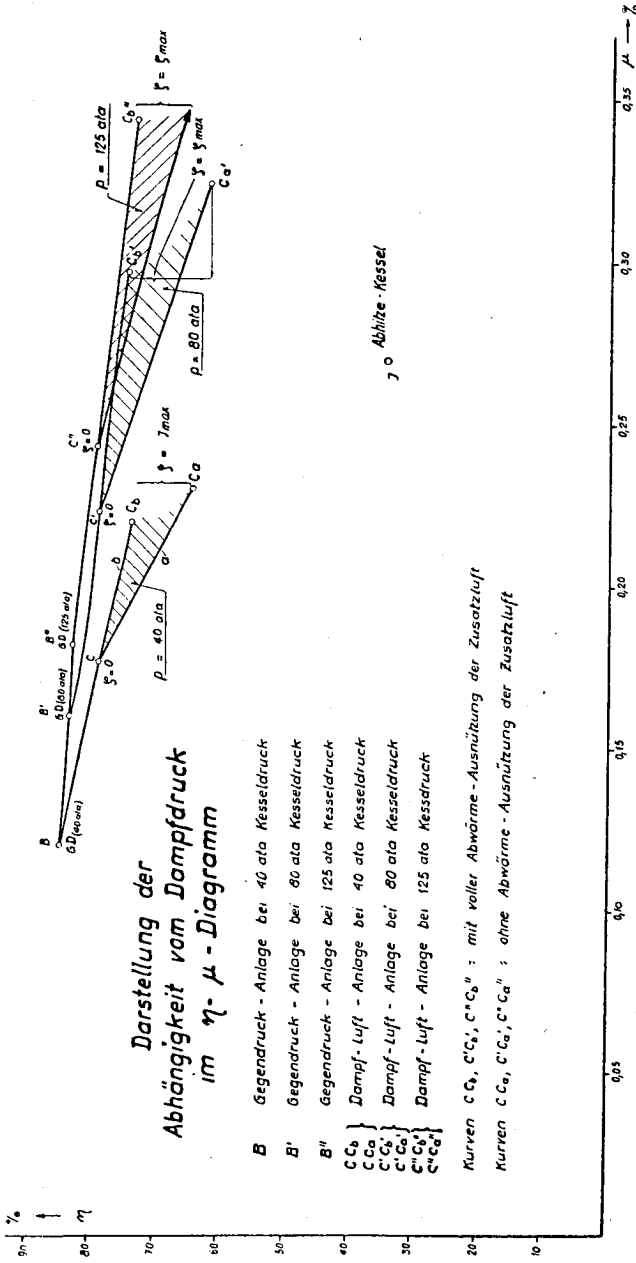


Fig. 14. Einfluß des Dampfdruckes im η - μ -Diagramm

verlegt. Der Einfluß der Druckerhöhung auf Gegendruck- und kombinierte Gasturbinen-Anlagen ist in Fig. 14 dargestellt, welche als Ausschnitt aus Fig. 13 aufzufassen ist.

e) *Ersatz der Gegendruck-Dampfturbine durch eine Luft- oder Gasturbine mit Abhitze-Dampfkessel*

Auch diese Lösung führt auf große Leistungsmengen, jedoch bei relativ tiefen Wirkungsgraden. (Punkt *J*; $\mu = 0,27$, $\eta = 35,0\%$). Es ist diese Lösung nahezu gleichwertig wie diejenige des Anzapfdampfes (Kurve *B F G H*).

f) *Kombination verschiedener Methoden*

Durch Kombination einzelner der erwähnten Verfahren kann eine weitere Leistungssteigerung erzielt werden. Erwähnt sei hier als Beispiel nur die Kombination des Verfahrens a) mit einem beliebigen der übrigen Verfahren. Es bedeutet dies in Fig. 13 ein Weiterschreiten auf einer $n = \text{Konstant}$ -Kurve, ausgehend von einem Punkt, der durch eines der übrigen Verfahren erreicht wurde; so kann z. B. vom Punkte *D* aus durch „ähnliche“ Vergrößerung der DL-Anlage auf der Kurve $n = 26\%$ in beliebige μ -Gebiete nach rechts vorgedrungen werden, wie dies für die $n = 10,7$ -Kurve der Gegendruck-Anlage schon oben beschrieben wurde. Man würde auf diese Weise z. B. im Punkte $\eta = 40\%$, $\mu = 0,72$ ca. die 6-fache Leistung der Gegendruck-Anlage erreichen.

4. Zusammenfassung

Durch Gl. 13 ÷ 19 ist die Berechnung der Wirkungsgrade und Mengenziffern der Kombinierten Anlagen auf die Bestimmung ihrer spezifischen Kenngrößen, sowie des Wirkungsgrades $\eta_K = 1 - v_\alpha$ der ihr zugrunde liegenden leistungslosen Dampfanlage zurückgeführt. Auf Grund der spezifischen Kenngrößen n , q und v und des $\eta - \mu$ -Diagrammes (Fig. 13) kann sofort die Güte der Erweiterung

bestimmt und ein Vergleich mit andern, bekannten Erweiterungsarten getroffen werden.

Zur Beurteilung irgendeiner Erweiterung zu einer bestehenden Heizkraft-Anlage benötigt man somit nur die Kenntnis der drei Größen n , q und v der bestehenden und der erweiterten Anlage, um mit Hilfe des Diagramms von Fig. 13 sogleich die Erweiterung hinsichtlich der Güte und Menge der durch sie erzeugten Leistung beurteilen zu können.

In Kapitel V wird die Berechnung dieser spezifischen Kenngrößen für die Dampf-Luft-Anlage nach Fig. 2 durchgeführt.

KAPITEL V

Die theoretische Berechnung der Dampf-Luft-Anlage (D.L.-Anlage) nach Fig. 2

Bemerkung: Im folgenden wird das Gassystem mit I, das Dampfsystem mit II und das Luftsystem mit III gekennzeichnet. Die Angabe der Zwischenpunkte innerhalb dieser Systeme entspricht in allen Fällen der Symboltabelle und den Bezeichnungen von Fig. 2.

Übersicht. Die Schaltung nach Fig. 2 wird im Detail durchgerechnet und als Anwendungsbeispiel in die allgemeinen Beziehungen von Kapitel IV eingeführt. Sodann wird auf die Temperaturerhöhungen am Dampf-Überhitzer hingewiesen und ein Mittel angegeben, welches hilft, dieselben zu vermeiden. Die durch den Austausch am Lufterhitzer (*i*) bestimmten Grenzen der Zusatzluftmenge, des Luftüberschusses und der Luftexpansionszahl werden berechnet und diskutiert.

Da im vorangehenden Kapitel für die Beurteilung einer Anlage-Erweiterung die *spezifischen, d. h. auf 1 Kcal/sec zugeführte Brennstoffwärme* bezogenen Leistungen, Nutzwärmemengen und Verluste (*n, q, v*) als maßgebend befunden worden sind, stellt die Bestimmung dieser spezifischen Energien das erste Ziel der nachfolgenden Berechnungen dar. Sie werden zunächst für das Gas-, Luft- und Dampf-System je einzeln berechnet.

Symboltabelle zu Kapitel V

a) Indices

a) *Bezeichnungen am Schaltschema, Fig. 2*

I = Gassystem

1_I = Brennluftezufuhr

2_I = Verbrennungsgase, unmittelbar nach der Verbrennung

- 3_I = Eintritt der Verbrennungsgase in den Verdampfer (*c*)
- 4_I = Eintritt der Verbrennungsgase in den Überhitzer (*d*)
- 5_I = Eintritt der Verbrennungsgase in den Lufterhitzer (*i*)
- 6_I = Eintritt der Verbrennungsgase in den Economiser (*e*)
- 7_I = Eintritt der Verbrennungsgase in das Kamin

II = Dampfsystem

- 1_{II} = Eintritt des Speisewassers in den Luft-Economiser (e_{ζ})
- 2_{II} = Eintritt des Speisewassers in den Gas-Economiser (*e*)
- 3_{II} = Eintritt des Speisewassers in den Verdampfer (*c*)
- 4_{II} = Eintritt des Dampfes in den Überhitzer (*d*)
- 5_{II} = Austritt des Dampfes aus dem Überhitzer (*d*)
- 6_{II} = Eintritt des Dampfes in die Dampfturbine (*g*)
- 7_{II} = Eintritt des Dampfes in den Nutzwärme-Verbraucher (*h*)
- 8_{II} = Austritt des Dampfes aus dem Nutzwärme-Verbraucher (*h*)

III = Luftsystem

- 1_{III} = Frischluftzufuhr, Eintritt der Luft in den Kompressor (*k*)
- 2_{III} = Eintritt der Luft in den Luftvorwärmer (*l*)
- 3_{III} = Eintritt der Luft in den Lufterhitzer (*i*)
- 4_{III} = Austritt der Luft aus dem Lufterhitzer (*i*)
- 5_{III} = Eintritt der Luft in die Luftturbine (*t*)
- 6_{III} = Eintritt der Abluft in den Luftvorwärmer (*l*)
- 7_{III} = Austritt der Abluft aus dem Luftvorwärmer (*l*)
 - = Eintritt der Brennluft in den Kessel (1_I)
 - = Eintritt der Zusatzluft in den Luft-Economiser (e_{ζ})
- 8_{III} = Austritt der Zusatzluft aus dem Luft-Economiser (e_{ζ})
 - = Eintritt der Zusatzluft in den Nutzwärme-Verbraucher (h_{ζ})
- 9_{III} = Eintritt der Zusatzluft in das Kamin

Die Bezeichnungen $1_I \div 9_{III}$ als Index von *i*, *t* usw. bedeuten die betreffenden Zustandsgrößen *i*, *t* usw. an den Stellen $1_I \div 9_{III}$ des Schemas.

Die Indices I, II, III betreffen das Gas-, Dampf-, bzw. Luft-System als Gesamtes, z. B. n_{III} = spez. Nutzleistung des Luft-Systems usw.

β) *Übrige Indices*

a bedeutet „außen“

z. B. v_{aI} , v_{aII} , v_{aIII} = äußere Wärmeverluste der Systeme I, II, III
 η_{taII} = äußerer Wirkungsgrad der Dampf-Turbine usw.

$b \div t$ bezieht sich je auf die entsprechenden Apparate und Maschinen im Schema der Fig. 2, z. B.

b bedeutet „Verbrennung“

η_b = Verbrennungs-Wirkungsgrad

ζ bezieht sich als Index stets auf die Zusatzluft, z. B.

$g_{III\zeta}$ = spez. Fördergewicht der Zusatzluft

Weitere Indices siehe Symboltabelle in den Kapiteln II und III.

b) *Symbole*

β = Luftexpansionszahl

γ = Kopplungsfaktor für die Brennluft

c_p = spez. Wärme

δ = spez. Dampf-Reduktionszahl

Δ = effektive Dampf-Reduktionszahl

δ' = Verdampfungsziffer

δ_p = Druckverlustziffer

ϵ = Kopplungsfaktor für die Zusatzluft

η = Bezeichnung für eine Energie-Verhältniszahl, spez. für Wirkungsgrad, z. B.

η_I = Wirkungsgrad des Gassystems

η_{mIII} = Nutzleistungs-Wirkungsgrad des Luftsystems

η_{qII} = Nutzwärme-Wirkungsgrad des Dampfsystems

η_{vII} = Verlustverhältnis des Dampfsystems

η_{3I+4II} = Verdampfungsanteil der an das Dampfsystem abgegebenen Wärme

$\eta_{3II+5II}$ = Verdampfungs- und Überhitzungsanteil derselben

η_K = Wirkungsgrad der leistungslosen Kesselanlage

η_{GD} = Wirkungsgrad der Gegendruck-Anlage

η_{GD-DL} = Wirkungsgrad der Erweiterung einer Gegendruckauf eine DL-Anlage

η_{CD} = Wirkungsgrad der Kondensationsanlage

η_{III}, η_{uIII} = innerer Strömungs-Wirkungsgrad der Dampf-, bzw. Luftturbine, enthaltend alle Verluste, welche als Wärme im System bleiben

η_{II}, η_{uII} = äußerer Wirkungsgrad der Dampf- bzw. Luftturbine, enthaltend alle Verluste, deren Wärmeäquivalent nicht im System bleibt. (Lager- und äußere Undichtheit-Verluste.)

\varnothing = Temperaturspannung am Luftherhitzer oder Luftvorwärmer

G = effektives Fördergewicht

G_I = effektives Fördergewicht der Verbrennungsgase

G_{II} = effektives Fördergewicht des Dampfes

G_{III} = effektives Fördergewicht der Gesamtluft

G_{IIIc} = effektives Fördergewicht der Zusatzluft

G_{IL} = effektives Fördergewicht der Brennluft

g = spezifisches Fördergewicht (pro 1 Kcal/sec Brennstoffwärme)

g_I = spezifisches Fördergewicht der Verbrennungsgase, usw.

$\Gamma = \frac{G_I}{G_{IL}}$

G'_I = Minimales Verbrennungsgasgewicht pro 1 kg Brennstoff

G'_{IL} = Minimales Brennluftgewicht ($\lambda_b = 1$) pro 1 kg Brennstoff

Hu = unterer Heizwert des Brennstoffes

i = Wärmeinhalt in Kcal/kg

i_b = Wärmeinhalt des Brennstoffes

i_{1I} = Wärmeinhalt der Verbrennungsluft

i_{2I} = Wärmeinhalt der Verbrennungsgase, nach der Verbrennung

i_{3I} = Wärmeinhalt der Verbrennungsgase vor dem Verdampfer

usw.

J = Wärmeinhalt in Kcal/Mol

K = Kopplungsfaktor (kombinierter)

λ_b = Luftüberschußzahl

A = Luftüberschuß-Kennzahl

ρ = Mengenverhältnis bei Umführungen

t = Temperatur

T = abs. Temperatur

τ = Temperatur-Verhältniszahlen

τ_t = Temperatur-Verhältniszahlen an der Turbine

τ_k = Temperatur-Verhältniszahlen am Kompressor

ζ = Zusatzluftfaktor (Verhältnis der Zusatzluft zur Brennluft)

Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 = Berechnungsgrößen für die maximale Zusatzluftmenge

Weitere Symbole siehe Symboltabellen zu Kapitel II und III.

1. Das Verbrennungsgassystem

a) Definitionen

Luftüberschußzahl (λ_b), Verbrennungs-Wirkungsgrad (η_b) und Brennstoffmaterial sind die allgemeinen Beeinflussungsgrößen des Verbrennungs-Vorganges:

Als Materialkonstanten des Brennstoffes seien die folgenden Größen definiert:

Unterer Heizwert: H_u

Minimale Brennluftmenge: für $\lambda_b = 1$; G'_{1L} , in $\left\{ \frac{\text{kg} \cdot \text{Brennluft}}{\text{kg} \cdot \text{Brennstoff}} \right\}$

und die daraus resultierende

minimale Brenngasmenge: $G'_1 = \Gamma \cdot G'_{1L} = 1 + G'_{1L} \left\{ \frac{\text{kg} \cdot \text{Brenngas}}{\text{kg} \cdot \text{Brennstoff}} \right\}$

Die effektive Brenngasmenge pro kg Brennstoff (für beliebiges λ_b) sei:

$$A = (\lambda_b + \Gamma - 1) G'_{1L}$$

und die effektive Brennluftmenge pro kg Brennstoff

$$A - 1 = \lambda_b \cdot G'_{1L}$$

b) Die spezifischen Fördermengen

Mit Hilfe dieser Definitionen lassen sich folgende spezifische (d. h. auf 1 Kcal Brennstoffwärme bezogene) Fördermengen anschreiben:

$$\text{Spez. Brennstoffmenge: } g_b = \frac{1}{Hu} \quad (21)$$

$$\text{Spez. Brennluftmenge: } g_{I_L} = \frac{A-1}{Hu} \quad (22)$$

$$\text{Spez. Brenngasmenge: } g_I = \frac{A}{Hu} \quad (23)$$

c) Die spezifischen Energien des Verbrennungsgas-Systems

Da vom Gassystem nach außen weder Wärme noch Leistung abgegeben wird, können wir schreiben:

$$n_I = 0 \quad (24)$$

$$q_I = 0 \quad (25)$$

$$v_I = 1 - \eta_I \quad (26)$$

wobei η_I den Wirkungsgrad des Gassystems darstellt, der an Hand von Fig. 2 wie folgt definiert werden kann:

$$\eta_I = \eta_b - (i_{2_I} - i_{3_I} + i_{7_I} - i_{1_{III}}) \frac{A}{Hu} - \frac{i_{1_{III}} - i_b}{Hu} \quad (27)$$

Der erste Summand stellt den eigentlichen Verbrennungswirkungsgrad dar, der zweite Summand die Wärmeverluste der Verbrennungsgase (Strahlungs- und Abwärmeverluste), während der dritte Summand die Aufheizwärme des Brennstoffes einschließt.

2. Die Luftseite der D.L.-Anlage

a) Definitionen

a) Zusatzluft-Faktor (ζ)

Sofern die Luftturbinen-Anlage für die Brennluftmenge des Kessels ausgelegt ist, gibt Gl. (22) die spezifische Luftfördermenge.

Sofern man zwecks Erzielung höherer Leistungen die Anlage für höhere Luftmengen dimensioniert, als die Verbrennung im

Dampfkessel verlangen würde, ist es zweckmäßig, folgenden „Zusatzluft-Faktor“ (ζ) als Maß für den nicht als Brennluft verwendeten Anteil der Gesamtluft einzuführen:

$$\zeta = \frac{g_{III} - g_{I_L}}{g_{I_L}} \quad (28)$$

Um den Einfluß der Zusatzluft auf die gesamte Anlage herauszuschälen, wird im folgenden der Hauptluftweg (Index $1+\zeta$) ($1_{III} \div 7_{III}$ in Fig. 2) vom Zusatzluftweg (Index ζ) ($7_{III} \div 9_{III}$ in Fig. 2) getrennt behandelt.

β) Luft-Expansionszahl (β)

Neben der die Maschinenquerschnitte bestimmenden und durch den Faktor $(1 + \zeta)$ charakterisierten Luftmenge wird als zweite Kennzahl die Luftexpansionszahl (β) definiert, welche das in der Luftanlage benützte Expansionsgefälle und damit die Stufenzahl der Maschinen festlegt: β setzt die Wärmeinhaltserhöhung im Lufterhitzer (i , Fig. 2) ins Verhältnis zum Heizwert Hu .

$$\beta = \frac{i_{4_{III}} - i_{3_{III}}}{Hu} \quad (29)$$

Bei ν -maliger Zwischenerhitzung ist in der allgemeinen Form

$$\beta = \frac{\sum_1^{\nu} (i_{4_{III}} - i_{3_{III}})}{Hu} \quad \text{anzusetzen.} \quad (29a)$$

b) Die spezifischen Luft-Fördermengen

Auf Grund der Definition des Faktors ζ und der Brennluftgleichung (22) lassen sich die spezifischen Luftmengen wie folgt anschreiben:

Gesamtluft:

$$g_{III} = \frac{A-1}{Hu} (1 + \zeta) \quad (30)$$

Zusatzluft:

$$g_{III\zeta} = \frac{\Lambda - 1}{Hu} \cdot \zeta \quad (31)$$

c) Die spezifischen Energien der Luftseite

Diese werden als Anteile der vom Luftsystem aufgenommenen Wärme q_{III} dargestellt:

$$\dot{q}_{III(1+\zeta)} = (i_{4III} - i_{3III}) \cdot g_{III} = \beta(\Lambda - 1)(1 + \zeta) \quad (32)$$

für die Gesamtluft.

Hievon gehe längs des Gesamtluftweges ($1_{III} + 7_{III}$) der Anteil η_{nIII} in Leistung und der Anteil $\eta_{vIII(1+\zeta)}$ in Verluste über.

Die gesonderte Betrachtung der Zusatzluftmenge ergibt in entsprechender Darstellung die an die Zusatzluft abgegebene Wärme:

$$\dot{q}_{III\zeta} = \beta(\Lambda - 1) \cdot \zeta \quad (33)$$

Auf dem Zusatzluftweg ($7_{III} \div 9_{III}$) gehe hievon der Anteil $\eta_{qIII\zeta}$ in Nutzwärme (h_ζ in Fig. 2) und $\eta_{vIII\zeta}$ in Verluste über.

Die spezifischen Energien des Luftsystems lauten alsdann:

$$n_{III} = n_{tIII} - n_{kIII} = \beta(\Lambda - 1)(1 + \zeta) \cdot \eta_{nIII} \quad (34)$$

$$q_{III} = \beta(\Lambda - 1) \cdot \zeta \cdot \eta_{qIII\zeta} \quad (35)$$

$$v_{III} = \beta(\Lambda - 1) [\eta_{vIII(1+\zeta)} \cdot (1 + \zeta) + \eta_{vIII\zeta} \cdot \zeta] \quad (36)$$

Die β - und η -Faktoren sind Charakteristika der Gasturbinen-Anlage und daher für jede Anlage gesondert zu berechnen. Der Faktor η_{nIII} ist der thermische Wirkungsgrad der Gasturbinen-Anlage.

3. Kopplungsfaktoren zwischen dem Luft- und Dampfsystem

Da auf zwei Wegen Wärme vom Luft- an das Gas-, bzw. Dampfsystem zurückgelangen kann, werden folgende zwei Größen eingeführt:

a) als Maß für die mit der Brennluft an das Gassystem rückgeführte Wärme

$$\gamma = \frac{i_{1I} - i_{1III}}{\beta \cdot Hu} \quad (37)$$

b) als Maß für die von der Zusatzluft an das Speisewasser des Dampfsystems rückgeführte Wärme

$$\epsilon = \frac{i_{1I} - i_{8III}}{\beta \cdot Hu} \quad (38)$$

Mit Hilfe dieser Faktoren gelingt es, den Einfluß des Luft- auf das Dampfsystem (also z. B. die Dampfproduktionszahl δ von Kapitel III) zu berechnen, sowie ferner eine einheitliche Gesamtdarstellung von Luft- und Dampfseite zu erhalten.

Die beiden Faktoren γ und ϵ treten in den späteren Berechnungen meist in der Kombination des

„Kopplungsfaktors“ K

auf.

$$1 - K = (1 - \gamma) + \zeta(1 - \epsilon) \quad (39)$$

Es ist festzuhalten, daß der Kopplungsfaktor umso größer wird, je höher die Brennlufttemperatur gewählt wird und je mehr Zusatzluft-Abwärme dem Dampfsystem zugeführt werden kann.

4. Die Dampfseite der D.L.-Anlage

a) Spezifische Dampf-Fördermenge

Diese wird außer von der dampfseitigen Wärmeinhaltsdifferenz zwischen Speisewasser und Heißdampf ($i_{5II} - i_{1II}$) von der Wärme (\dot{q}_{II}) bestimmt, welche die Gase für den Dampf noch zur Verfügung stellen können. Das spezifische Dampf-Fördergewicht berechnet sich daher zu:

$$g_{II} = \frac{\dot{q}_{II}}{i_{5II} - i_{1II}} \quad (40a)$$

Die Wärme \dot{q}_{II} beträgt, unter Berücksichtigung der vom Luft-

system im Economiser e_z an das Speisewasser rückgeführten Wärme sowie der Definitionen von Abschnitt 1), 2) und 3)

$$\dot{q}_{II} = \eta_I - \beta(\Delta - 1)(1 - K) \quad (41)$$

Das spezifische Dampf-Fördergewicht der DL-Anlage wird daher:

$$g_{II} = g_{II\beta} = \frac{\eta_I - \beta(\Delta - 1)(1 - K)}{i_{5II} - i_{1II}} \quad (40b)$$

Die spezifische Dampfmenge ist somit außer vom Dampfdruck ($i_{5II} - i_{1II}$) noch abhängig vom Wirkungsgrad des Gassystems (η_I), von der Expansionszahl des Luftsystems (β), der Luftüberschuß-Kennzahl (Δ) und der Kopplungsgröße K .

Den Übergang auf die reine Dampfanlage erhält man durch Ansetzen von $\beta = 0$:

$$g_{II\alpha} = \frac{\eta_I}{i_{5II} - i_{1II}} \quad (42)$$

Die Schwächung des Dampfsystems durch die Luftanlage ist gekennzeichnet durch die in Kapitel III definierte *spezifische Dampfreduktionszahl*:

$$\delta = \frac{g_{II\beta}}{g_{II\alpha}} = 1 - \frac{\beta}{\eta_I} (\Delta - 1)(1 - K) \quad (43)$$

Großes Luftexpansionsgefälle schwächt demnach die Dampfseite. Dem Einfluß einer forcierten Luftexpansion (β) kann durch kleinen Luftüberschuß, starke Kopplung (K) und schließlich auch durch hohen Wirkungsgrad des Gassystems (η_I) begegnet werden.

Die an Hand der Sankey-Diagramme definierte *effektive Dampf-Reduktionszahl* berücksichtigt die für gleiche Nutzwärme-Abgabe notwendige Erhöhung der Brennstoffzufuhr von $Q_{b\alpha}$ auf $Q_{b\beta}$ beim Übergang von der Dampf (α)- auf die Dampf-Luft (β)-Anlage und schreibt sich daher (Gl. 11):

$$\Delta = \delta \frac{q_\alpha}{q_\beta} \quad (44)$$

In der Praxis wird vielfach die *Verdampfungsziffer* angegeben. Dieselbe schreibt sich für die DL-Anlage folgendermaßen an:

$$\delta' = \frac{g_{IIg}}{g_b} = \frac{\eta_I - \beta(\lambda - 1)(1 - K)}{i_{5II} - i_{1II}} Hu \quad (45)$$

b) Spezifische Energien

Die an die Dampfseite abgegebene Wärme \dot{q}_{II} wird in Nutzleistung (Gegendruck-Turbine g , Fig. 2), Nutzwärme (Verbraucher h) und in die dampfseitigen Verluste aufgespalten. Zur Kennzeichnung dieser Aufteilung führen wir in entsprechender Weise wie beim Luftsystem die folgenden Verhältniszahlen: η_{nII} , η_{qII} und η_{vII} ein, welche die Verhältnisse der Nutzleistung, Nutzwärme und Verluste der Dampfseite zu der dem Dampfsystem zugeführten Wärme \dot{q}_{II} darstellen.

Ähnlich wie beim Luftsystem lassen sich damit die spezifischen Energien des Dampfsystems anschreiben:

$$n_{II} = n_{iII} = \eta_{nII} [\eta_I - \beta(\lambda - 1)(1 - K)] \quad (46)$$

$$q_{II} = \eta_{qII} [\eta_I - \beta(\lambda - 1)(1 - K)] \quad (47)$$

$$v_{II} = \eta_{vII} [\eta_I - \beta(\lambda - 1)(1 - K)] \quad (48)$$

Die Verhältniszahlen η_{nII} , η_{qII} und η_{vII} sind *unabhängig vom Luftsystem* und daher zum voraus bekannt oder (innert der möglichen Grenzen) frei wählbar.

Mit Hilfe der in Abschnitt 2) ÷ 4) abgeleiteten Bezeichnungen kann man jetzt die gesuchten Endgleichungen der DL-Anlage, d. h. die spezifischen Kennzahlen n , q und v anschreiben, welche gemäß Kapitel IV und Fig. 13 die Anlage als Heizkraftwerk beurteilen lassen.

5. Die resultierenden Hauptgleichungen der D.L.-Anlage

Die pro Kcal/sec Brennstoffwärme erzeugbaren *spezifischen Energien* der DL-Anlage betragen, unter Berücksichtigung der vorangehenden Definitionen:

Spez. Nutzleistung: (Gl. 34, 46)

$$\begin{aligned} n_{\beta} &= n_{t_{II}} + n_{t_{III}} - n_{K_{III}} = n_{DL} \\ &= \eta_I \cdot \eta_{n_{II}} + \beta (A-1) [(1+\zeta) \eta_{n_{III}} - (1-K) \eta_{n_{II}}] \end{aligned} \quad (49)$$

Spez. Nutzwärme: (Gl. 35, 47)

$$\begin{aligned} q_{\beta} &= q_{II} + q_{III} = q_{DL} \\ &= \eta_I \cdot \eta_{q_{II}} - \beta (A-1) [(1-K) \cdot \eta_{q_{II}} - \zeta \cdot \eta_{q_{III}\zeta}] \end{aligned} \quad (50)$$

Spez. Verluste: (Gl. 26, 36, 48)

$$\begin{aligned} v_{\beta} = v_{DL} &= 1 - \eta_I (1 - \eta_{v_{II}}) + \beta (A-1) [(1+\zeta) \eta_{v_{III}(1+\zeta)} + \\ &\quad + \zeta \cdot \eta_{v_{III}\zeta} - (1-K) \eta_{v_{II}}] \end{aligned} \quad (51)$$

wobei (39) $1 - K = (1 - \gamma) + \zeta (1 - \epsilon)$

Spezialfälle:

- Mit dem Ansatz $\zeta = 0$ erhält man die Gleichungen der *Zusatzluftfreien DL-Anlage*.
- Mit dem Ansatz $\beta = 0$ wird der Übergang auf die *gewöhnliche Gegendruck-Anlage* erhalten. Deren Kennzahlen lauten daher:

$$n_{GD} = \eta_I \cdot \eta_{n_{II}} \quad (49b)$$

$$q_{GD} = \eta_I \cdot \eta_{q_{II}} \quad (50b)$$

$$v_{GD} = 1 - \eta_I (1 - \eta_{v_{II}}) \quad (51b)$$

- Setzt man gleichzeitig β und $n_{II} = \eta_{n_{II}} = 0$, so erhält man die Gleichungen des *leistungslosen Dampfkessels*.

$$n_K = 0 \quad (49c)$$

$$q_K = \eta_I \cdot \eta_{q_{II}} = \eta_K = \text{Kessel-Wirkungsgrad} \quad (50c)$$

$$v_K = 1 - \eta_I (1 - \eta_{v_{II}}) = 1 - \eta_K \quad (51c)$$

6. Diskussion der Hauptgleichungen

Mit den Gleichungen 49 ÷ 51 ist die DL-Anlage im η - μ -Diagramm der Fig. 13 eindeutig festgelegt, da aus n_β , q_β und v_β und den äquivalenten Größen der leistungslosen Grundanlage $n_\alpha = n_K = 0$, $q_\alpha = q_K$, $v_\alpha = v_K$ mit Hilfe von Gl. 15 und 16 Leistungswirkungsgrad und Leistungsmenge berechnet werden können:

So erhält man aus Gl. 15 und 16 für die Erweiterung einer Dampfkessel-Anlage auf eine äquivalente Dampfluft-Anlage folgende Leistungsmenge:

$$\mu = \frac{n_\beta \cdot \eta_K}{q_\beta} \quad (52)$$

zu folgendem Wirkungsgrad:

$$\eta_{\alpha,\beta} = \frac{\eta_K}{1 + \frac{v_\beta - (1 - \eta_K)}{n_\beta}} \quad (53)$$

wobei n_β , q_β und v_β den Hauptgleichungen (49 ÷ 51) zu entnehmen sind. Nun ist aber wegen Gl. 51 und 51c (unter der Voraussetzung, daß die Güte des Gas- und Dampfsystems durch die Erweiterung nicht leidet, η_I und η_{vII} also konstant bleiben),

$$v_\beta - (1 - \eta_K) = \beta(\Delta - 1) [(1 + \zeta) \eta_{vIII(1+\varnothing)} + \zeta \cdot \eta_{vIII\zeta} - (1 - K) \eta_{vII}] \quad (54)$$

Sofern der Ausdruck 54 verschwindet, ist gemäß Gl. 53 der Leistungs-Wirkungsgrad der Erweiterung genau so hoch wie der Kessel-Wirkungsgrad.

Dies trifft zunächst für $\beta = 0$ zu, d. h. für die *Erweiterung des Dampfkessels auf eine Gegendruck-Dampf-Anlage*; es kann aber auch für die Erweiterung auf eine DL-Anlage zutreffen, nämlich wenn folgende zwei Bedingungen erfüllt sind: (Gl. 54, 39)

$$\eta_{vIII(1+\varnothing)} = (1 - \gamma) \eta_{vII} \quad (55)$$

$$\eta_{vIII(1+\varnothing)} + \eta_{vIII\zeta} = (1 - \epsilon) \cdot \eta_{vII} \quad (56)$$

In diesem Falle wandert der Leistungs-Wirkungsgrad $\eta_{\alpha,\beta}$ der DL-Anlage auf der Kesselhorizontalen der Fig. 13, d. h. in diesem Falle wird die Gasturbinen-Leistung zu ebenso hohem Wirkungsgrade erzeugt wie die Gegendruck-Leistung.

Allgemein kann aus den Gleichungen 49 bis 51 herausgelesen werden, daß die Kennzahlen des Luftüberschusses (λ) und der Luftexpansion (β) in ihrer Kombination $(\lambda - 1) \cdot \beta$ erhöhend auf die Leistung, aber auch auf die Verluste wirken, also im Diagramm von Fig. 13 ihren Einfluß in Richtung großer Leistungsmengen (μ) ausüben. Bei der getrennten Beurteilung der Einflüsse von λ und β muß berücksichtigt werden, daß eine Erhöhung von λ den Wirkungsgrad η_I des Gassystems verschlechtert (Gl. 27), nicht aber eine Erhöhung von β .

Als bestes Mittel zur Leistungserhöhung erscheint daher neben der Vergrößerung der Zusatzluftmenge (Faktor ζ) die Erhöhung von β , d. h. die Erhöhung des Druckgefälles an der Luft-Turbine, oder die Erhöhung der Temperatur vor derselben, oder schließlich die Anordnung von einer oder mehreren Zwischenerhitzungen. Für das Grenzgebiet hoher Zusatzluftmengen geben allerdings die Gleichungen 49 bis 51 keine restlose Auskunft, da dort die Wärmeübergangs-Grenzbedingung des Lufterhitzers (i) (Abschnitt 8) ihren Einfluß auszuüben beginnt.

7. Kriterium der Nützlichkeit der Zwischenschaltung eines Luftsystems zu einer Dampfanlage

Aus Gl. 49 können noch folgende Schlüsse gezogen werden:

Die Zuschaltung einer Luft-Ergänzungsanlage zu einer Dampf-anlage ist so lange von Vorteil als das β -Glied von Gl. 49 positiv bleibt, nämlich so lange

$$\eta_{nIII} > \frac{1-K}{1+\zeta} \cdot \eta_{nII} \quad (57)$$

Für $\zeta = 0$ lautet diese Bedingung:

$$\eta_{nIII} > (1-\gamma) \eta_{nII} \quad (58)$$

Da $(1-\gamma) < 1$, ist eine Erhöhung von n stets gewährleistet, so lange der Leistungs-Wirkungsgrad des Luftsystems größer oder gleich demjenigen des Dampfsystems ist.

a) *Erweiterung von Gegendruck-Dampfananlagen auf DL-Anlagen*

Bei *Gegendruck-Anlagen* ist diese Bedingung stets erfüllt, da das Leistungsverhältnis η_{nII} in der Gegend von 10 ÷ 20% liegt, während die Gasturbinen-Wirkungsgrade η_{nIII} heute nahe bei 30% liegen. *Das Zuschalten einer Luftturbine zu einem Heizkraftwerk führt daher stets auf höhere spez. Leistungen, n , und ist deshalb gemäß den Ableitungen von Kap. IV (Gl. 19, Fig. 13) stets von Vorteil.*

b) *Erweiterung von Kondensationsanlagen auf DL-Anlagen*

Bei *Kondensationsanlagen* ist wegen $q = 0$ die spezifische Nutzleistung $n = 1 - v$ identisch mit dem thermischen Wirkungsgrad der Anlage. Auf Grund von Gl. 49 und 58 können wir daher ausagen, *daß durch das Zuschalten einer Luftturbinen-Anlage zu einer Dampfturbinenanlage gleichen thermischen Wirkungsgrades eine kombinierte Anlage entsteht, deren thermischer Wirkungsgrad höher liegt als derjenige der Einzelanlagen.*

Für $\eta_{nII} = \eta_{nIII}$ ergibt Gl. 49:

$$\underline{n_{\beta} = \eta_{DL} = \eta_{CD} \cdot [\eta_I + \beta (A - 1) (\zeta + K)]} \quad (59)$$

mit η_{DL} = Therm. Wirkungsgrad der DL-Anlage

η_{CD} = Therm. Wirkungsgrad der Kondensationsanlage

≡ „ „ „ „ „ Gasturbinenanlage.

Starke luftseitige Expansion (β), hohe Zusatzluftmenge (ζ), gute Kopplung (K), d. h. hohe Verbrennungslufttemperatur (γ) und gute Ausnützung der Zusatzluft-Abwärme im Luft-Economiser (ϵ), sowie hoher Luftüberschuß bei der Verbrennung sind daher die maßgebenden Faktoren, welche den Wirkungsgrad der kombinierten Kondensations-Anlage günstig beeinflussen. Der hohen Verbrennungslufttemperatur stehen praktische Schwierigkeiten (Rostbelastung) entgegen; die Grenzwerte der Faktoren β , $(A - 1)$ und ζ sind dagegen durch die notwendigen Temperaturspannungen am Lufterhitzer gegeben (Vergl. Abschnitte 8 und 11).

8. Die maximale Zusatzluftmenge

Mit wachsender Leistung fallen die Temperaturen und Wärmeinhalte der Gase am Austritt aus dem Lufterhitzer (t_{6I} , i_{6I} , Fig. 2) ab.

Ein beliebiges Absinkenlassen dieser Werte ist nicht möglich, da man am Lufterhitzer (i) (Fig. 2) einen positiven Wärmeübergang mit genügendem Temperaturgefälle benötigt. Als Kriterium für die tiefstzulässige Gastemperatur t_{6I} wird die Bedingung $t_{6I} = t_{6III}$ aufgestellt.

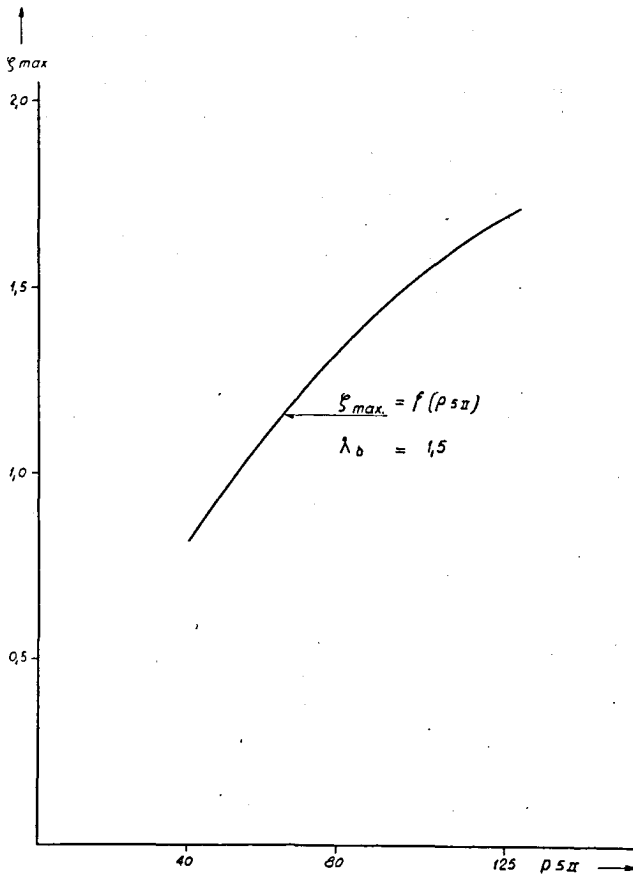


Fig. 15. Zusatzluft-Faktor

Ohne auf die analytische Durchrechnung der maximal zulässigen Luftmenge einzutreten, seien kurz deren Resultate zusammengefaßt:

a) Es läßt sich eine Grenzbedingung von der Form

$$\zeta_{max} = \frac{Z_1 - \lambda Z_2 - \beta(\lambda - 1) Z_3}{\beta(\lambda - 1) Z_4} \quad (60)$$

ausrechnen, wobei Z_1 bis Z_4 von λ und β unabhängig sind.

b) In allen 4 Z -Konstanten findet man als ausschlaggebende Größe das Verdampfungs- und Überhitzungs-Verhältnis

$$\eta_{3II\ 5II} = \frac{i_{5II} - i_{3II}}{i_{5II} - i_{1II}} \quad (61)$$

Je kleiner $\eta_{3II\ 5II}$, d. h. je höher der Dampfdruck ist, umso größer ist die maximal zulässige Luftmenge (Fig. 15).

c) Maximale Zusatzluftmenge (ζ), Verbrennungs-Luftüberschuß (λ) und Expansionsstärke der Luftanlage (β) sind im Grenzfalle maximaler Leistung voneinander abhängig, da sie alle derselben Grenzbedingung (60) unterworfen sind. Dies verflacht den Einfluß der Einzelgrößen auf die maximal mögliche Leistung. (Vgl. Abschnitt 11.)

9. Die Gastemperaturen am Überhitzer

a) *Die Temperaturerhöhungen, verursacht durch das Zuschalten der Luftanlage*

Durch das Zuschalten einer Luftanlage zu einer bestehenden Dampfanlage treten Temperaturerhöhungen am Dampfüberhitzer ein.

Die Wärmeinhaltserhöhungen am Überhitzer, welche durch das *Zuschalten der Luft-Anlage* bedingt sind, lassen sich auf zwei Ursachen zurückführen: einmal auf die Erhöhung der Brennlufttemperatur (Δt_{II} , Δi_{II}) und sodann auf die Verminderung der Wärmeabgabe an das Dampfsystem, infolge Reduktion der spezi-

fischen Dampfmenge. (Dampfreduktionszahl ϑ .) Entsprechend gliedern sich die Temperaturerhöhungen in 2 Teile, deren erster von Δi_{1I} , deren zweiter von ϑ abhängig ist.

Die durch das Zuschalten der Luftanlage verursachten Wärmeinhaltserhöhungen lassen sich auf Grund von Zwischenrechnungen wie folgt anschreiben:

Vor dem Überhitzer:

$$\Delta i_{4I} = i_{4I\beta} - i_{4I\alpha} = \frac{1}{A} [\Delta i_{1I} (A-1) + \eta_I \cdot \eta_{3II 4II} \cdot (1-\delta) \cdot Hu] \quad (62)$$

Nach dem Überhitzer:

$$\Delta i_{5I} = i_{5I\beta} - i_{5I\alpha} = \frac{1}{A} [\Delta i_{1I} (A-1) + \eta_I \cdot \eta_{3II 5II} \cdot (1-\delta) \cdot Hu] \quad (63)$$

wobei

$$\eta_{3II 4II} = \frac{i_{4II} - i_{3II}}{i_{5II} - i_{1II}} \quad (64)$$

und $\eta_{3II 5II}$ (Gl. 61) den Verdampfungs-, bzw. den Verdampfungs- und Überhitzungsanteil an der gesamten Dampfaufheizung darstellen.

Vielfach arbeiten die Dampfanlagen schon heute mit Luftvorwärmung; in diesem Falle wird Δi_{1I} klein oder verschwindet ganz; über die Größe des zweiten Summanden von Gl. 62 und 63 gibt Fig. 16 Auskunft. Es sind dort die prozentualen Temperaturerhöhungen einer Anlage nach Fig. 2 in Funktion des Kesseldruckes aufgetragen. Die Temperaturerhöhungen am Überhitzer liegen in der Größenordnung von 10 ÷ 20%.

b) Die Kompensation der Temperaturerhöhungen

Ein Mittel, die Temperaturen am Überhitzer (d) (Fig. 2) trotz Zuschalten der Luftanlage tief zu halten, stellt die Abzweigung eines Teiles der Verbrennungsgase und dessen Zumischung nach dem Verdampfer oder Überhitzer dar. Dieser Abzweigung werden wir beim Studium der Teillast-Verhältnisse wiederum begegnen (Kapitel VI), weshalb sie hier etwas genauer untersucht sein möge.

Betrachten wir zunächst den allgemeinen Fall einer Umführung von n beliebigen Wärmeabgabestellen $q_{0,1}, q_{1,2}$ bis $q_{v,v+1}$ (Fig. 17). Vom wärmeabgebenden Arbeitsmittel mit dem Fördergewicht g_0 und dem Wärmehalt i_0 an der Zulaufstelle werde der Anteil $\rho_0 \cdot g_0$ vor dem Eintritt in die Kette abgezweigt; nach jeder Wärmeabgabestelle werde wiederum ein Teil des abgezweigten Mittels dem Hauptstrom zugemischt ($\rho_1 g_1, \rho_2 g_2 \dots$). Die Hauptstrom-Fördermenge

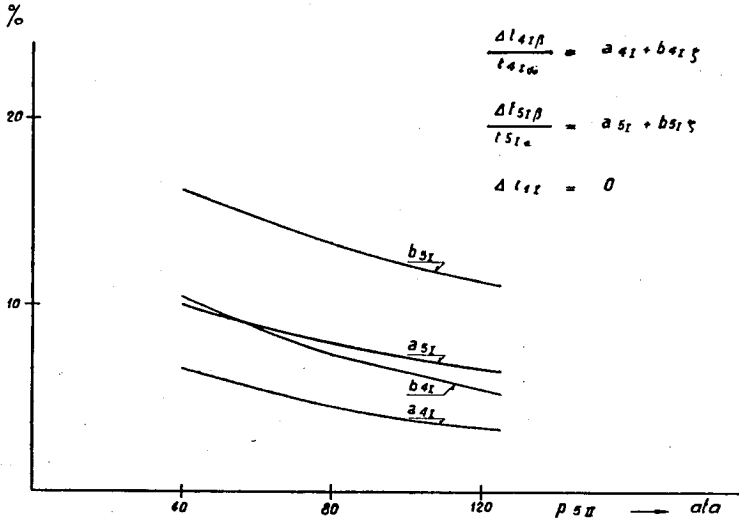


Fig. 16. Temperatur-Erhöhung am Überhitzer

betrage vor der ν -ten Wärmeabgabestelle $g_{\nu-1}$, die dazugemischte Fördermenge $\rho_{\nu-1} \cdot g_{\nu-1}$, usw. gemäß Fig. 17. Mit den in Fig. 17 angegebenen Bezeichnungen lassen sich die Wärmehalte des Hauptstromes an den beliebigen Zwischenelementen wie folgt anschreiben:

Vor der Zumischung von $\rho_\nu g_\nu$:

$$i'_\nu = i_0 - \frac{\xi \sum_0^{\nu-1} q_{\xi, \xi+1}}{g_0 (1 - \rho_0) \xi \prod_1^{\nu-1} (1 + \rho_\xi)} \quad (65)$$

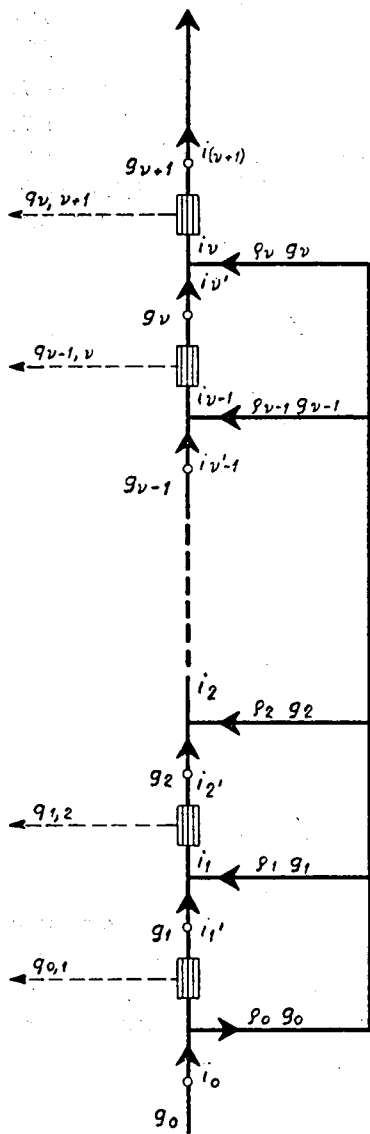


Fig. 17. Prinzipschema

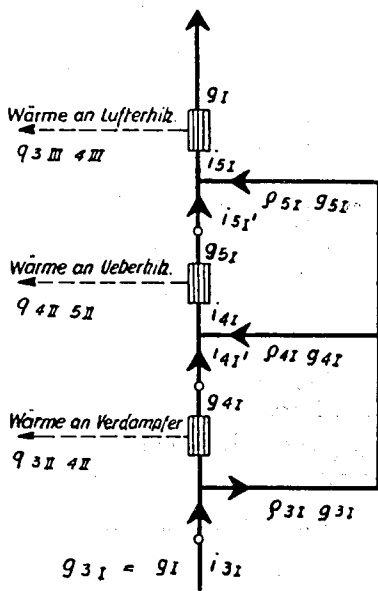


Fig. 18. Kesselschema

Umführung

Nach der Zumischung von ρ_ν g_ν :

$$i_\nu = i_0 - \frac{\xi \sum_0^{\nu-1} q_{\xi, \xi+1}}{g_0(1-\rho_0) \xi \prod_1^\nu (1+\rho_\xi)} \quad (66)$$

Für die abgezweigten und wieder zugeführten Teilmengen gilt ferner die Beziehung:

$$(1-\rho_0) \xi \prod_1^\nu (1+\rho_\xi) = 1 \quad (67)$$

Auf Grund dieser Zusammenhänge kann an jeder Stelle die Temperatursenkung infolge Umführung berechnet werden. In Anwendung der allgemeinen Resultate auf den Spezialfall der *Fig. 18*, d. h. auf die Hintereinanderschaltung von Verdampfer, Überhitzer und Lufterhitzer, lassen sich die Temperatursenkungen am Austritt aus dem Verdampfer ($\Delta i'_{4I} \rho$) und aus dem Überhitzer ($\Delta i'_{5I} \rho$) ermitteln und den in Abschnitt *a* berechneten Temperaturerhöhungen $\Delta i_{4I\beta}$ und $\Delta i_{5I\beta}$ gleichsetzen.

Die so erhaltenen *Kompensationsbedingungen* ergeben zusammen mit Gl. 67 folgende Bedingungsgleichungen für die Umführungsanteile ρ_{3I} , ρ_{4I} und ρ_{5I} (bei völliger Kompensation der durch die Luftturbinenanlage verursachten Temperaturerhöhungen):

$$\rho_{3I} = \frac{(\Lambda-1) \cdot \Delta i_{1I} + \beta(\Lambda-1)(1-K) \cdot \eta_{3II} \eta_{4II} \cdot Hu}{\eta_I \cdot \eta_{3II} \eta_{4II} \cdot Hu + (\Lambda-1) \cdot \Delta i_{1I}} \quad (68)$$

$$\rho_{4I} = \frac{(\Lambda-1) \cdot \Delta i_{1I} \left(\frac{\eta_{3II} \eta_{5II}}{\eta_{3II} \eta_{4II}} - 1 \right)}{\eta_I \cdot \eta_{3II} \eta_{5II} \cdot Hu - (\Lambda-1) \cdot \Delta i_{1I}} \quad (69)$$

$$\rho_{5I} = \frac{(\Lambda-1) \cdot \Delta i_{1I} + \beta(\Lambda-1)(1-K) \cdot \eta_{3II} \eta_{5II} \cdot Hu}{\eta_{3II} \eta_{5II} \cdot Hu [\eta_I - \beta(\Lambda-1)(1-K)]} \quad (70)$$

Für $\Delta i_{1I} = 0$ lauten die Abzweig-Faktoren:

$$\rho_{3I} = \frac{\beta(\Lambda - 1)(1 - K)}{\eta_I} \quad (68a)$$

$$\rho_{4I} = 0 \quad (69a)$$

$$\rho_{5I} = \frac{\beta \cdot (\Lambda - 1) \cdot (1 - K)}{\eta_I - \beta(\Lambda - 1) \cdot (1 - K)} \quad (70a)$$

Auch mit Erhöhung der Brennlufftemperatur ($\Delta i_{1I} \neq 0$) bleibt der Abzweiganteil ρ_{4I} meist vernachlässigbar klein (Abschnitt 10), so daß wir zusammenfassend aussagen können:

Um die Temperaturen am Überhitzer nicht über den Betrag ansteigen zu lassen, den sie ohne Luftergänzung aufweisen würden, braucht man im allgemeinen nur die Verbrennungsgasmenge $\rho_{3I} \cdot g_I = \rho_{3I} \cdot \frac{A}{Hu}$ um den Verdampfer und Überhitzer herumzuführen und dieselbe vor dem Lufterhitzer wieder der Hauptmenge beizumischen. Die umgeführte Gasmenge wächst naturgemäß mit dem Luftüberschuß $(\Lambda - 1)$ und der Stärke der Luftanlage (β) an. Wiederum wirkt eine gute Kopplung mäßigend $(1 - K)$.

10. Zahlenbeispiel

Es wird als Grundlage folgendes Zahlenbeispiel behandelt: (Schaltung nach Fig. 2):

Gegeben sei ein Heizdampf-Bedarf von 5 ata Dampfdruck; es wird leicht überhitzter Dampf benötigt. Zu untersuchen ist, welche η - μ -Werte mit und ohne Luftergänzung erzeugt werden können. Es soll der Einfluß der verschiedenen Variablen (Luftüberschuß, Luftexpansion, Zusatzluftmenge usw.) auf die Leistungserzeugung ermittelt werden.

Auf Grund dieser Aufgabenstellung nehmen wir einen Heizdampf von 165°C bei 5 ata Druck, d. h. einen Wärmeinhalt von $i_{7II} = 664$ Kcal/kg an, was der Forderung nach leichter Überhitzung entspricht. Als Kesseldruck wird zunächst 40 ata gewählt. Mit Hilfe der Entropietafel und bei Kenntnis des Wirkungsgrades der

Gegendruck-Dampfturbine können wir alle wichtigen dampfseitigen Zustandsgrößen sofort anschreiben (η_{nII} , η_{qII} usw.).

Alle diese Dampfdaten sind gänzlich unabhängig vom Luftsystem, gelten also sowohl für die reine Gegendruckanlage wie auch für DL-Anlagen beliebiger Luftturbinensysteme.

Im folgenden wird die Durchrechnung dieses Beispiels an Hand der wichtigsten Kenngrößen nur andeutungsweise wiedergegeben.

a) *Verbrennungsgassystem*

Es werden folgende Annahmen getroffen:

$$\lambda_b = 1,5$$

$$Hu = 7500 \text{ Kcal/kg}$$

und damit folgendes Resultat erhalten:

$$A = 17,3 \text{ kg Verbrennungsgase pro kg Brennstoff}$$

$$g_I = 2,31 \times 10^{-3}$$

$$g_{IL} = 2,17 \times 10^{-3}$$

$$g_{III} = (1 + \zeta) \cdot 2,17 \times 10^{-3}$$

$$g_b = 0,133 \times 10^{-3}$$

$$\eta_I = 86\%$$

$$\eta_{nII} = 12,3\%$$

$$\eta_{qII} = 86,2\%$$

$$\eta_{vII} = 1,5\%$$

b) *Luftsystem*

Annahmen:

$$\beta = 9,7 \times 10^{-3}$$

$$\gamma = 0,631$$

$$\epsilon = 0,406$$

$$1-K = 0,37 + \zeta \cdot 0,59$$

$$\eta_{nIII} = 28,5\%$$

$$\eta_{qIII\zeta} = 22,5\% \div 0 \text{ je nach Möglichkeit der Abwärme-Ausnützung}$$

$$\eta_{vIII(1+\zeta)} = 7,9\%$$

$$\eta_{vIII\zeta} = 0 \div 22,5\% \text{ je nach Möglichkeit der Abwärme-Ausnützung}$$

c) *Das Dampfsystem*

a) Spez. Dampfmenge:

$$g_{II\alpha} = 1,248 \times 10^{-3} \text{ für die reine Gegendruck-Anlage} \quad (42)$$

$$g_{II\beta} = (1,165 - 0,135 \cdot \zeta) \times 10^{-3} \text{ für die DL-Anlage} \quad (40b)$$

Spez. Dampfreduktionszahl:

$$\partial = 0,93 - 0,108 \zeta \quad (43)$$

Bei der DL-Anlage ohne Zusatzluft beträgt daher die Reduktion der pro Kcal Brennstoff erzeugten Dampfmenge nur ca. 7%, mit steigender Zusatzluftmenge erhöht sich die Reduktion bis auf maximal etwa 16%.

Verdampfungsziffer:

$$\partial' = 8,67 - 1,01 \cdot \zeta \text{ (statt 9,3 bei der Gegendruck-Anlage).} \quad (45)$$

d) *Die spezifischen Energien*

In Abhängigkeit der Zusatzluftmenge finden wir:

$$n_{\beta} = 0,107 + (0,038 + 0,034 \cdot \zeta) = 0,145 + 0,034 \zeta \quad (49)$$

$$q_{\beta}(a) = 0,749 - (0,050 + 0,082 \cdot \zeta) = 0,699 - 0,0825 \zeta \quad (50a)$$

$$q_{\beta}(b) = 0,749 - (0,050 + 0,045 \cdot \zeta) = 0,699 - 0,045 \zeta \quad (50b)$$

$$v_{\beta}(a) = 0,144 + (0,012 + 0,048 \cdot \zeta) = 0,156 + 0,048 \zeta \quad (51a)$$

$$v_{\beta}(b) = 0,144 + (0,012 + 0,011 \cdot \zeta) = 0,156 + 0,011 \zeta \quad (51b)$$

Die Indices *a* und *b* bei den *q*- und *v*-Werten beziehen sich auf die beiden Fälle ohne (*a*) und mit (*b*) Ausnützung der Zusatzluft-Abwärme.

Der vor den Klammer-Ausdrücken stehende Summand gibt direkt die Werte n_{GD} , q_{GD} , v_{GD} der äquivalenten Gegendruck-Anlage. Die Klammerausdrücke stellen den Einfluß der Luftseite dar.

Mit diesen Zahlenwerten ist das Heizkraftwerk im η - μ -Diagramm der *Fig. 13* festgelegt, und zwar gibt die reine Gegendruck-Anlage den Punkt *B* (10,7%, 74,9%, 14,4% erster Summand) mit einem Leistungs-Wirkungsgrad von $\eta = 83\%$ und einem Mengen-Verhältnis von $\mu = 0,123$, je bezogen auf die leistungslose Grundanlage des

gewöhnlichen Dampfkessels (Gl. 15 und 16). Die DL-Anlage ohne Zusatzluft liegt in *Fig. 13* für $\zeta = 0$ bei C (14,5%, 69,9%, 15,6%), d. h. bei $\eta = 77\%$, $\mu = 0,178$. Für die maximale Zusatzluftmenge von $\zeta = 0,81$ werden die Punkte C_a ($n = 17,3\%$, $q = 63,2\%$, $v = 19,5\%$, $\eta = 65\%$, $\mu = 0,235$) ohne Ausnützung der Zusatzluft-Abwärme, bzw. C_b ($n = 17,3\%$, $q = 66,2\%$, $v = 16,5\%$, $\eta = 75\%$, $\mu = 0,224$) bei voller Abwärmeausnützung erreicht.

Als maximale Zusatzluftmenge wird $\zeta = 0,81$ gefunden (für $t_{6I} \sim t_{6III}$).

Die Vermeidung der Temperaturerhöhungen durch das Mittel der Heißgasumführung führt auf folgende Umföhrungsfaktoren

$$\rho_{3I} = 0,219 \div 0,294 \text{ für } \zeta = 0 \div \zeta = \zeta_{max} \quad (68)$$

$$\rho_{4I} = 0,029 \text{ für alle } \zeta \quad (69)$$

$$\rho_{5I} = 0,245 \div 0,387 \text{ für } \zeta = 0 \div \zeta = \zeta_{max} \quad (70)$$

Obwohl hier die Brennluffttemperatur durch die Luftanlage von $t_{4I} = 15^\circ\text{C}$ auf 206°C gehoben wurde, bleibt der Faktor ρ_{4I} sehr klein, was die früher gemachte Aussage bestätigt, daß eine gemeinsame Umführung von Verdampfer und Überhitzer gemäß Gl. 68a und 70a genügt.

e) Effektivwerte

Nimmt man eine Dampfanlage von $50 \text{ t/h} = 13,9 \text{ kg/sec}$ Dampfmenge an, so beträgt die Brennstoffwärme der Gegendruck-Anlage

$$Q_{b_{GD}} = \frac{13,9}{1,248} \times 10^3 = 11150 \text{ kcal/sec}$$

und jene der DL-Anlage:

$$Q_{b_{DL}} = \frac{13,9}{1,165} \times 10^3 = 11900 \text{ kcal/sec ohne Zusatzluft}$$

bzw. $\frac{13,9}{1,055} \times 10^3 = 13200 \text{ kcal/sec mit max. Zusatzluft.}$

Die Multiplikation der Brennstoff-Wärmemengen mit n , q , v , g_I usw. ergibt schließlich die effektiven Energien und Fördermengen. So werden z. B. die *Nutzleistungen*

Für die Gegendruck-Anlage	N_{GD}	= 5000 kW
Für die DL-Anlage ohne Zusatzluft	$N_{DL(\zeta=0)}$	= 7200 kW
Für die DL-Anlage mit max. Zusatzluft	$N_{DL(\zeta=\zeta_{max})}$	= 9500 kW

11. Der Einfluß der einzelnen Kenngrößen auf Leistung und Wirkungsgrad

(Auf Grund des Beispiels von Abschnitt 10)

a) Der Einfluß der Zusatzluftmenge

Wirkungsgrade und Leistungsmengen, d. h. die Beurteilungsgrößen η und μ der Heizkraftanlage (Fig. 13) sind aus Fig. 19 zu entnehmen; dort ist als praktisches Maß für die Leistungsmenge auch noch die Größe μ' aufgetragen:

$$\mu' = 1,165 \cdot Hu \cdot \mu \text{ in KWh/pro Tonne verfeuerte Kohle.}$$

Als Vergleichszahlen sind in Fig. 19 die entsprechenden Werte für die Gegendruckanlage (μ_{GD} , μ'_{GD} , η_{GD}) angegeben.

Die Leistungszunahme durch die Luftanlage beträgt demnach bei maximaler Zusatzluftmenge nahezu 100%, indem pro t Kohle bis zu 2050 KW erzeugt werden können, gegenüber 1060 KW bei der Gegendruck-Anlage. *Bei guter Ausnutzungsmöglichkeit der Zusatzluft-Abwärme wird man also immer die maximale Zusatzluftmenge anzuordnen versuchen*; kann dagegen die Zusatzluft-Abwärme nicht nutzbringend verwertet werden, so sind es wirtschaftliche Überlegungen, welche das optimale Maß der Zusatzluft bestimmen müssen.

b) Erhöhung der Luftüberschußzahl (λ_b , A)

Steigern wir zunächst, ausgehend vom Werte des behandelten Beispiels, die Luftüberschußzahl (λ_b) bei der Zusatzluftmenge $\zeta = 0$, so erhalten wir erwartungsgemäß einen Leistungs-Anstieg (*n* Fig. 20); allerdings nehmen auch die Verluste stark zu, weil die Abwärmeverluste des Gassystems mit wachsendem λ_b größer werden (Fig. 20, spez. Verluste v).

Ganz anders sehen dagegen die Verhältnisse aus, wenn man die-

Erweiterung Kessel-Dampf-Luft-Anlage

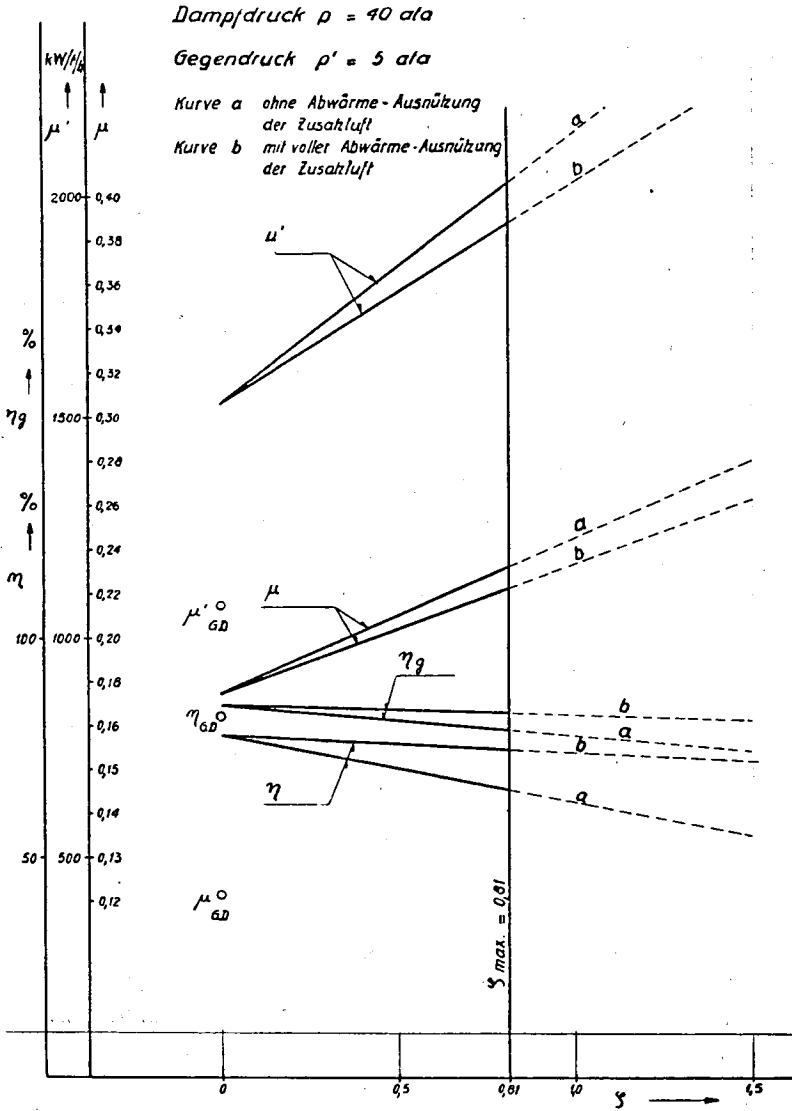


Fig. 19. Einfluß des Zusatzluft-Faktors

Spez. Kennzahlen

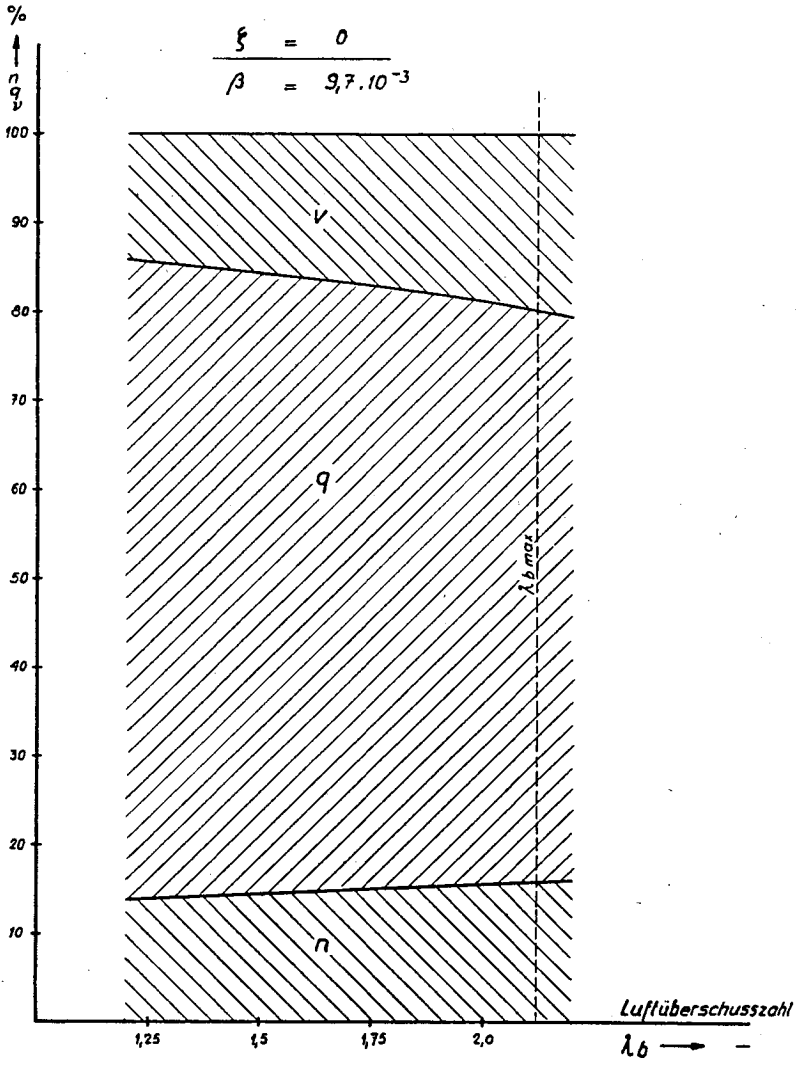


Fig. 20. Einfluß der Luftüberschusszahl

Spez. Kennzahlen

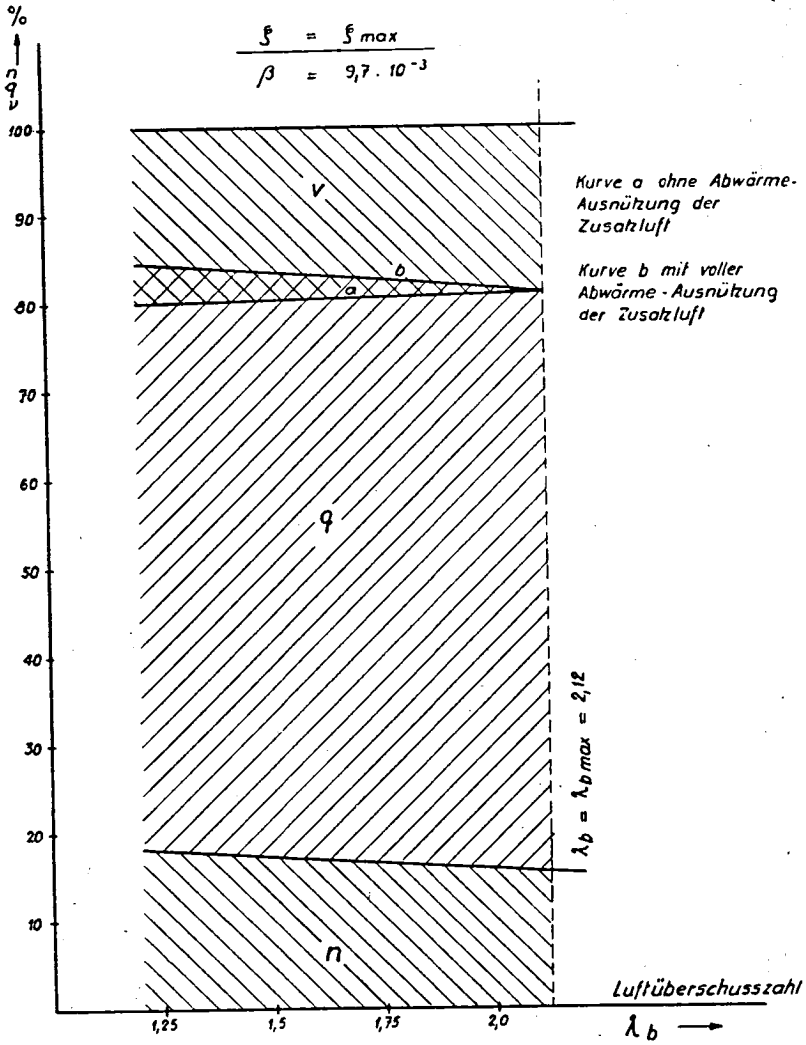


Fig. 21. Einfluß der Luftüberschußzahl

Spez. Kennzahlen

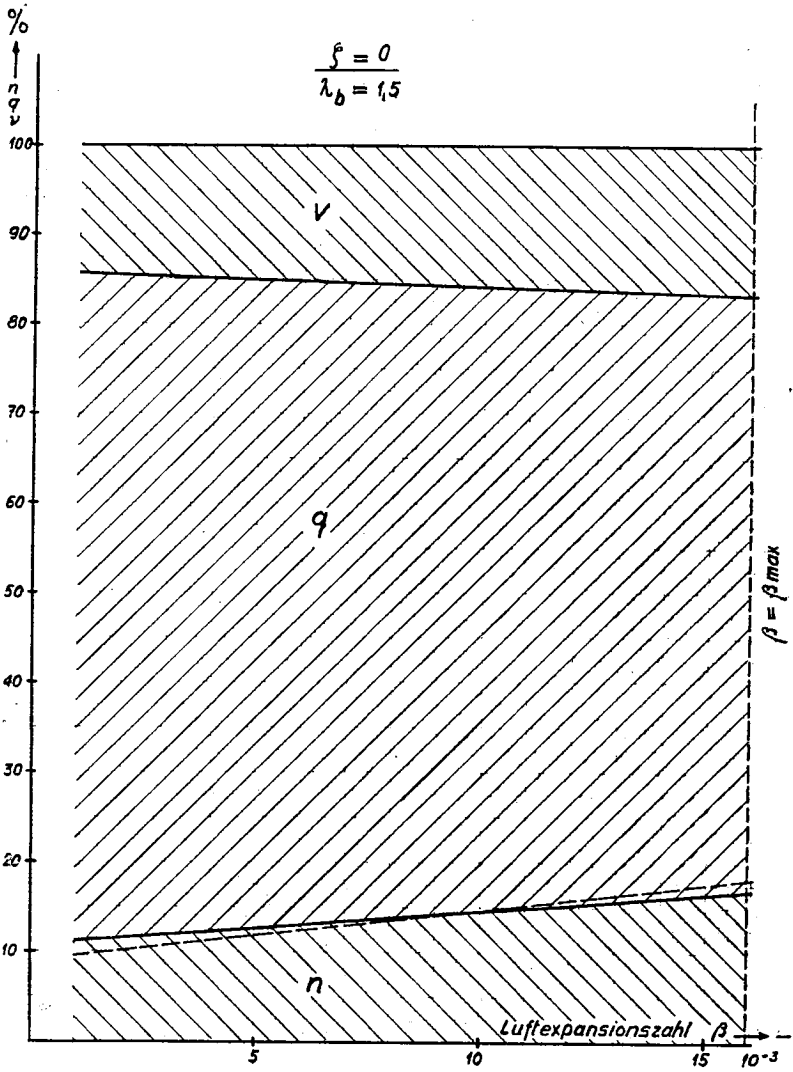


Fig. 22. Einfluß der Luftexpansionszahl

Spez. Kennzahlen

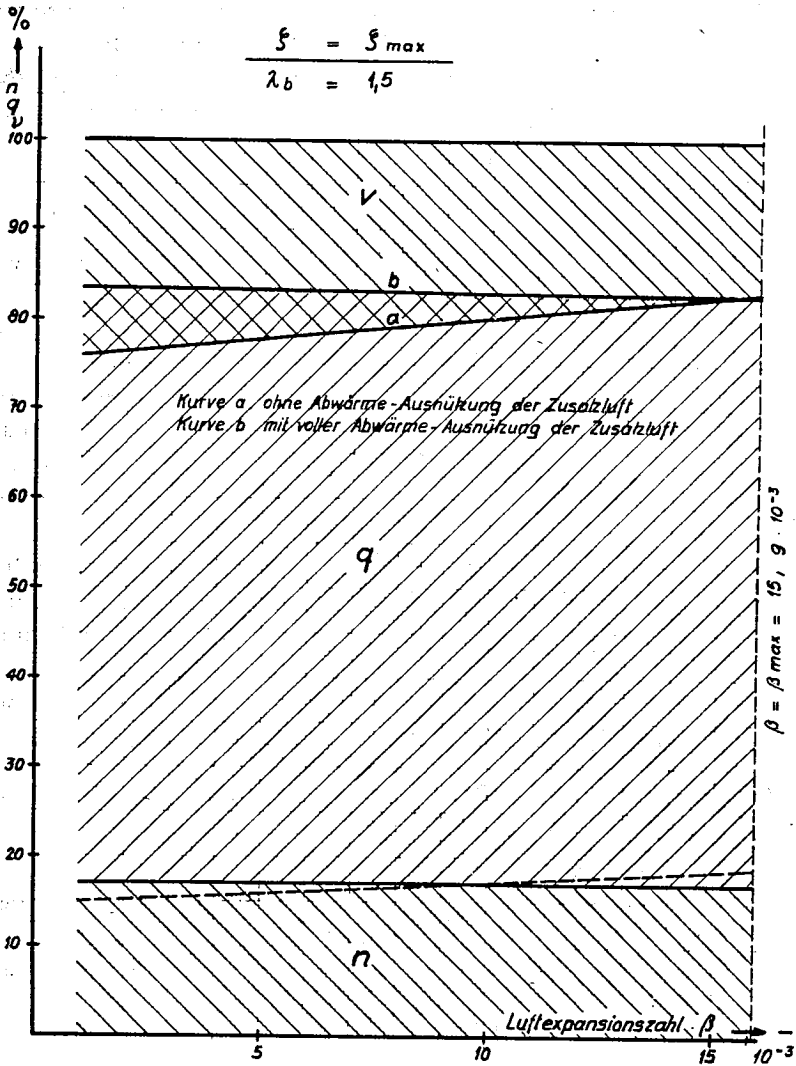


Fig. 23. Einfluß der Luftexpansionszahl

selbe Untersuchung bei $\zeta = \zeta_{max}$ ausführt (Fig. 21), was sich durch die Grenzbedingung der Wärmeübertragung (Gl. 60) erklärt.

Wie ein Vergleich mit Fig. 20 und Fig. 21 zeigt, ist ein Steigern der Luftüberschußzahl (λ_b) nicht zu empfehlen, da eine Erhöhung der Zusatzluftmenge von $\zeta = 0$ auf $\zeta = \zeta_{max}$ bei tiefer Luftüberschußzahl λ_b größere Leistungen bei geringeren Verlusten mit sich bringt, als eine Vergrößerung von λ_b bei $\zeta = 0$.

c) Erhöhung der Luftexpansionszahl (β)

Die Erhöhung von β kann auf verschiedene Weise erreicht werden; einmal durch Steigern des *Luftdruckes* und damit des Expansionsgefälles in der Luftanlage, sodann durch Steigern der *Temperatur* vor der Luftturbine und schließlich durch Anordnung von einer oder mehreren *Zwischenerhitzungen* an der Turbine. Je nach dem, welche dieser Maßnahmen getroffen wird, ändern sich mit β auch die Kopplungs-Faktoren γ , ϵ , K und der Wirkungsgrad, η_{nIII} . Wir betrachten den Fall der Variation von β bei konstanter Kopplung K und konstantem Wirkungsgrad η_{nIII} der Luftseite.

Fig. 22 und Fig. 23 zeigen, daß der günstige Einfluß von β auf die Leistung, welcher ohne Zusatzluft (Fig. 22) festzustellen ist, im Falle maximaler Zusatzluft (Fig. 23) verflacht wird, was wiederum mit der Grenzbedingung (60) zusammenhängt.

Es stellt sich demnach die Frage, ob es günstiger ist, β oder ζ zu steigern, um große Leistungsausbeuten zu erhalten.

Vom *baulichen* Standpunkt aus ist zu sagen, daß die Erhöhung von ζ größere *Maschinen-Querschnitte*, die Erhöhung von β jedoch größere *Stufenzahlen an Turbine und Kompressor* ergibt. Je nach der absoluten Leistung der Maschine und je nach der Art der Konstruktion und Fabrikation wird es im einzelnen Fall zu entscheiden sein, ob eine Erhöhung von β oder ζ willkommener ist.

Vom *thermischen* Standpunkt aus wird die oben gestellte Frage im folgenden Abschnitt behandelt.

d) Gemeinsame Darstellung des Einflusses von λ_b , ζ und β

Fig. 24—26 stellen die spezifische Leistung (n), die Wirkungsgrade (η) und Leistungsmengen (μ) (je bezogen auf die leistungs-

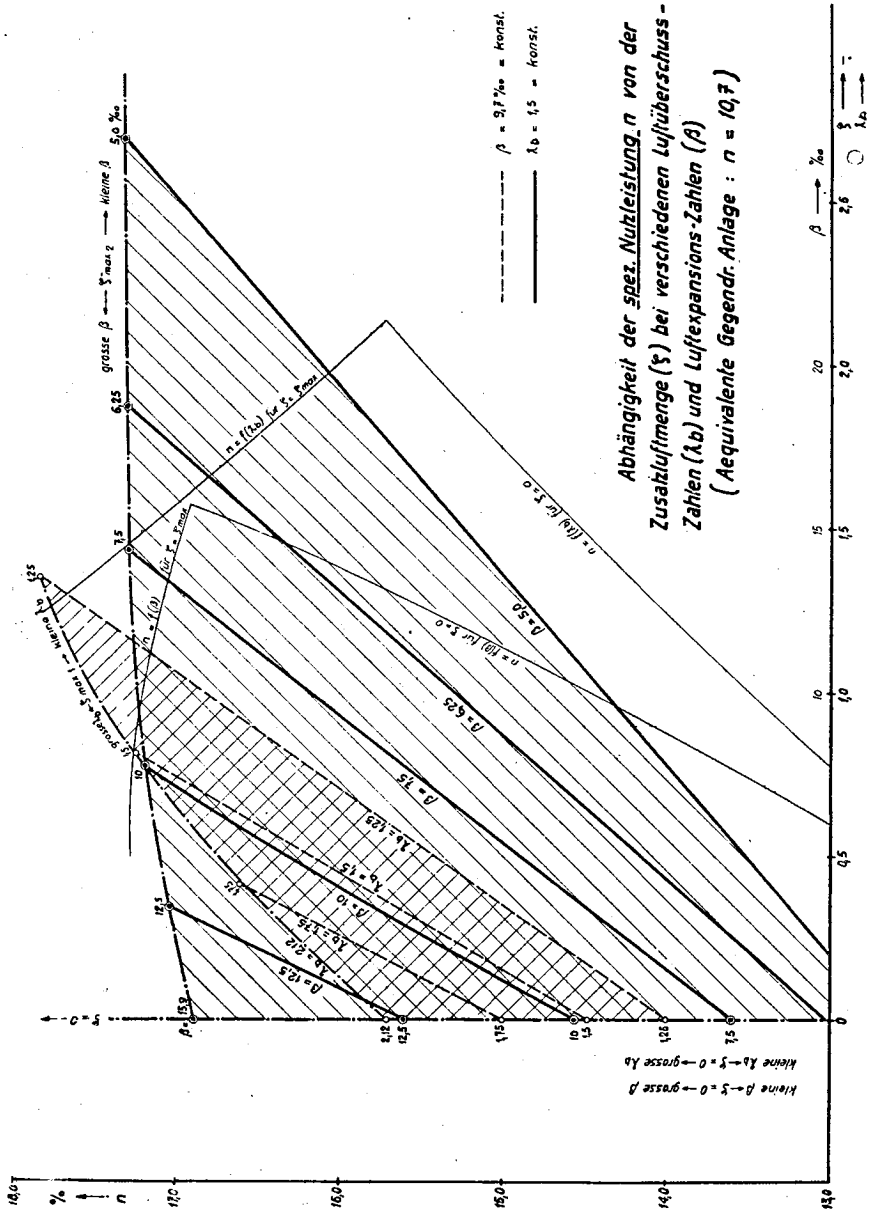


Fig. 24

**Wirkungsgrad η in Abhängigkeit von der
Zusatzluftmenge bei verschiedenen
Luftüberschuss (λ_b)- u. Luftexpansionszahlen (β)
(Äquivalente Gegendr. Anlage : $\eta = 83\%$)**

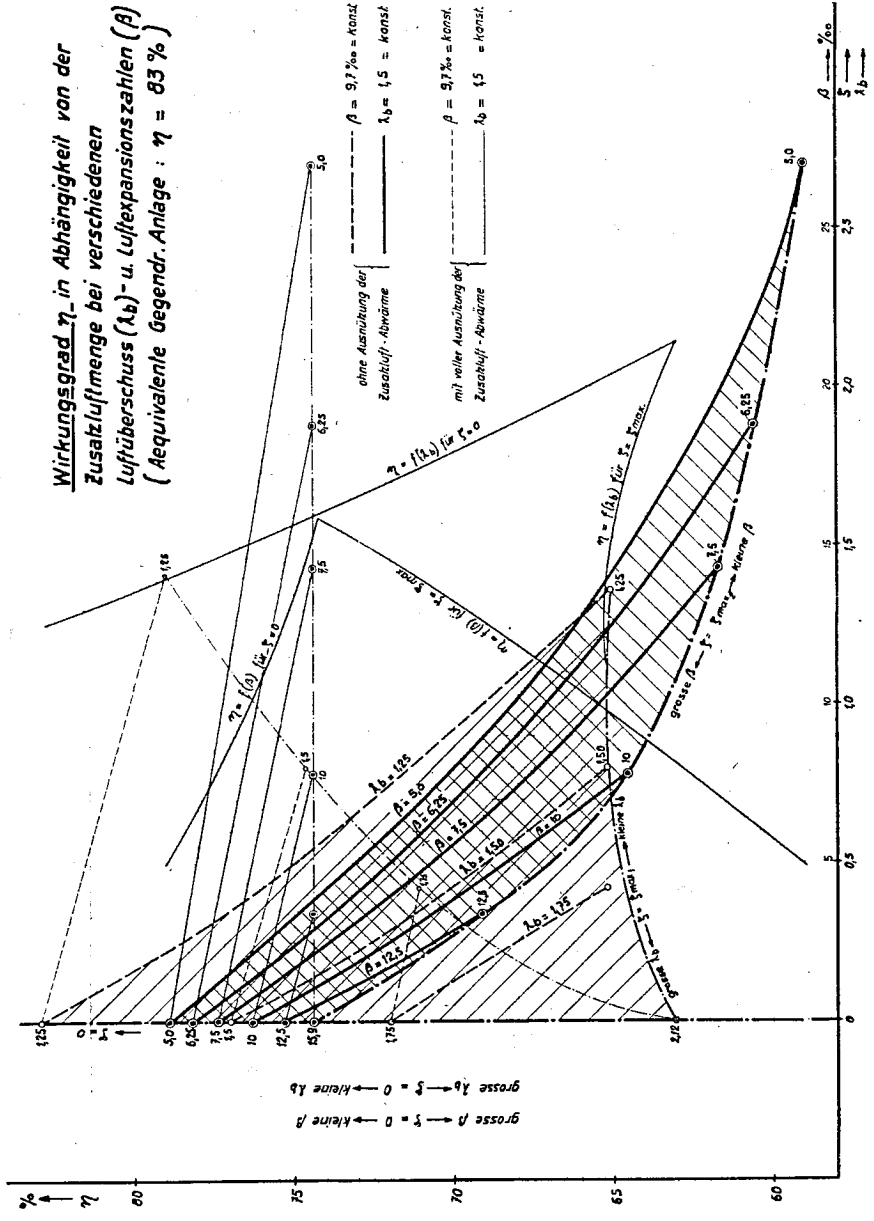


Fig. 25

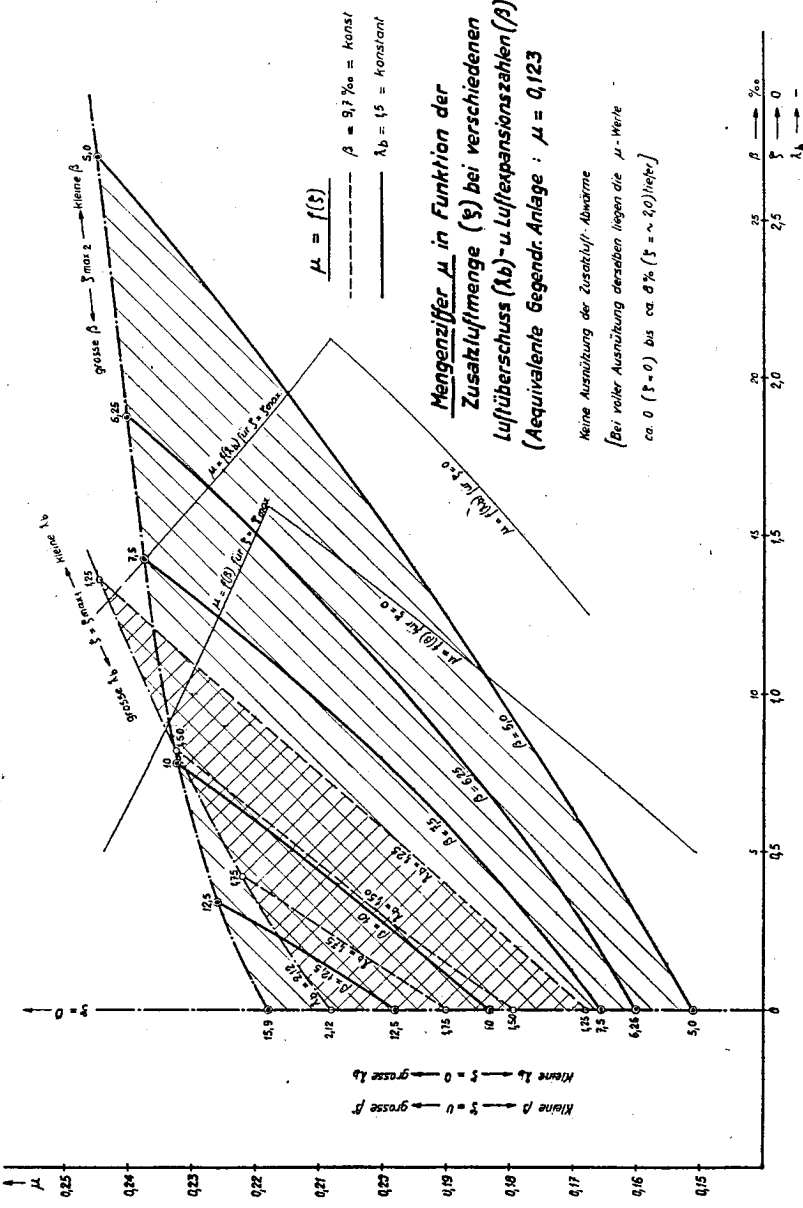


Fig. 26

lose Grund-Anlage), in Abhängigkeit von der Zusatzluftmenge (Faktor ζ) für verschiedene λ_b und β als Parameter dar. Ausgehend von den Werten $\lambda_b = 1,5$ und $\beta = 9,7\%$, welche dem behandelten Rechenbeispiel entsprechen, werden die beiden Beeinflussungsgrößen folgenderweise variiert:

Luftüberschußzahl: Von $\lambda_b = 1,25$ (ca. untere Grenze der guten Verbrennung) bis $\lambda_b = 2,12$ (Grenzwert bei $\zeta = 0$, $\beta = 9,7 \times 10^{-3}$). Dieses Gebiet variabler Luftüberschußzahl ist in Fig. 24 ÷ 26 durch Links-Schraffur hervorgehoben; es wird durch die Kurven $\lambda_b = 1,25$, $\zeta = 0$ und $\zeta = \zeta_{max_1}$ begrenzt.

Luftexpansionszahl: Von $\beta = 5,00/_{00}$ (ca. untere Grenze, welche noch praktisch in Frage kommt) bis $\beta = 15,90/_{00}$ (Grenzwert für $\zeta = 0$, $\lambda_b = 1,5$). Dieses Gebiet variabler Luftexpansionszahl ist in Fig. 24 bis 26 durch Rechts-Schraffur hervorgehoben; es wird durch die Kurven $\beta = 5,0/_{00}$, $\zeta = 0$ und $\zeta = \zeta_{max_2}$ begrenzt.

Ein zusammenfassender Vergleich der Fig. 24 ÷ 26 ergibt folgendes Bild:

a) *Keine Zusatzluft:* (Vertikale $\zeta = 0$ in Fig. 24 ÷ 26).

Sowohl λ_b als β stellen in diesem Falle *Mittel zur Steigerung der Leistung* dar. Die Erhöhung von β führt auf größere n als die Erhöhung der Luftüberschußzahl λ_b (Punkt $\beta = 15,9$ liegt in Fig. 24 und 26 höher als Punkt $\lambda_b = 2,12$). Besonders stark tritt der Vorteil einer Steigerung der Luftexpansion gegenüber jener des Luftüberschusses im Wirkungsgrade in Erscheinung: Fig. 25, Punkt $\beta = 15,90/_{00}$ liegt bedeutend über Punkt $\lambda_b = 2,12$.

β) *Maximale Zusatzluftmenge*

(Grenzkurven $\zeta = \zeta_{max_1}$ für λ_b und $\zeta = \zeta_{max_2}$ für β)

Leistungshöhe: (Fig. 24 und 26). Im Gegensatz zum Falle ohne Zusatzluft werden hier die Leistungsausbeuten bei *kleinem* β und *kleinem* λ_b erzielt. (Punkt $\beta = 5,0$, $\lambda_b = 1,25$ geben die höchsten n und μ .) Die Grenzbedingung des Luftherhitzers hat somit eine direkte Umkehr der Einflüsse von Luftüberschuß und Luftexpansion.

sion zur Folge. Vom Gesichtspunkte maximaler Leistungsausbeute ist daher bei maximalem ζ mit *kleinen* β und *kleinen* λ_b zu fahren.

Wirkungsgrad (Fig. 25): Ohne Ausnutzungsmöglichkeiten für die Zusatzluftabwärme liegen die kleinen β bei relativ niedrigen Wirkungsgraden. Aus diesem Grunde sind in allen Fällen, wo eine Abwärme-Ausnutzung nicht möglich ist, vom Gesichtspunkte des Wirkungsgrades aus *große* β anzustreben.

Zusammenfassend läßt sich daher sagen, daß *ohne Abwärme-Ausnutzung große β bei kleinen ζ , d. h. hohe Luft-Drücke, womöglich mit Zwischenerhitzung anzuordnen sind. Ist dagegen eine gute Ausnutzung der Zusatzluft-Abwärme möglich, so darf bei größeren Zusatzluftmengen die Luftexpansionszahl kleiner gewählt werden.* Die Luftüberschubzahlen sind dagegen in allen Fällen so klein als möglich zu wählen.

e) *Erhöhung des Dampfdruckes*

Der Einfluß des Dampfdruckes auf die spezifischen Leistungen n , q und v ist in *Fig. 27 und 28* für die DL-Anlage und ihre äquivalente Gegendruck-Anlage dargestellt. Die Steigerung des Kesseldruckes ist dabei so gewählt worden, daß bei den zu erwartenden Wirkungsgraden der Gegendruckturbine die Expansion stets auf den vom Heizsystem verlangten Dampfzustand ($p_{7II} = 5$ ata, $t_{7II} = 165^\circ\text{C}$) führt.

Gemäß *Fig. 27 und 28* steigt mit wachsendem Kesseldruck nicht nur die Leistung der Gegendruck-Anlage, sondern auch jene der DL-Anlage in ganz ähnlicher Weise. Der physikalische Grund dafür, daß wachsender Dampfdruck auch erhöhte Luftleistung ergibt, liegt darin, daß mit wachsendem Dampfdruck der Anteil der dem Speisewasser zugeführten Wärme relativ zur gesamten dem Dampf zugeführten Wärme steigt, d. h. $\eta_{3II,5II}$ sinkt und daher die maximal mögliche Zusatzluftmenge ansteigt (vgl. *Fig. 15*).

Die Wirkungsgrad- (η) und Mengenziffern μ' (je bezogen auf die leistungslose Kesselanlage) sind in Abhängigkeit des Dampfdruckes für die DL-Anlage in *Fig. 30*, für die äquivalente Gegendruck-Anlage in *Fig. 29* zusammengestellt; man sieht, daß der Vorsprung der DL-Anlage über den ganzen Druckbereich ziemlich konstant bleibt.

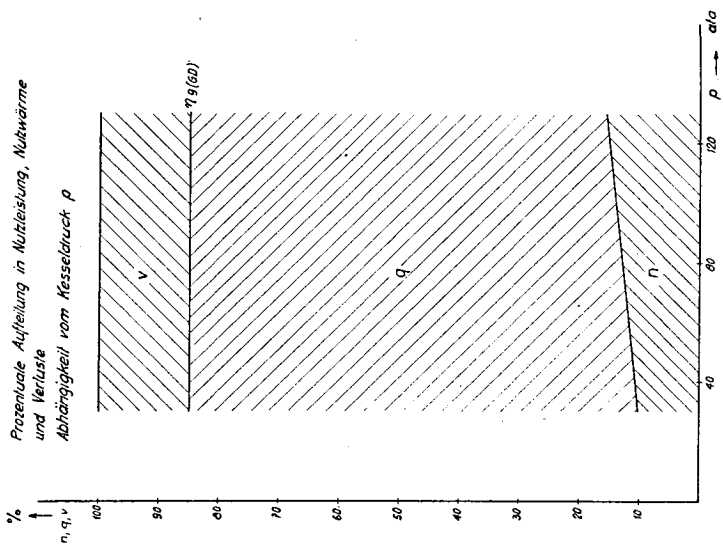


Fig. 27. Gegendruck-Dampf-Anlage

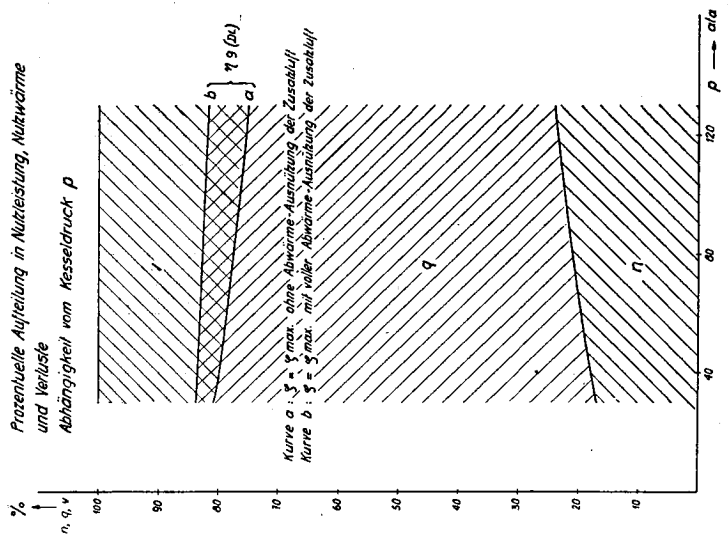


Fig. 28. Dampf-Luft-Anlage

**Leistungsmenge und Differenz-Wirkungsgr.
in Funktion des Dampfdruckes**

Gegendruck $p' = 5 \text{ at}$

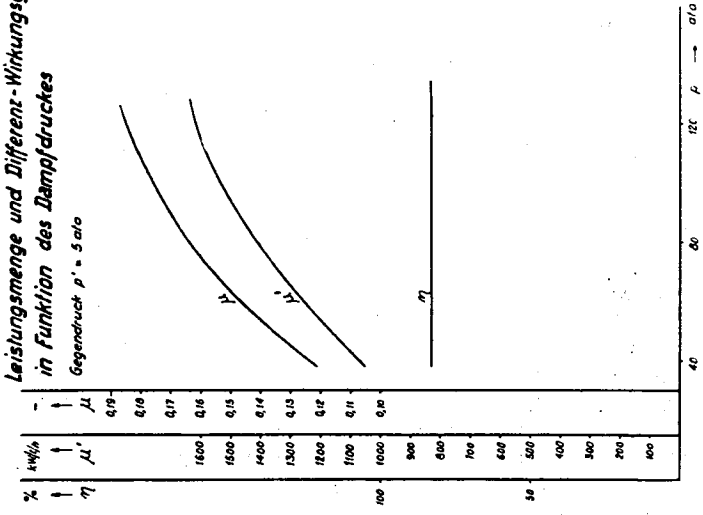


Fig. 29. Erweiterung Kessel-Gegendruck-Anlage

**Leistungsmenge und Differenz-Wirkungsgr.
in Funktion des Dampfdruckes.**

Gegendruck $p' = 5 \text{ at}$

Kurve a $S = S_{max}$ ohne Abwärme-Ausnutzung der Zusatzluft
 Kurve b $S = S_{max}$ mit voller Abwärme-Ausnutzung der Zusatzluft
 Kurve c $S = 0$

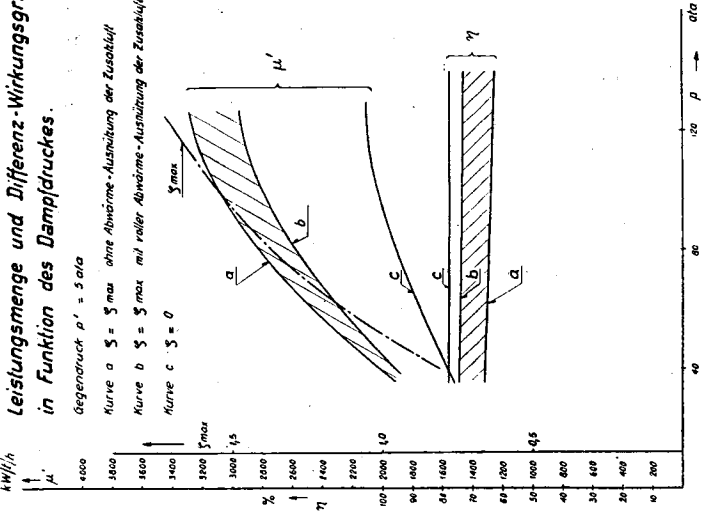


Fig. 30. Erweiterung Kessel-Dampf-Luft-Anlage

Eingetragen ins η - μ -Diagramm ergeben sich für die 3 Drücke 40, 80 und 125 ata die Punkte B , B' und B'' der Fig. 14 für die reine Gegendruck-Anlage; die zugehörigen DL-Anlagen liegen in den Bereichen C , C_a , C_b (für 40 ata), C' , C_a' , C_b'' (für 80 ata) und C'' , C_a'' , C_b'' (für 125 ata).

In Fig. 13 sind die Kurve $B F G H$ der Anzapf-Kondensations-Anlage und der Punkt J der Luftturbinen-Anlage mit Abhitze-Dampfkessel (Fig. 31) eingetragen. Zur Bestätigung dieser Zahlenwerte werde kurz folgende Rechnung durchgeführt:

12. Vergleich der D.L.-Anlage mit andern Heizkraft-Anlagen

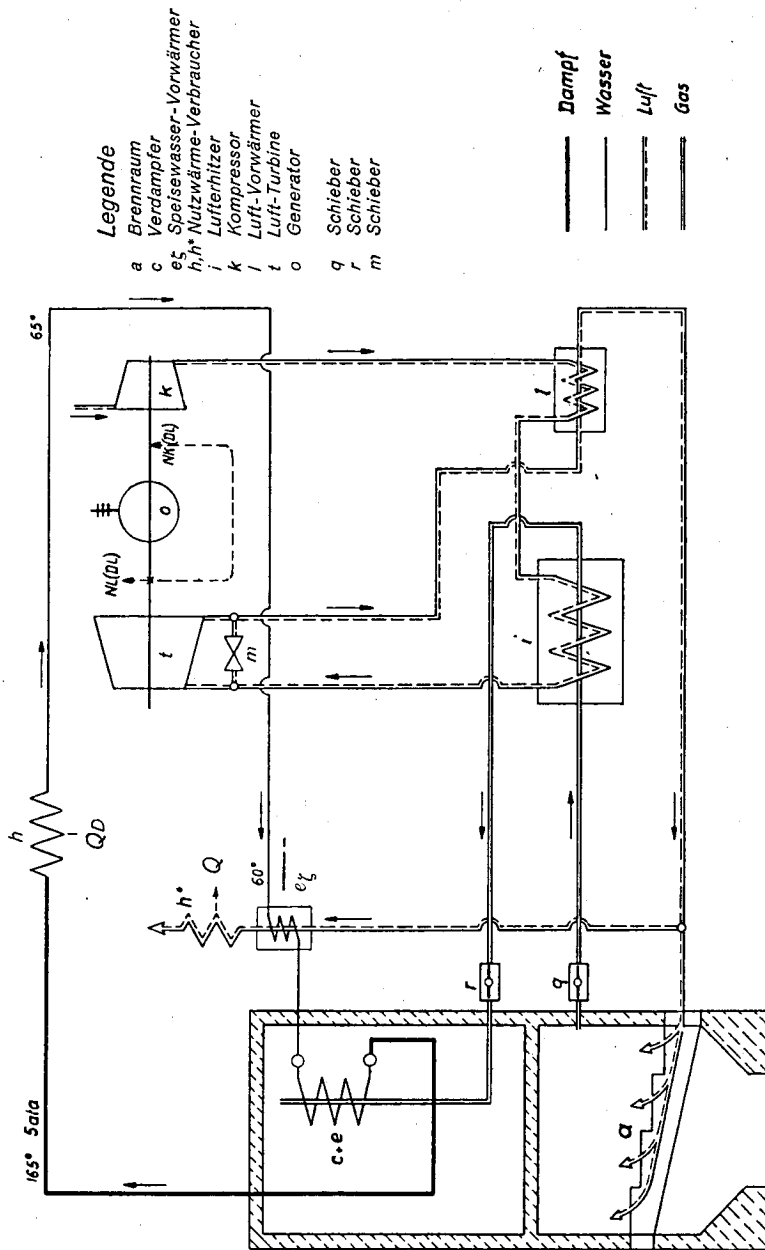
a) Anzapf-Kondensations-Anlage

Wir denken uns den gesamten Dampfstrom in die beiden Teilströme des Anzapf-Dampfes und des Kondensations-Dampfes unterteilt; für den Anzapf-Dampf entnehmen wir die spez. Kennzahlen n , q und v dem Abschnitt 10 dieses Kapitels ($n = 0,107$, $q = 0,749$, $v = 0,144$); für den Kondensationsdampf setzen wir einen thermischen Wirkungsgrad von 23% voraus, so daß die spezifischen Kennzahlen lauten: ($n = 0,230$, $q = 0$, $v = 0,770$). Durch anteilige Mittelung errechnen sich hieraus die Werte n , q , v , η und μ der Anzapfdampf-Anlage gemäß Tabelle 2.

Die μ - und η -Werte sind wiederum bezogen auf die leistungslose Grundanlage, mit $n = 0$ und $v = 14\%$; sie können daher direkt in Fig. 13 als Vergleichswerte zu den DL-Kurven eingetragen werden. (Kurve $F G H$.)

Tabelle 2

Kondensationsanteil zu Gegendruckanteil	n	q	v	μ	η	Punkte in Fig. 13
0	0,107	0,748	0,146	0,123	83,0	B
25%	0,132	0,598	0,270	0,190	43,3	F
50%	0,148	0,498	0,354	0,255	35,2	G
100%	0,168	0,374	0,458	0,385	29,7	H
∞	0,230	0	0,770	∞	23,0	∞



- Legende**
- a Brennraum
 - c Verdampfer
 - e_c Speisewasser-Vorwärmer
 - h, h* Nutzwärme-Verbraucher
 - i Lufterhitzer
 - k Kompressor
 - t Luft-Vorwärmer
 - o Generator
 - q Schieber
 - r Schieber
 - m Schieber

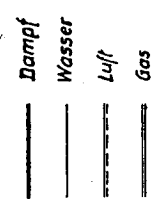


Fig. 31. Schema des Abhitzeessels als Grenzfall der DL-Anlage

Die Kurve der Anzapf-Kondensationsturbine ($B F G H$ in Fig. 13) fällt schon bei sehr kleinen Kondensationsmengen rasch ab, so daß sich gerade bei solchen Anlagen der Vorteil der DL-Anlage bemerkbar macht (vgl. Kurve BCD , bzw. BCE mit $BFGH$).

b) *Luftturbinen-Anlage mit Abhitzeessel* (Fig. 31)

Indem man in Fig. 2 die Verdampfung und Überhitzung hinter dem Lufterhitzer anordnet, gelangt man auf eine Luftturbinen-Anlage mit Abhitze-Dampfkessel (Fig. 31). Eine Leistungserzeugung auf der Dampfseite ist in diesem Falle kaum mehr möglich.

Rechnerisch geschieht der Übergang auf die Abhitze-Dampf-Anlage durch folgende Ansätze:

$$\begin{aligned} \eta_{3_{II} 4_{II}} = \eta_{3_{II} 5_{II}} &= 0 \\ \eta_{n_{II}} &= 0; \quad \eta_{q_{II}} = 1 - \eta_{v_{II}} = 0,985; \quad \eta_{v_{II}} = 0,015 \end{aligned}$$

Die maximal zulässige Luftüberschuß-Kennzahl wird wegen $\eta_{3_{II} 5_{II}} = 0$ beträchtlich groß, und zwar wird A_{max} im vorliegenden Beispiel: $A_{max} = 55,7$, was einer Luftüberschußzahl von $\lambda_b = ca. 5$ entspricht (bei $\zeta = 0$).

Der Wirkungsgrad des Gassystems sinkt bei diesem Luftüberschuß unter Beibehaltung der Abgastemperatur von $130^\circ C$ auf

$$\eta_I = 0,95 - \frac{36 \cdot 55,7}{7500} = 0,683 \quad (27)$$

Die spezifischen Kennzahlen lauten:

Spez. Nutzleistung	$n = 0,151$
Spez. Nutzwärme	$q = 0,485$
Spez. Verluste	$v = 0,354$

Für das η - μ -Diagramm von Fig. 13 berechnen wir:

$$\left. \begin{array}{l} \mu = 0,268 \\ \eta = 35 \% \end{array} \right\} \underline{\text{Punkt } J \text{ von Fig. 13}}$$

KAPITEL VI

Teillast der DL-Anlage

Übersicht. Es werden die beiden Fälle der *Wärme-Teillast* und der *Leistungs-Teillast* untersucht, und zwar zunächst im *stationären Zustand*.

Die Betriebskurven bei Teillast sind in hohem Maße vom Verhalten der Wärmeaustausch-Apparate (Verdampfer c , Überhitzer d , Lufterhitzer i , Economiser e und e_z [in Fig. 2]) abhängig. Eine explizite Darstellung der Berechnungen ist nicht möglich; vielmehr muß für jeden Teillast-Punkt eine Annahme (z. B. über den Wert einer Temperatur) getroffen und diese am Ende der Berechnung nachkontrolliert werden, was meist mindestens eine Wiederholung der Berechnung mit veränderter Annahme bedingt.

Das vorliegende Kapitel kann daher nur einen Auszug aus den Ergebnissen dieser Teillast-Untersuchungen geben.

Symboltabelle zu Kapitel VI

(soweit nicht schon in den Symbol-Tabellen zu den Kapiteln II, III, IV und V erklärt.)

Bemerkung: Wenn nicht durch Indices auf die spezielle Teillast (σ , oder $1/2$ usw.) hingewiesen wird, gelten die in Kap. IV und V verwendeten Zeichen für Vollast.

a) *Indices*

σ bezieht sich auf Teillastpunkte, mit Nutzwärme $Q_\sigma = \sigma \cdot Q$ ($1/1$), ($1/2$) usw. bezieht sich auf Vollast, Halbblast usw.

b) *Symbole*

- α = Brennstoffwärme-Verhältnis $\frac{\text{Vollast}}{\text{Teillast}}$
 η = Differenz-Wirkungsgrad im Vergleich zu einer leistungslosen Kesselanlage.
 η_{Δ} = Differenz-Wirkungsgrad im Vergleich zu einer Gegendruck-Anlage.
 G_{ζ} = Zusatzluft-Menge, welche durch den Luft-Economiser strömt.
 $G_{\zeta'}$ = Zusatzluft-Menge, welche den Verbrennungsgasen vor dem Lufterhitzer beigemischt wird.
 $G_{I(\sigma)}$ = Verbrennungsgasmenge im Teillastpunkt (σ).
 $G_{c,d}$ = Verbrennungsgasmenge, welche durch den Verdampfer c und den Überhitzer d strömt.
 G_u = Verbrennungsgasmenge, welche um den Verdampfer c und den Überhitzer d herumströmt.
 G_M = $G_{\zeta} + G_u$ = Mischgasmenge.
 $G_{i,e}$ = Verbrennungsgas-Menge, welche durch den Lufterhitzer i und den Gas-Economiser e strömt.
 $i_{\tau_{I(\sigma)}}$ = Wärmehalt der Kessel-Abgase bei der Teillast σ .
 $t_{\tau_{I(\sigma)}}$ = Temperatur der Kessel-Abgase bei der Teillast σ .
 μ = Leistungs-Mengen-Kennziffer, relativ zur leistungslosen Kesselanlage.
 ν = Leistungs-Mengen-Verhältnis, relativ zur Gegendruck-Anlage.
 \dot{Q}_{II} = effektive Wärme, welche dem Dampfsystem zugeführt wird.
 \dot{q}_{II} = spezifische Wärme, welche dem Dampfsystem zugeführt wird.
 σ = Verhältnis der abgegebenen Nutzwärme bei Teillast zu jener bei Vollast.

A. ALLGEMEINE BETRACHTUNGEN ÜBER DIE
TEILLAST- VERHÄLTNISSE BEI HEIZ- KRAFT- WERKEN

Nutzwärme und Nutzleistung von Heizkraft-Anlagen stehen in ganz bestimmtem Verhältnis zueinander (vgl. Gl. 19, Kap. IV): Bei einer Teillast-Regelung kann man daher nur *eine* der beiden Energie-Arten willkürlich einstellen: entweder verlangt man eine

bestimmte Teil-Wärme, speziell eine bestimmte Dampfmenge im Nutzwärmesystem h (Fig. 2) und nimmt dabei die anfallende Leistung der Gegendruck-Dampfturbine (g) in einem großen Netze auf, ohne dieselbe willkürlich einstellen zu können (*Fall der Wärme-Teillast*), oder man stellt auf eine ganz bestimmte Turbinen-Leistung ein und führt die anfallende Wärme ab (*Fall der Leistungs-Teillast*).

Auch für die Heizkraft-Anlage mit Luftturbinen-Ergänzung gelten die obigen Ausführungen, allerdings mit einigen zusätzlichen Variations-Möglichkeiten. So besitzt man im Falle der *Wärme-Teillast* Mittel, um die Leistung der Luftturbine bei variabler Dampfmenge in gewissen Grenzen zu steuern, d. h. sie weniger stark zusammenfallen zu lassen als jene der Gegendruck-Dampfturbine.

Umgekehrt kann man im Falle der *Leistungs-Teillast* die Luftturbinen-Leistung von Vollast bis Leerlauf ändern, ohne die vom Dampf abgegebene Wärme stark zu beeinflussen.

Im vorliegenden Kapitel werden die beiden Fälle der Wärme- und Leistungs-Teillast behandelt, ohne die luftseitige Wärmeabgabe in h_{ζ} zu berücksichtigen. Als Maß für die abgegebene Nutzwärme kann daher die Fördermenge G_{II} des Dampfsystems oder auch die Gegendruck-Dampf-Leistung in der Turbine (g) dienen ($N_{tII} = N_{II}$).

B. DIE WÄRME-TEILLAST

(= Teillast der Dampfseite)

Auf Grund des Zahlenbeispiels von Kapitel V werden nacheinander die Teillast der einfachen Gegendruck-Anlage und verschiedene Teillast-Regulierarten der Dampf-Luft-Anlage behandelt.

I. Einfache Gegendruck-Dampf-Anlage

Mit Hilfe des *Entropie-Diagrammes* läßt sich in bekannter Weise die Dampfmenge G_{II} in Abhängigkeit der Leistung N_{II} bestimmen.

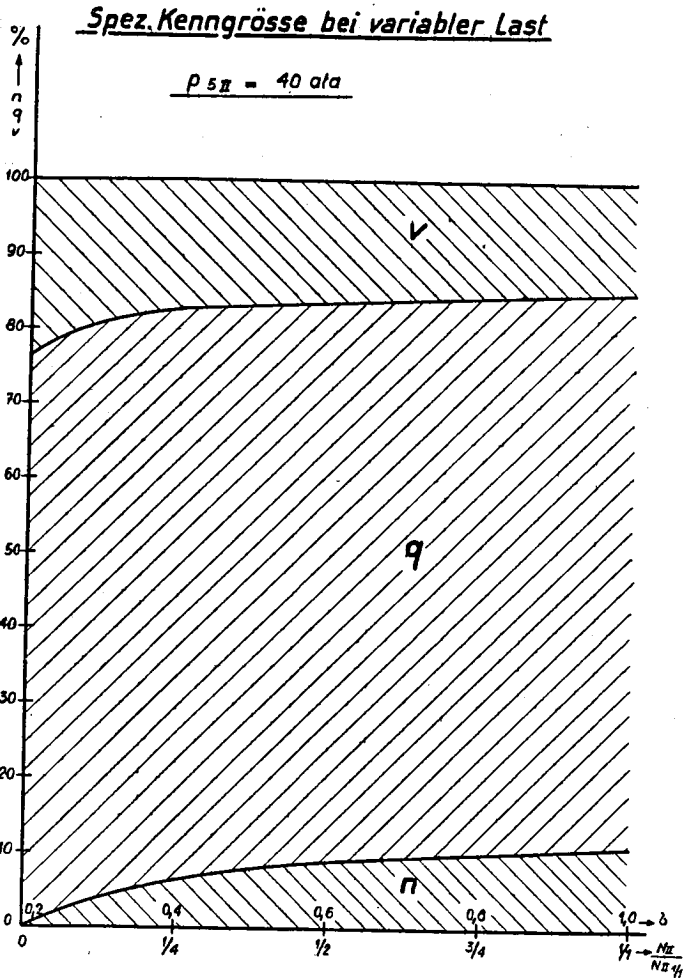


Fig. 32. Gegendruck-Anlage

Die Durchrechnung der drei Wärmeaustausch-Apparate c , d und e (Fig. 2) für gedrosselte Gasmenge ergibt die Beziehung der Gasmenge $G_{I(a,b)}$ in Funktion der Dampfmenge sowie den Wirkungsgrad η_I des Gassystems in Abhängigkeit der Last.

Schließlich bestimmt die Gasmenge G_I bei Annahme konstanter Luftüberschusses (und damit konstanter spezifischer Gasmenge)

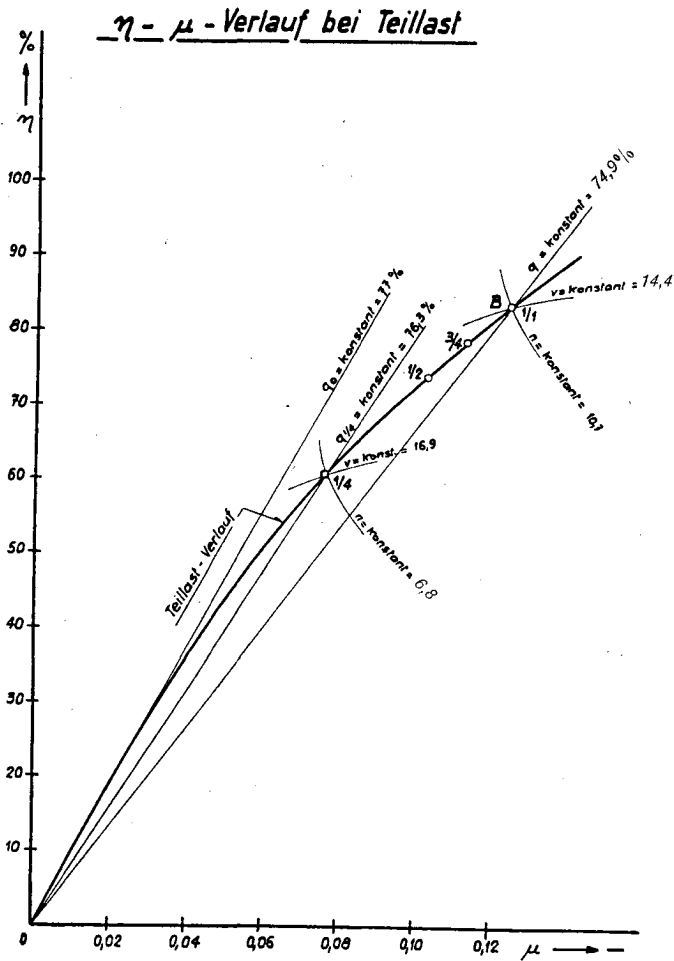


Fig. 33. Gegendruck-Anlage

$$g_I = \frac{A}{Hu}, \text{ Gl. (23) die Brennstoffmenge nach}$$

$$Q_b = \frac{G_I}{g_I} \text{ (Definition von } g_I)$$

wobei g_I aus Kap. V, 10 entnommen werden kann.

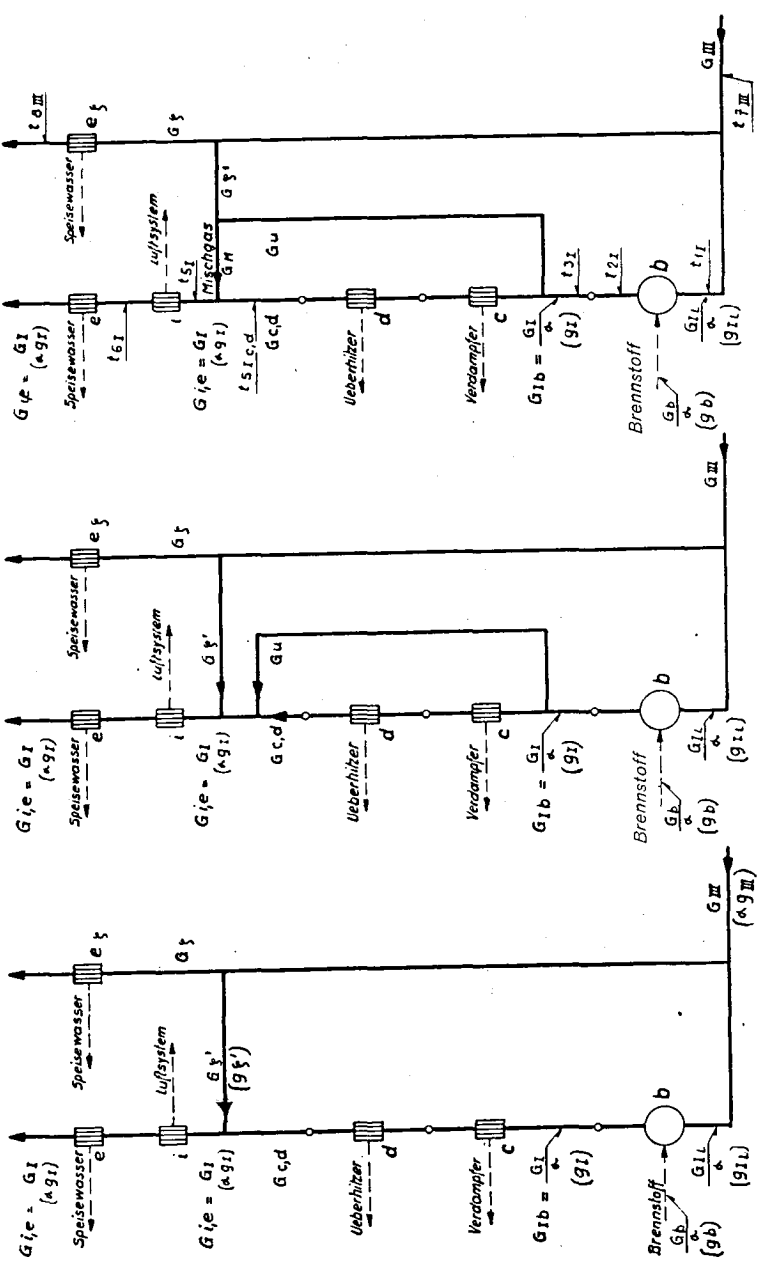


Fig. 34c

Fig. 34b

Fig. 34a

„Ideale“ Wärme-Teillast. Fördermengen-Verteilung

Wirkungsgrad des Gassystems η_I
 Teillastzahl δ
 Brennstoff-Verhältnis α
 Kopplungsgrösse K
 in Abhängigkeit der Dampfturbinenlast.

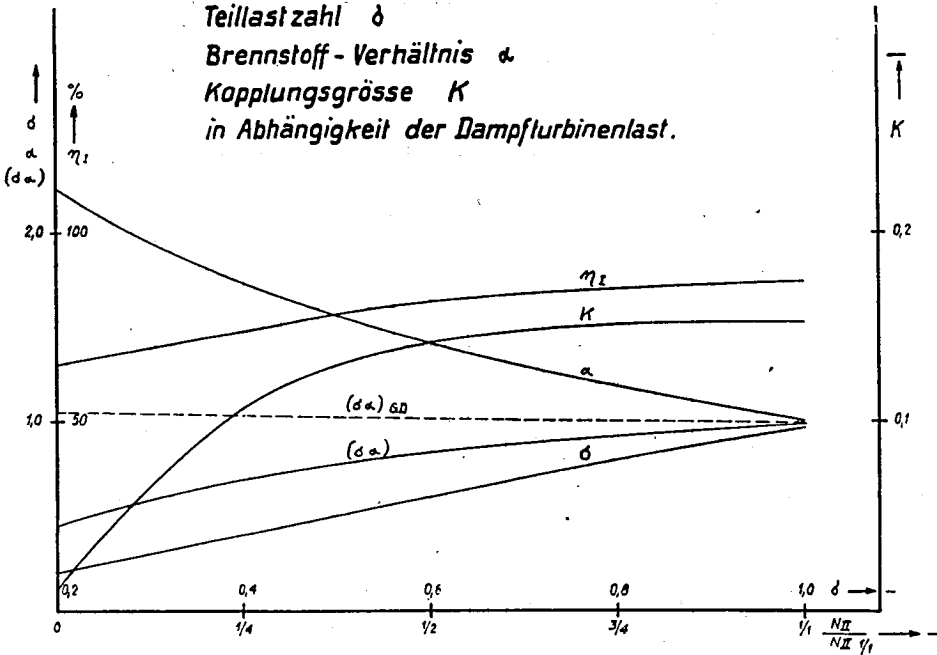


Fig. 35. „Ideale“ Wärmeteillast

Mit Hilfe der Brennstoffmenge Q_b wird nun in gleicher Weise wie bei Vollast auf die spezifischen Kenngrößen n , q und v (Fig. 32) geschlossen, sowie auf die Wirkungsgrad- und Mengenziffern η und μ . Das η - μ -Diagramm für Teillast ist in Fig. 33 aufgetragen; der Vollast-Punkt ($1/1$) ist identisch mit Punkt B der Fig. 13.

Mit Fig. 32 und 33 ist die Gegendruck-Anlage auf dem ganzen Lastbereich festgelegt; sie kann somit bei jeder Teillast als Vergleichsbasis zum entsprechenden Teillastpunkt der DL-Anlage dienen.

Ziel jeder Teillast-Gestaltung der DL-Anlage muß es sein, auf dem ganzen Lastbereich rechts von der η - μ -Kurve der Fig. 33 zu bleiben. Um dies zu erreichen, muß die Leistung der Luftturbine bei sinkender Dampfmenge nach Möglichkeit aufrecht erhalten bleiben.

Als „ideale“ Wärmeteillast bezeichnen wir im folgenden jenes Verfahren, bei welchem die Luftturbinen-Leistung bei allen dampfseitigen Lasten konstant bleibt.

2. Die „ideale“ Teillast der Dampf-Luft-Anlage

Es wird zunächst untersucht, welche Anforderungen die Aufrechterhaltung einer konstanten Luftleistung an den Teillast-Betrieb stellt.

Auf Grund der gefundenen Ergebnisse werden sodann vereinfachte Teillast-Betriebsarten diskutiert.

a) Allgemeine Bedingungen für konstante Luftleistung

Konstante Luftleistung heißt: *Konstante Druckverhältnisse*, also *konstante Drehzahl* des Luft-Aggregates, *konstante Temperatur* vor der Luftturbine (T_{5III}) und *konstante Luftmenge* (G_{III}).

Diese Forderungen bedingen, daß am Lufterhitzer i (Fig. 2) alle Temperaturen und Fördermengen, also auch das Gasgewicht $G_{i,e} = G_{I(1/1)}$ über alle dampfseitigen Lastwechsel hinweg konstant bleiben.

Andererseits muß die Verbrennungsgasmenge im Brennraum b , im Verdampfer c und im Überhitzer d des Dampfkessels mit sinkender Dampfleistung abnehmen, da vom Dampfsystem weniger Wärme verlangt wird als bei Vollast.

Auf Grund dieser Überlegungen ergibt sich, daß zwecks Aufrechterhaltung der Luftleistung bei dampfseitiger Teillast die von der Verbrennung her fehlende Fördergewichtsmenge durch Zumischung von Luft (G'_i) unmittelbar vor dem Lufterhitzer auf den Vollastwert $G_{I(1/1)}$ ergänzt werden muß (Fig. 34a).

Führen wir im folgenden das Verhältnis der Brennstoff-Wärmemenge bei Vollast zu jener bei Teillast (α) ein, so läßt sich folgendes aussagen:

1. Für konstante Luftleistung bleiben im Luftsystem (G_{III}) und im Niedertemperaturteil des Gassystems (G_I von i bis e) die effektiven Fördermengen über alle Lasten hinweg konstant, die spezifischen Fördermengen nehmen daher dort auf den α -fachen Betrag zu.

2. Die *spezifischen* Fördermengen des Verbrennungssystems bleiben unter der Voraussetzung konstanten Luftüberschusses konstant (Gl. 22, 23, Kap. V); die effektiven Verbrennungsluft- und Verbrennungsgas-Mengen nehmen daher auf den $\frac{1}{\alpha}$ -fachen Betrag ab.

3. Die Differenz-Fördermenge $G_z' = \frac{\alpha - 1}{\alpha} G_I$ muß als Mischluft vor dem Luftherhitzer i zugeführt werden.

Fig. 34a zeigt das auf Grund dieser Überlegungen aufgestellte Fördermengen-Schema.

Um die in *Fig. 34a* angegebenen Fördergewichte bei Teillast zu berechnen, muß das Brennstoff-Verhältnis α in Abhängigkeit der Last σ bekannt sein.

b) Das Brennstoff-Verhältnis (α)
(Bezeichnungen von Kap. V, *Fig. 2*)

Da die Luftseite dauernd auf Vollast fahren soll, bleibt der Effektivwert der luftseitig verarbeiteten Wärme konstant, während die an das Dampfsystem abgegebene Wärme auf den Betrag $\sigma \cdot \dot{Q}_{II}$ sinkt, wobei σ das Verhältnis der Dampfmenge bei Teillast zu jener bei Vollast bedeute. Unter Berücksichtigung dieser Erkenntnis läßt sich das Brennstoff-Verhältnis α auf Grund einer längeren Zwischenrechnung wie folgt anschreiben:

$$\alpha = \frac{Q_b \cdot 1/1}{Q_{b\sigma}} \cong \frac{\eta_b}{\sigma \dot{q}_{II} + \beta(\Delta - 1)(1 - K) + (i_{7I\sigma} - i_{1III}) \cdot g_I} \quad (71)$$

Sämtliche Größen dieser Gleichung mit Ausnahme des Abgas-Wärmeinhaltes $i_{7I\sigma}$ sind von der Vollast-Rechnung her bekannt. Für die genaue Ermittlung von $i_{7I\sigma}$ bei Teillast (d. h. der Abgastemperatur am Austritt aus dem Gas-Economiser) ist das Verhalten des Luft- und Gas-Economisers von Fall zu Fall zu untersuchen, was für das Zahlenbeispiel des Kapitels V, 10, auf die Kurven von *Fig. 35* führt.

Die Resultate dieser Teillast-Berechnung lassen sich an Hand von *Fig. 35* wie folgt zusammenfassen:

1. Der Wirkungsgrad η_I sinkt besonders unterhalb Halblast beträchtlich ab.

2. Bis zum Halblast-Punkt bleibt die Kopplung K beinahe konstant, bei niedrigeren Lasten sinkt dieselbe stark ab.

3. Der Brennstoff-Verbrauch sinkt bei Teillast relativ langsamer ab als die Dampfmenge (infolge konstanter Luftmenge); daher bleibt das Produkt $\sigma \cdot a$ mit abnehmender Last im Gegensatz zur Gegendruck-Anlage nicht konstant.

c) Leistungen und Wirkungsgrade

Fig. 36 gibt die prozentualen Anteile der Nutzleistung n , der Nutzwärme q und der Verluste v in gleicher Darstellung wie sie *Fig. 32* für die reine Gegendruck-Anlage angibt: *Es fällt die Konstanz der spezifischen Nutzleistung (n) der DL-Anlage, allerdings bei erhöhten Verlusten v , auf.*

Fig. 37 zeigt, daß die zu Beginn dieses Kapitels aufgestellte Forderung, nämlich, daß das η - μ -Diagramm der DL-Anlagen dauernd rechts von jenem der Gegendruck-Anlage (*Fig. 33*) bleiben solle, bei der „idealen“ Wärme-Teillast erfüllt ist.

Die beträchtlichen Verluste bei kleineren Lasten (*Fig. 36*) werfen immerhin die Frage auf, ob wirklich bei allen Lasten die Luftergänzung vorteilhaft bleibe. Diese Frage wird am besten durch das η_{Δ} - v -Diagramm beantwortet, welches den Wirkungsgrad η_{Δ} der Zusatzleistung (relativ zur Gegendruckturbine) in Funktion des Verhältnisses v der kombinierten Leistung relativ zur Gegendruck-Leistung angibt (vgl. Gl. 15 und 17 von Kap. IV). Die η_{Δ} - v -Kurve ist ebenfalls in *Fig. 37* eingezeichnet.

Ausgehend vom Vollastpunkt ($1/1$), der die Zusatzleistung zu 53% gibt, zeigt sich mit fallender Dampflast naturgemäß ein Ansteigen von v bis zum Werte ∞ bei dampfseitigem Leerlauf. Die $1/4$ -Last-Leistung der DL-Anlage hat ca. den $4^{1/2}$ -fachen Wert der $1/4$ -Last-Leistung der Gegendruck-Anlage. Die Zusatzleistung (ca. $3^{1/2}$ -facher Betrag der entsprechenden Gegendruckleistung) wird noch mit etwa 33% Wirkungsgrad erhalten, *so daß sich die DL-Anlage in dieser „idealen“ Teillast-Schaltung tatsächlich bei allen Lasten als vorteilhaft erweist.*

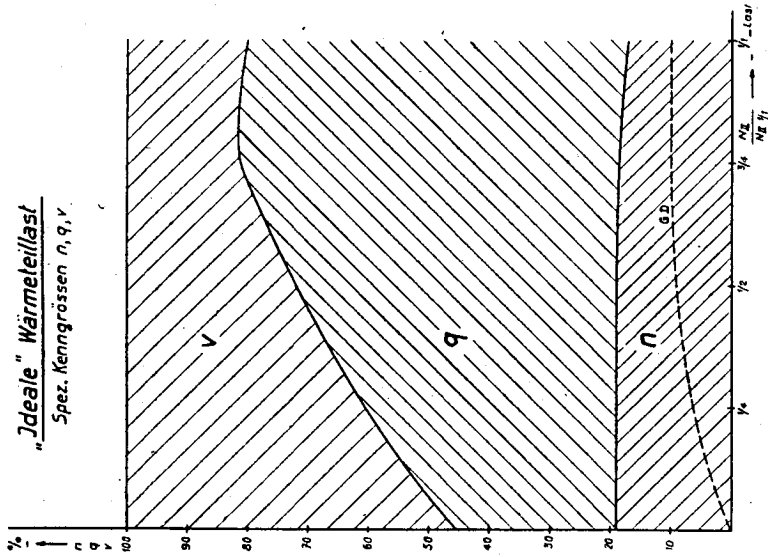


Fig. 36. DL-Anlage

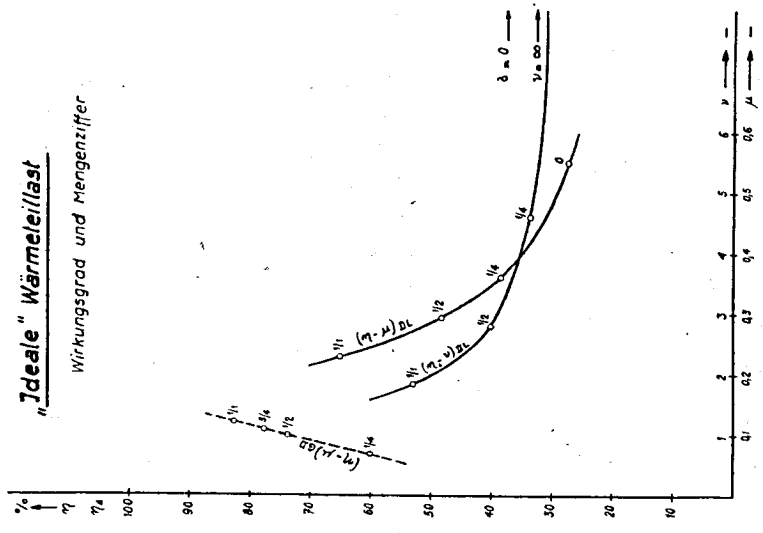


Fig. 37. DL-Anlage

d) *Das Verhalten von Verdampfer (c) und Überhitzer (d) bei veränderten Fördermengen*

Mit der Bestimmung von α (Gl. 71 und Fig. 35) und der Fördermengen-Aufteilung gemäß Fig. 34a sind die energetischen Bedingungen für die ideale Wärme-Teillast abgeklärt. Ihre Erfüllung genügt jedoch noch nicht, da sie die *Wärmeaustausch-Verhältnisse am Verdampfer und Überhitzer* nicht berücksichtigen. Diese Apparate werden uns nämlich nicht ohne weiteres den Gefallen erweisen, gerade dann die gewünschte Teillast-Wärmemenge an den Dampf abzugeben, wenn wir sie mit der in Fig. 34a angegebenen und aus energetischen Überlegungen gefundenen Gasmenge $\frac{G_I}{\alpha}$ beschicken. Da die Verbrennungsgasmenge wegen der konstant bleibenden Luftleistung weniger stark abnimmt (nämlich nur mit $\frac{1}{\alpha}$) als die Dampfmenge, welche mit σ abnimmt (gemäß Fig. 35 ist $\sigma \cdot \alpha < 1$), würde die Beschickung des Verdampfers (c) und des Überhitzers (d) mit der gesamten Verbrennungsgasmenge $\frac{G_I}{\alpha}$ eine zu intensive Wärmeabgabe an den Dampf zur Folge haben. *Es sollte daher mit sinkender Dampflast der Wärmeübergangskoeffizient am Verdampfer und Überhitzer verschlechtert werden können* (z. B. durch Herabsetzung der Strahlung). Nur in einem derart angepaßten Kessel dürfte die von der Energieseite her bestimmte Verbrennungsgasmenge $\frac{G_I}{\alpha}$ direkt durch den Verdampfer und Überhitzer geschickt werden, wie dies in Fig. 34a vorausgesetzt ist.

In allen andern Fällen muß zwecks Anpassung der Wärmeabgabe an die vom Dampfsystem benötigte Wärmemenge ein Teil der Verbrennungsgase (G_u) um den Verdampfer c und den Überhitzer d herumgeführt werden; dies ist in Fig. 34b angedeutet, wo die Verbrennungsgasmenge $\frac{G_I}{\alpha}$ in die beiden Teile $G_{c,d}$ und G_u aufgeteilt wird, welche sich vor dem Lufterhitzer i untereinander und mit der Zusatzluftmenge G_L' vereinigen.

Zur Bestimmung der in Fig. 34b angegebenen Umführungsgasmenge G_u muß das Verhalten der Wärmeübergänge in c und d

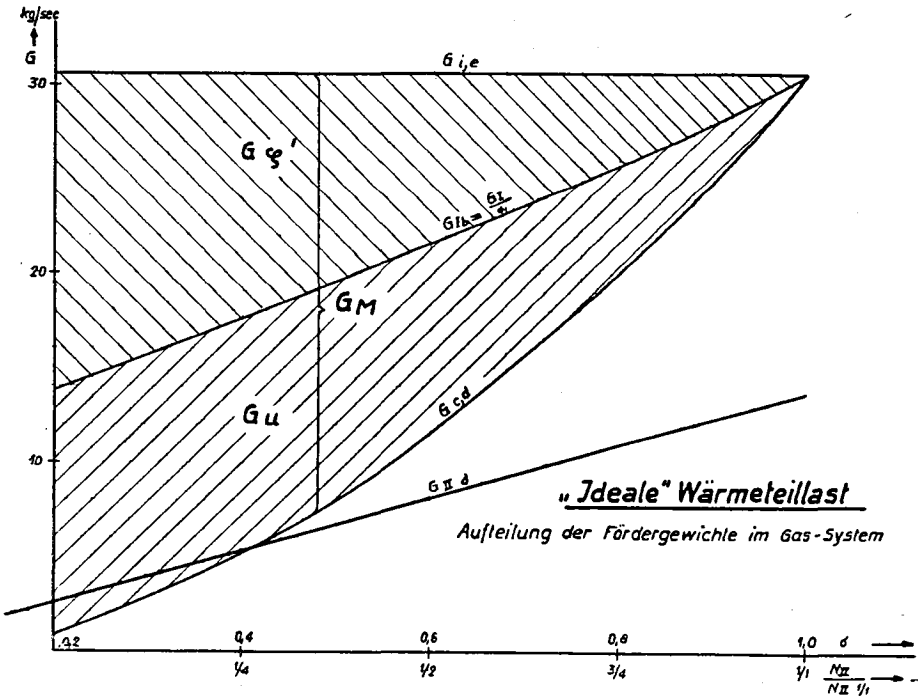


Fig. 38

in Abhängigkeit der Last geprüft werden. Als Resultat dieser Wärmeübergangs-Rechnungen zeigt *Fig. 38* im rechts-schraffierten Teil die Umführungs-Gasmenge G_u , im links-schraffierten Teil die Zusatzluftmenge $G_{z'}$, in Funktion der Last. Der gesamte schraffierte Teil gibt die total vor dem Lufterhitzer zuzuführende Fördermenge an, welche zum Teil aus Verbrennungsgasen (G_u), zum Teil aus Abluft der Turbine ($G_{z'}$) besteht.

Gemäß der Darstellung von 34c kann in anderer Betrachtungsweise auch von einer Mischgasmenge $G_M = G_{z'} + G_u$ gesprochen werden, welche zwecks Aufrechterhaltung der Luftleistung bei abnehmender Dampflast vor dem Lufterhitzer zuzumischen ist; der Luftüberschuß dieses Mischgases muß etwa doppelt so groß wie derjenige der Verbrennungsgase gewählt werden. Das Mischgas kann auf einem separaten Teile des Kesselrosts erzeugt und in einem direkten Kanal dem Lufterhitzer zugeführt werden.

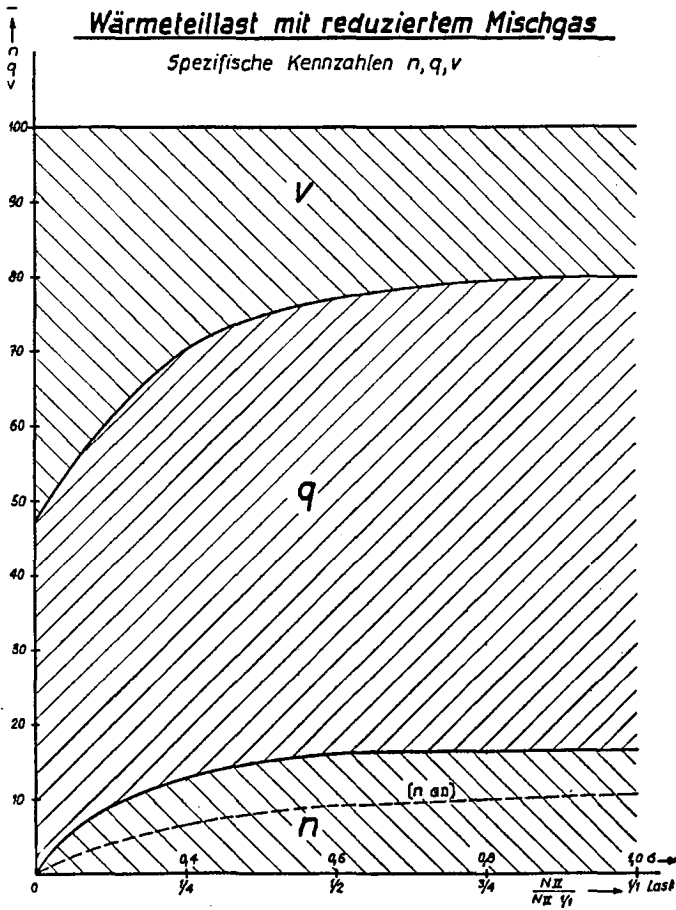


Fig. 39. DL-Anlage

Da das Verhältnis der Überschlußluft G_{ζ}' zum umführten Verbrennungsgas (G_u) gemäß Fig. 38 nur schwach ändert, braucht der Luftüberschuß des Mischgases nicht speziell reguliert zu werden, sondern es genügt eine mit sinkender Last stetig erfolgende Zunahme der Mischgaszuführung, um die gewünschten Mengenverhältnisse bei Teillast zu erreichen.

Beim Leerlauf der Dampfseite nähert sich eine derart „ideal“ regulierte Dampf-Luft-Anlage einer Luftturbinen-Anlage mit Abhitzeessel, wie sie in Kapitel V andeutungsweise behandelt wurde.

3. Andere Betriebsarten der Wärme-Teillast

Der große Bedarf an Mischgas im Gebiete kleinster Lasten (Fig. 38) läßt den Wunsch nach einfacheren Betriebsarten aufkommen, bei welcher die Temperatur t_{5III} vor der Luftturbine und damit die Luftleistung nicht mehr konstant bleiben.

Es kommen hier in Frage:

a) Eine Reduktion der Mischgasmenge, z. B. bis zu jener Menge, welche den Leerlauf der Luftturbine mit dem Leerlauf der Dampfturbine zusammenfallen läßt (n , q , v -Kurven nach Fig. 39). Die

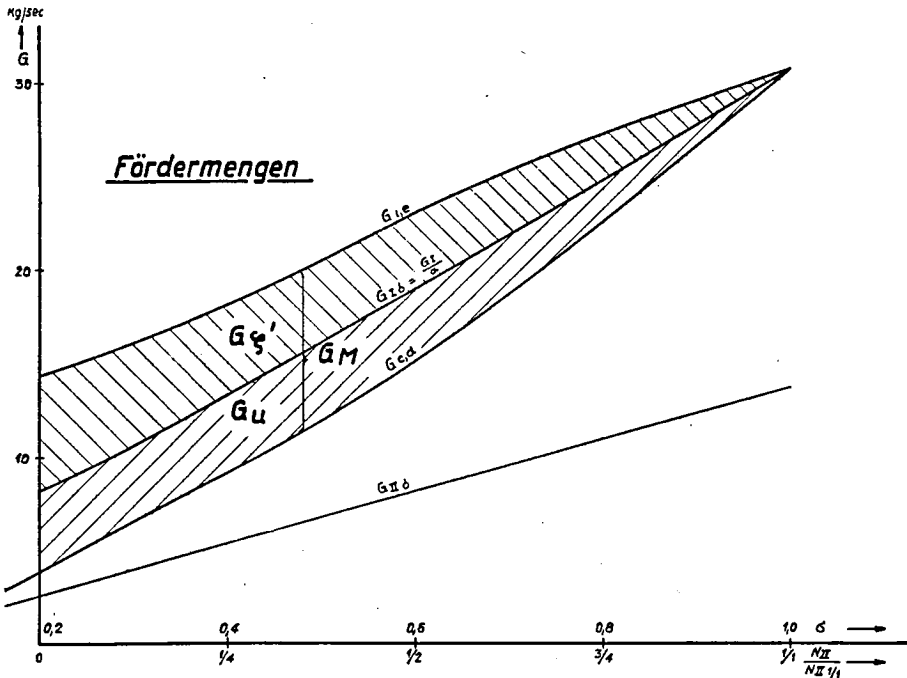


Fig. 40. DL-Anlage mit reduzierter Mischgasmenge und Zusammenfallen der Luft- und Dampfturbinen-Leerlauf-Punkte

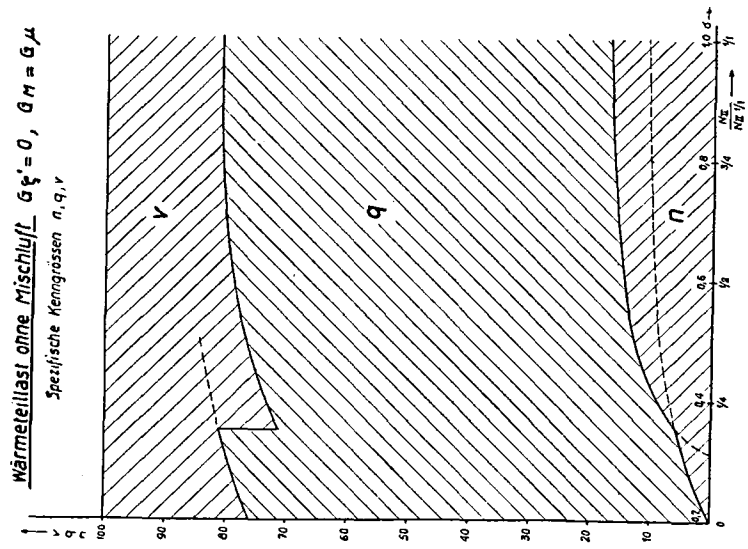


Fig. 41. DL-Anlage

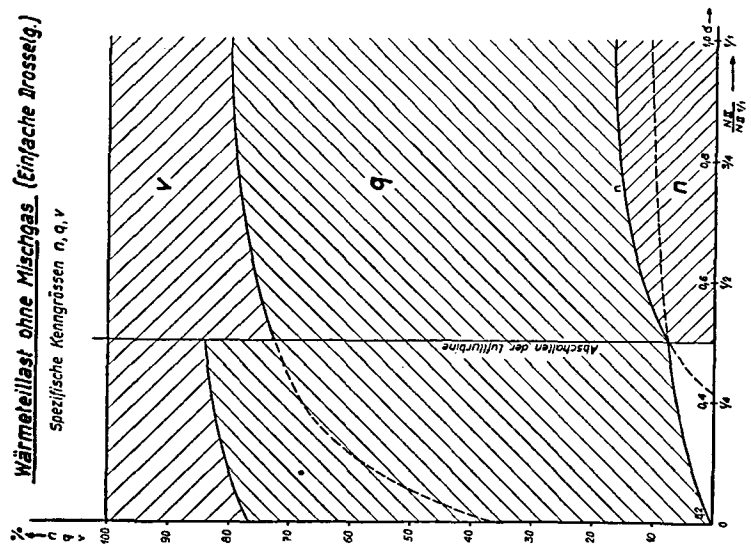


Fig. 42. DL-Anlage

gegenüber der idealen Teillast stark verringerte Mischgasmenge ist aus Fig. 40 zu ersehen.

b) Der Verzicht auf den Luftanteil G_L' im Mischgas: n -, q -, v -Kurven nach Fig. 41). In diesem Falle rückt der Leerlauf der D.L.-Anlage nach rechts, etwa bis zum $1/8$ -Last-Punkt.

c) Völliger Verzicht auf Mischgas (n -, q -, v -Kurve von Fig. 42). Der Leerlauf der D.L.-Anlage rückt gegen $1/4$ -Last.

In allen diesen Fällen ist der $1/2$ -Last-Punkt noch gut.

d) Zuführung von Mischgas erst unterhalb Halbblast.

e) Dauernde Zuführung einer unregulierten Menge von Verbrennungsgasen. Diese Lösung führt zurück auf die Vollast-Umführung des Verdampfers und Überhitzers (Kap. V, 9). Bei idealer Wärmeteillast ergibt sich hierbei das Bild der Fig. 43 für den Mischgas-Verlauf. In diesem Falle bleibt die Umführungsgasmenge G_u tatsächlich annähernd konstant und braucht daher nicht reguliert zu werden.

Für den Fall b), d. h. ohne Beimischung der Luft G_L' , verspricht diese Lösung somit eine sehr einfache Teillast-Regulierung zu er-

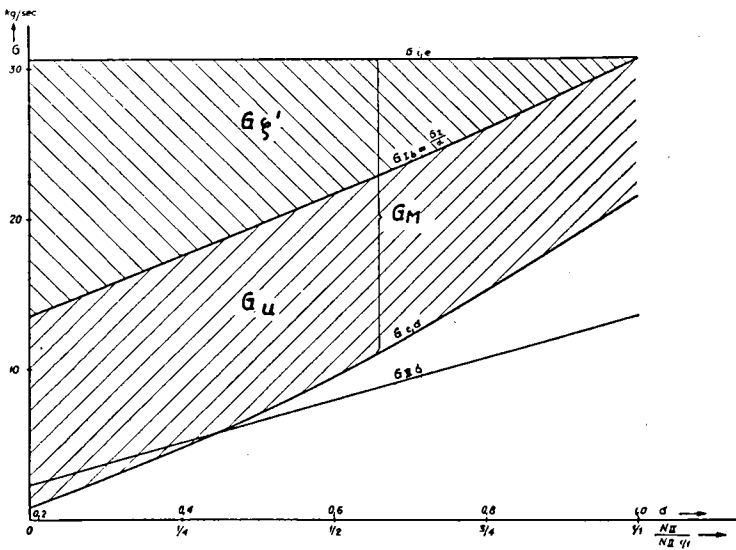


Fig. 43. „Ideale“ Wärmeteillast mit Vollast-Umführung

geben, welche tatsächlich im Vergleich zur Gegendruck-Anlage ohne jede Zusatzregulierung auskommen würde.

Die Vollast-Umführung des Verdampfers und Überhitzers empfiehlt sich daher nicht nur vom Gesichtspunkte der Temperatur-Senkung, sondern auch von jenem der einfachen Teillast-Regelung aus.

C. DIE LEISTUNGS-TEILLAST (= Teillast der Luftseite)

1. Überblick

Es soll hier nur von der Teillast-Regulierung der *Luftturbine* die Rede sein, da eine Regulierung der Gegendruck-Dampfturbine identisch ist mit der im vorangehenden Abschnitt behandelten Wärme-Teillast. Im folgenden greifen wir als Reguliermethode das Beispiel der Steuerung eines die Luftturbine umführenden Schiebers *m* (Fig. 45) heraus. Bei Vollast sei dieser Schieber geschlossen; im Leerlauf sei er so weit geöffnet, daß die Turbine *t* noch den Kompressor *k* anzutreiben vermag. Da die Leerlauf-Leistung der Turbine *t* wegen des großen Leistungsbedarfes des Kompressors ca. $\frac{2}{3}$ der Vollastleistung beträgt, bleibt die Variation der Luftmenge relativ klein.

2. Die charakteristischen Teillast-Kurven von Turbine (*t*), Kompressor (*k*) und By-pass-Schieber (*m*)

Fig. 44 gibt die Druck-Mengen-Charakteristik von Turbine und Kompressor. Als Druckmaß ist der Überdruck über die Atmosphäre in Prozenten des Vollast-Wertes aufgetragen (Δp_k , Δp_t), als Mengenmaß das Fördergewicht G_{III} , ebenfalls in Prozenten des Vollast-Wertes. Die Δp_k -Kurven geben die Netto-Druckerzeugung (nach Abzug der Strömungsverluste).

Die mit 5, 10—40 bezeichneten Kurven stellen die Druck-Mengen-Beziehung für geöffneten By-Paß-Schieber *m* dar, und zwar entspricht die Kurve 5 einer Öffnung, welche beim Vollast-Druck 5% der Turbinen-Vollastmenge durch den Schieber lassen würde.

Schließlich sind in *Fig. 44* noch die Leistungskurven der Tur-

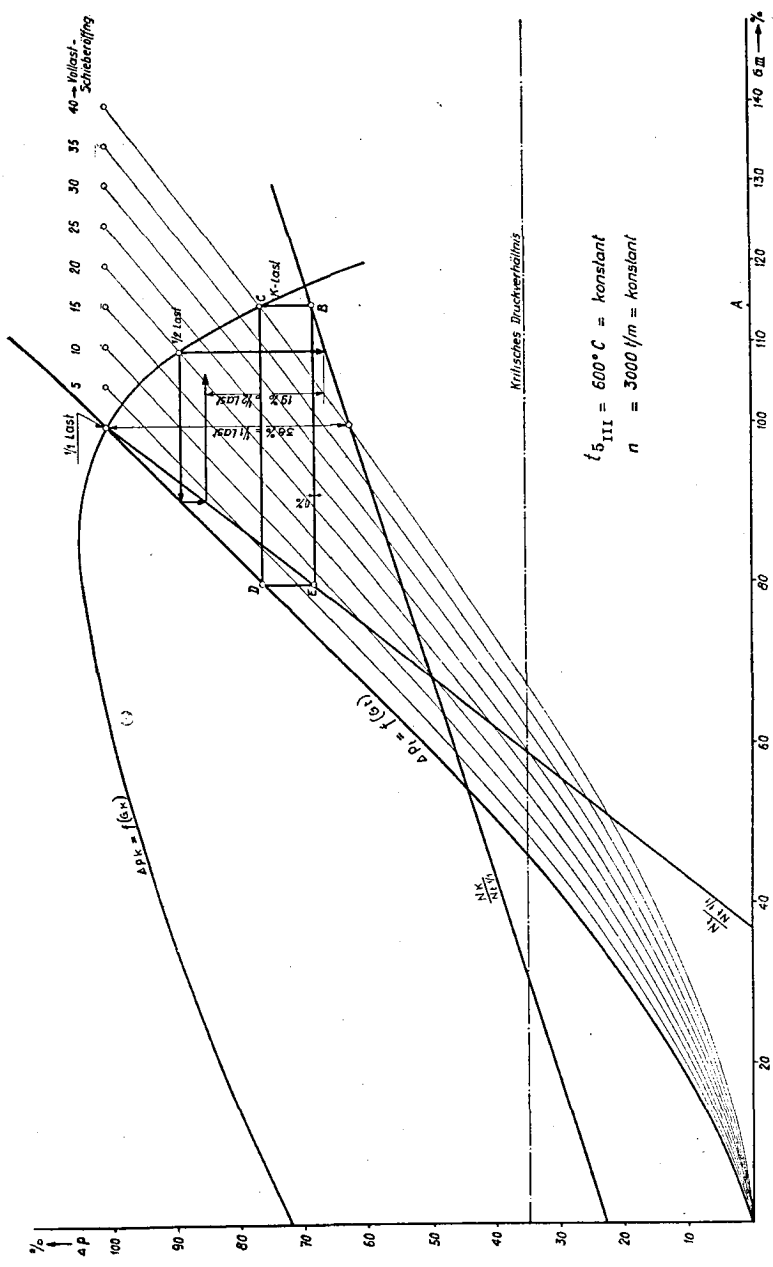


Fig. 44. Druck-Fördermengen-Charakteristik bei Leistungs-Teillast

bine N_t und des Kompressors N_k eingetragen, und zwar je im Verhältnis zur Vollastleistung $N_{t1/1}$ der Turbine.

Die Kurven von *Fig. 44* beruhen auf den Zahlenwerten einer durchgerechneten Gasturbinen-Anlage.

3. Die Ermittlung der Leistungen und Drücke im stationären Teillast-Betrieb

An Hand von *Fig. 44* lassen sich die Teillast-Verhältnisse in folgender Weise ermitteln:

Für eine beliebige Schieberöffnung, welche z. B. der Kurve 40 entspricht, läßt sich zunächst die Fördermenge durch Schnitt der Kurve Δp_k mit der Kurve 40 ermitteln (Punkt *C*, $G_{III} = 115\%$ der Vollast-Fördermenge; Druck: $\Delta p_t = \Delta p_k = 76\%$ des Vollast-Druckes, Drucklinie *C D*). Bei diesem Druck gehen 80% der Vollast-Fördermenge durch die Turbine (Punkt *D*). Der Schieber schluckt daher 35% der Vollast-Fördermenge.

Die Leistung, welche der Kompressor bei der Fördermenge $G_{III} = 115\%$ benötigt, wird durch Herunterloten des Punktes *C* auf die Kurve $N_k/N_{t1/1}$ gefunden; sie beträgt 67,5% der Vollast-Turbinenleistung (Punkt *B*).

Die Leistung, welche die Turbine bei der Fördermenge $G_t = 80\%$ abgibt, wird durch Herunterloten des Punktes *D* auf die Turbinenleistungskurve $N_t/N_{t1/1}$ gefunden. Die Differenz der beiden Leistungen stellt die Nutzleistung des Aggregates dar. Da im betrachteten Falle die Punkte *B* und *E* auf einer Horizontalen liegen, ist die Nutzleistung gleich Null, d. h. es stellt der Kurvenzug *B C D E* den Leerlaufpunkt der Anlage dar.

Der Leerlaufpunkt eines solchen Turbinen-Kompressor-Aggregates wird daher rasch dadurch ermittelt, daß man das in die 4 Kurvenzüge Δp_t , Δp_k , $N_t/N_{t1/1}$ und $N_k/N_{t1/1}$ eingeschriebene Rechteck konstruiert.

Da der Vollast-Punkt im Schnitt der 3 erstgenannten Kurvenzüge liegt, erhält man auf diese Weise rasch den Variationsbereich der Drücke, Fördermengen und Schieberstellungen.

Die 4 genannten Grund-Kurvenzüge sind Charakteristika der verwendeten Maschinen. *Man erkennt, daß der Regulierbereich*

umso kleiner wird, je steiler die Turbinen-Leistungs-Charakteristik $N_t/N_{t,1}$ abfällt. Für die vorliegende Regulierart ist daher ein hoher Leerlauf der Turbine eher erwünscht (kleine By-Paß-Mengen).

In Fig. 44 ist neben dem Leerlauf-Rechteck auch noch der Kurvenzug für den Halblastpunkt eingetragen, welcher auf eine Nutzleistung von 19% der Vollast-Turbinenleistung führt, gegenüber $100 - 62 = 38\%$ bei Vollast.

Auf Grund von Fig. 44 sind die Drücke und Fördermengen der Luftanlage in jedem Teillastpunkt gegeben und die Austrittstemperaturen der Luft aus den beiden Maschinen berechenbar.

4. Die Temperaturen im stationären Teillast-Betrieb

Von Interesse für uns sind nicht nur die Temperaturen an der Turbine und am Kompressor, sondern vor allem die Einwirkung der Leistungs-Variation auf die Temperaturen des geschlossenen Energie-Systems: Luftturbine t , Luftvorwärmer l , Kessel b , c , d , Lufterhitzer i , Luftturbine t , sowie auf die Dampfseite der Anlage.

In Fig. 45 ist der geschlossene Energie-Kreislauf $t-l-b-c-d-i-t$ speziell herausgezeichnet; er verhält sich bei Teillast wie folgt: Infolge Öffnens des Schiebers m steigt die Temperatur am Turbinen-Austritt, am Brennluft-Eintritt und auf der Gasseite des Lufterhitzers i (bei 5_I); umgekehrt fällt die Temperatur am Kompressor-Austritt (2_{III}). Es soll im folgenden untersucht werden, wie sich die einzelnen Temperaturen, speziell die Turbinen-Eintrittstemperatur ($t_{5_{III}}$) im stationären Teillast-Zustande einstellen. Zu diesem Zwecke muß man die Temperatur-Beziehungen des geschlossenen Systems aufstellen.

Als Resultat einer genauen Durchrechnung dieses geschlossenen Systems erhält man im Leerlauf-Punkt die in Fig. 45 im Kreise eingetragenen Luft- und Gastemperaturen, welche von den Vollast-Temperaturen (unterstrichene Zahlen) relativ wenig abweichen. So liegt die stationäre Leerlauf-Temperatur am Turbineneintritt ($t_{5_{III}}$) nur um 16° höher als die Vollast-Temperatur; die Brennlufttemperatur t_{1_I} liegt um 18° höher als bei Vollast. Dagegen liegt die Gas-Austrittstemperatur des Lufterhitzers (t_{6_I}) um ca. 58° höher als bei Vollast.

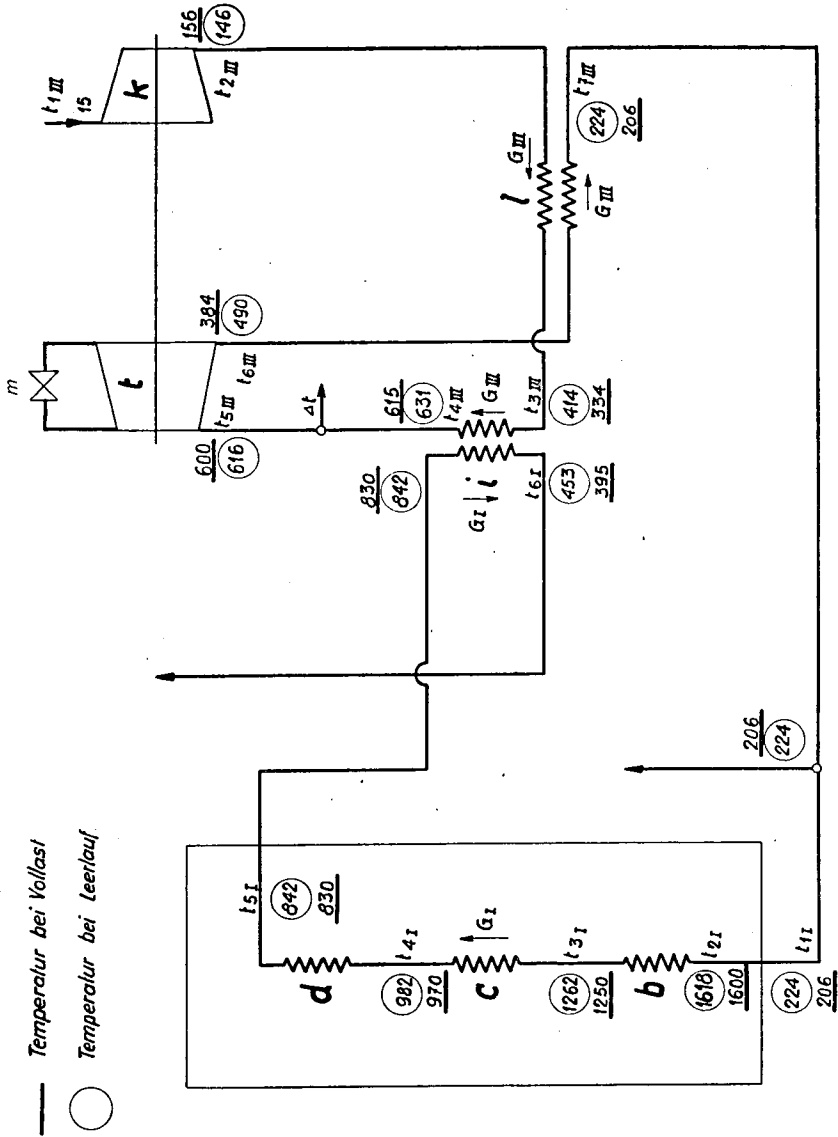


Fig. 45. Schema der Leistungs-Teillast

Zusammenfassend läßt sich somit aussagen, daß die Temperaturerhöhung am Austritt aus der Turbine, welche durch die Drosselung des Schiebers m hervorgerufen wird, direkt zum Abgas-Austritt (t_{6I}) des Lufterhitzers durchgeschleust wird, ohne die Zwischentemperaturen wesentlich zu beeinflussen. Diese Wirkung ist dem Luftwärmer 1 zu verdanken.

Die Dampfseite wird beeinflusst

a) *durch die erhöhte Verbrennungsgas-Temperatur:*

Da gemäß Fig. 45 nur schwache Erhöhungen derselben auftreten, ist kaum ein ins Gewicht fallender Einfluß von der Luft- auf die Dampfseite festzustellen.

β) *Durch erhöhte Temperatur der Zusatz-Abluft im Luft-Economiser (t_{7III})*

Auch dieser Einfluß ist von ähnlich kleiner Größenordnung (vgl. die Schwankung von t_{7III} in Fig. 45).

γ) *Durch erhöhte Temperatur der Kessel-Abgase am Eintritt in den Gas-Economiser (t_{6I})*

Da diese Temperatur im Leerlauf beträchtlich ansteigt (Fig. 45, t_{6I}), muß bei längerem Betrieb im Leerlauf eine Kompensation durch Ablassen eines Teiles der Abgase oder der Zusatz-Abluft vor einem der Economiser vorgesehen werden; *es ist dies die einzige Maßnahme, welche die Leistungs-Teillast auf der Dampfseite erfordert.*

5. Zusammenfassung

Die Regulierung der Luftturbinen-Leistung von Vollast bis Leerlauf bedingt nur unwesentliche Temperatur-Änderungen am ganzen System, mit Ausnahme der Temperaturen am Gas-Economiser (t_{6I}).

KAPITEL VII

Die Dampf-Gas-Anlagen (DG-Anlagen)

Schaltungen mit Wärmequelle auf der Gasturbinenseite

(Symbole vergl. Kap. V)

Überblick. In Kapitel V wurde gezeigt, wie einer Steigerung der Leistung durch vermehrte Verwendung von Zusatzluft Grenzen gesetzt sind, welche mit dem Wärmeübergang im Lufterhitzer i zusammenhängen (vgl. Abschnitt 8, Kap. V). In Kapitel VI wurde auf die Bedürfnisse der unabhängigen Leistungs- und Wärme-Regulierung hingewiesen, welche wiederum stark von den Wärmeübergangsbedingungen am Lufterhitzer i beeinflußt sind.

Im vorliegenden Kapitel wird daher eine Schaltung behandelt, welche sich von diesen vom Lufterhitzer verursachten Bindungen der Leistungsbegrenzung und der Wärme-Leistungs-Relationen unabhängig macht.

1. Allgemeine Beurteilung

Die in den Kapiteln V und VI behandelten Dampf-Luft-Anlagen zeichnen sich durch die Rückführung eines Teiles der Kesselwärme an das Gasturbinensystem (im Lufterhitzer i) aus. Durch die Rückführung wird die Leistungsseite der Gasturbinenanlage stark an die Wärmeseite des Kessels gebunden, was sich speziell in der Begrenzung der möglichen Zusatzluftmenge (Gl. 60) und im Teillast-Verhalten (Kap. VI) bemerkbar macht. Zwar wurden in Kap. VI Mittel gezeigt, welche die Abhängigkeit der Leistungs- von der Wärmeseite lockern und damit die Kopplung der Leistung an die Wärme schwächen können. (Mathematisch kommt diese Lockerung der Kopplung im Verhalten des Faktors K (Fig. 35) der „idealen“

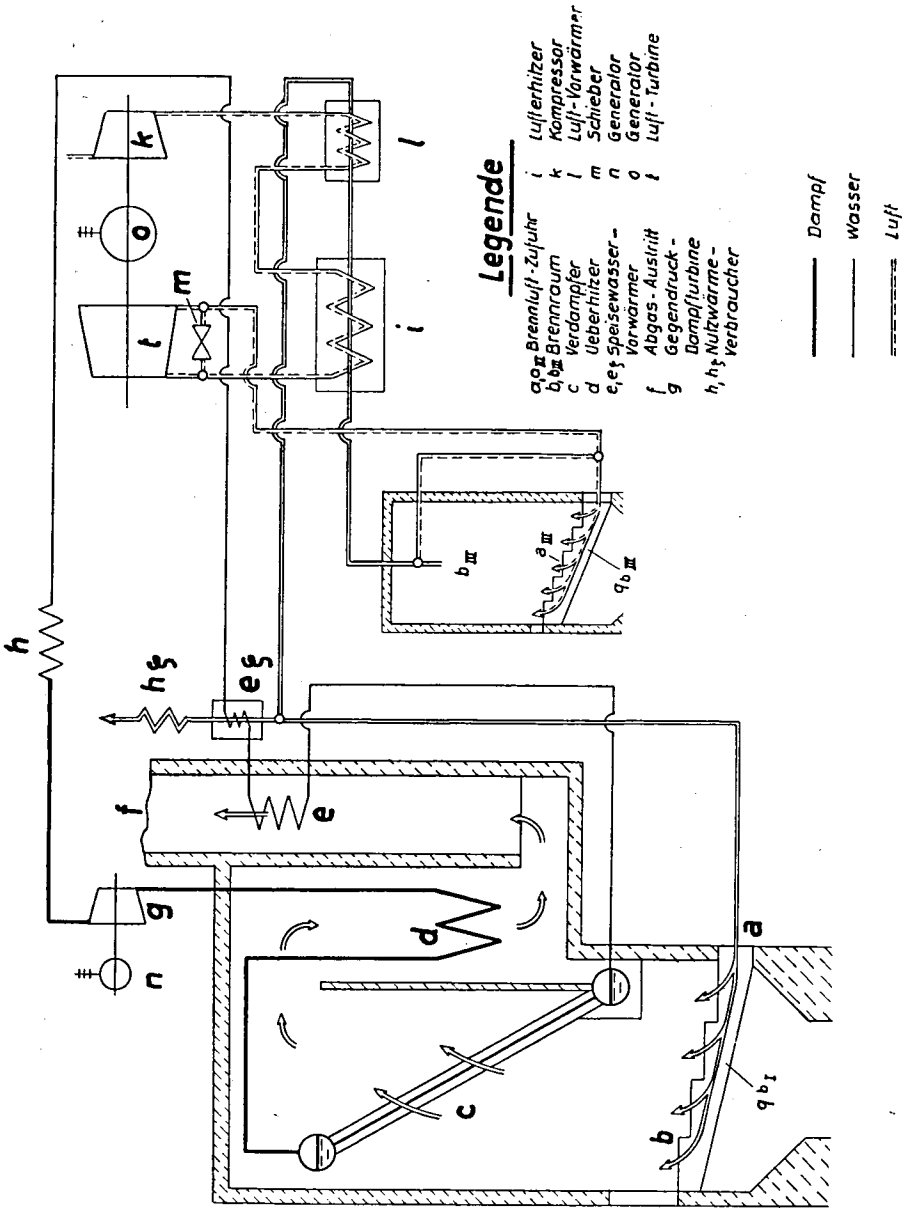


Fig. 46. DG-Anlage mit Brennraum am Turbinen-Austritt

Wärmeteillast bei kleinen dampfseitigen Lasten zum Ausdruck.) Es wurde dort auch gezeigt, daß im Gebiete kleiner Lasten die Dampf-Luft-Anlage zu einer *Luftturbinen-Anlage* mit Abhitzekessel degradiert. Die „ideale“ Wärme-Teillast weist uns daher den Weg zu einer vollkommeneren Auflockerung der Abhängigkeit von Luft- und Dampfseite, indem man auf die Rückführung von Wärme aus dem Kessel an das Gasturbinensystem völlig verzichtet und die Aufheizung der Druckluft durch eine *zweite Wärmequelle*, welche innerhalb der Gasturbinen-Anlage liegt, besorgen läßt. Das führt zunächst auf die Luftturbinen-Anlage nach Fig. 46, welche sich von Fig. 2 durch die Verbrennung der Luft-Turbinen-Abgase im Rost a_{III} des Brennraums b_{III} unterscheidet. Der Lufterhitzer i wird demnach nicht mehr von den Kesselgasen, sondern von den Gasen des Brennraums b_{III} bestrichen. Da im Brennraum b_{III} einer Luft- oder Gasturbinenanlage bekanntlich mit Luftüberschüssen von der Größenordnung $\lambda_b \geq 5 \div 10$ gefahren wird, können die Abgase derselben nach Durchströmen des Lufterhitzers i und des Luftvorwärmers l im Brennraum b des Kessels immer noch als Brennluft verwendet werden.

Fig. 3 stellt die zweite Wärmequelle b_{III} direkt an die Stelle des Lufterhitzers i . Die Luftturbinen-Anlage wird damit zu einer Gasturbinen-Anlage mit interner Verbrennung; auch hier können die luftüberschußreichen Abgase der Anlage im Kessel direkt als Brennluft verwendet werden.

Beide Schaltungen weisen als gemeinsames Merkmal die Eigenaufheizung der Gasturbinenseite, und damit den Wegfall der Begrenzung der Zusatzluftmenge (Faktor ζ_{max} beliebig groß wählbar) und der Bindung der Gasturbinen-Leistung an die Wärmeproduktion der Dampfseite auf (Wegfall der Grenzen ζ_{max_1} und ζ_{max_2} in Fig. 24 ÷ 26).

In beiden Fällen wird somit der Vorteil des Gegendruck-Charakters bezug auf die Energie-Bilanz beibehalten, der Nachteil der engen Verknüpfung von Leistungs- und Wärmeseite dagegen vermieden.

Da die beiden Fälle der Fig. 46 und 3 energetisch gleichwertig sind, wird im folgenden nur die Schaltung der Fig. 3, d. h. der „Dampf-Gas-Anlage“ einer kurzen regenerischen Behandlung unterzogen.

2. Berechnung der Dampf-Gas-Anlage nach Figur 3

Im Gegensatz zur DL-Anlage nach Fig. 2 wird bei der DG-Anlage nach Fig. 3 ein Teil der Brennstoff-Wärme im Gasturbinen-Brennraum b_{III} , der andere Teil im Kesselbrennraum b zugeführt.

Die nachstehenden Zusammenhänge sind auf Grund folgender vereinfachender Annahmen abgeleitet:

a) Vernachlässigung des Brennstoff-Gewichts im Gasturbinen-Brennraum ($A_{III} \gg 1$)

b) Vernachlässigung der vorangehenden Verbrennung bei der Behandlung der Verbrennung im Kessel (Behandlung der Brennluft als reine Luft).

Diese Annäherungen sind deshalb erlaubt, weil die Verbrennung im Gasturbinen-Brennraum mit hohem Luftüberschuß erfolgt.

c) Ansetzen des Verbrennungs-Wirkungsgrades $\eta_{b_{III}}$ am Gasturbinen-Brennraum zu 100%.

Unter diesen Voraussetzungen erhalten wir folgende spezifische Kenngrößen für die DG-Anlage:

Spezifische Dampfmenge:

$$g_{II} = \frac{\eta_I + \beta(A-1)(K+\zeta)}{i_{5II} - i_{I II}} \quad (72)$$

Spezifische Nutzleistung:

$$n_{\beta(DG)} = \frac{n_{\beta(DL)} + B \cdot \eta_{nII}}{1 + B} \quad (73)$$

Spezifische Nutzwärme:

$$q_{\beta(DG)} = \frac{q_{\beta(DL)} + B \cdot \eta_{qII}}{1 + B} \quad (74)$$

$$v_{\beta(DG)} = \frac{v_{\beta(DL)} + B \cdot \eta_{vII}}{1 + B} \quad (75)$$

wobei n_{DL} , q_{DL} und v_{DL} den Gleichungen 49, 50 und 51 des Kapitels V zu entnehmen sind, während

$$B = \beta(A-1)(1+\zeta) \quad (76)$$

3. Diskussion der Resultate

Fig. 47 gibt das n -, q -, v -Diagramm, Fig. 48 die η - μ -Kurven der DG-Anlage. Für einen bestimmten Faktor ζ sind die Verluste der DG-Anlage etwas kleiner als jene der DL-Anlagen; die η - μ -Kurven liegen ebenfalls günstiger. Dies hängt zum Teil damit zusammen, daß die Wärmezufuhr auf der Gasturbinenseite (in b_{III}) nicht mit

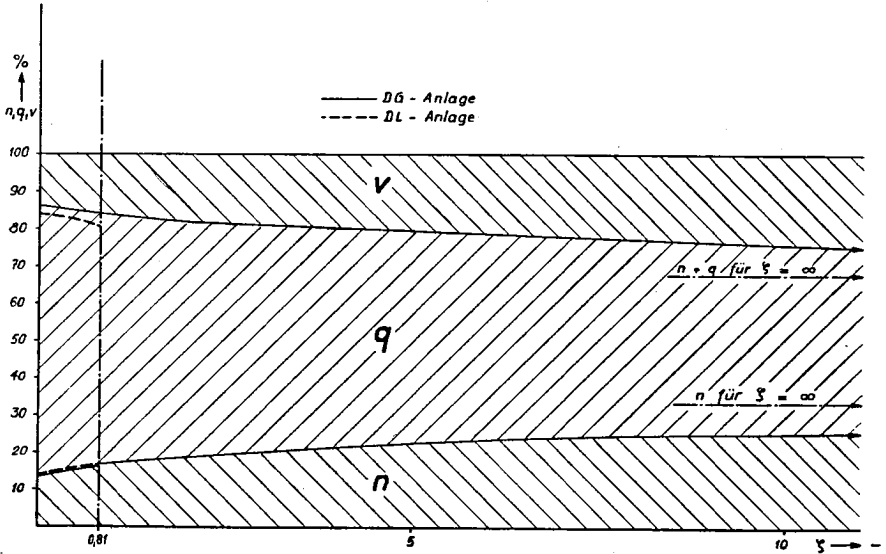


Fig. 47. Dampf-Gas-Anlage. Spez. Kennzahlen

dem Kessel-Wirkungsgrad verbunden ist und daher verlustlos in die Rechnung eingesetzt worden ist. Ein mathematischer Vergleich zwischen DL- und DG-Anlage muß auf Grund der beiden Gleichungen 51 und 75 erfolgen.

Als Bedingung dafür, daß die DG-Anlage der DL-Anlage hinsichtlich der Kleinheit der Verluste überlegen ist, erhalten wir auf Grund der Ungleichung

$$v_{\beta(DG)} < v_{\beta(DL)} \quad (77)$$

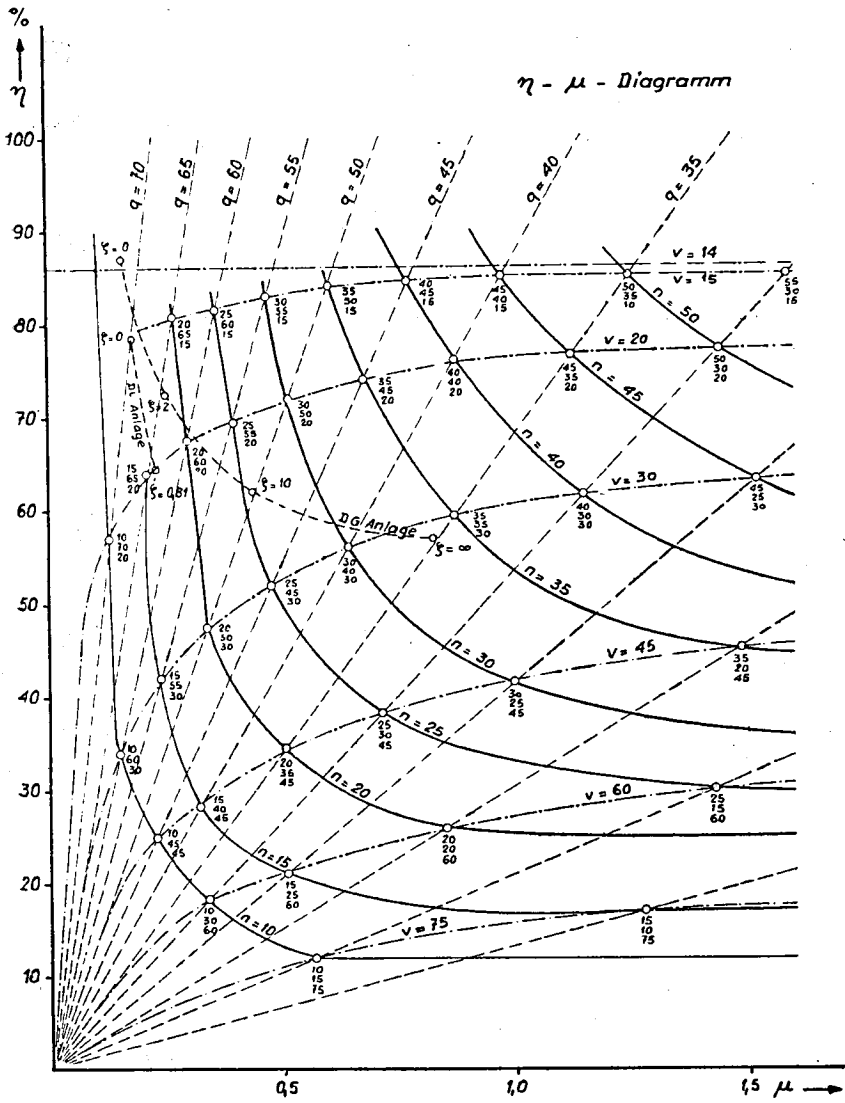


Fig. 48. Dampf-Gas-Anlage

Diese führt schließlich auf folgende Bedingung:

$$\eta_{vII} < \frac{(1 - \eta_I) + [(1 + \zeta) \eta_{vIII(1+\varrho)} + \zeta \eta_{vIII\zeta}] (\beta) (\Lambda - 1)}{(1 - \eta_I) + (1 - K) \beta (\Lambda - 1)} \quad (78)$$

Die Anlage mit Eigenbrennraum nach Fig. 3 ist also besonders günstig, wenn

- a) η_{vII} klein ist, d. h. bei *Gegendruck*-Dampfanlagen.
- b) die Kopplung K groß ist, d. h. bei hohen Brennlufttemperaturen im Kessel b .
- c) die Zusatzluftmenge ζ groß ist, d. h. bei großen Leistungen; (vgl. auch Fig. 48).
- d) eine Abwärme-Ausnutzung der Zusatzluft unmöglich ist ($\eta_{vIII\zeta}$ groß).
- e) ganz allgemein, wenn die Dampfseite wenig, die Luftseite viel Verluste aufweist.

Bei *Kondensations*-Dampfanlagen, wo $\eta_{vII} = 1 - \eta_{nII}$ groß ist, bleibt die DG-Schaltung nach Fig. 3 nur solange der DL-Schaltung nach Fig. 2 überlegen, als der thermische Wirkungsgrad η_{nII} der Kondensationsanlage nicht unterhalb einer gewissen Grenze liegt. Diese Grenze errechnet sich nach Gl. 78 zu:

$$\eta_{(CD)} = \eta_{nII} = (1 - \eta_{vII}) \geq \frac{1 - K - (1 + \zeta) \eta_{vIII(1+\varrho)} - \zeta \eta_{vIII\zeta}}{1 - K + \frac{1 - \eta_I}{\beta (\Lambda - 1)}} \quad (79)$$

Mit den Zahlenwerten $1 - \gamma = 0,369$

$1 - K = 0,848$, $\eta_{vIII(1+\zeta)} = 0,079$, $\eta_{vIII\zeta} = 0,225$ (ohne Ausnutzung der Zusatz-Abwärme), $\eta_I = 0,867$, $\beta = 9,7 \cdot 10^{-3}$, $\Lambda - 1 = 16,3$ erhält man als Grenzwert des thermischen Wirkungsgrades η_{CD} der Kondensationsanlage:

für $\zeta = \zeta_{max} = 0,81$:

$$\eta_{CD \text{ kritisch}} = \underline{\underline{30,8\%}}$$

und für $\zeta = 0$

$$\eta_{CD \text{ kritisch}} = \underline{\underline{24\%}}$$

Bei höheren thermischen Wirkungsgraden der Kondensations-Anlage ist die DG-Anlage, bei niedrigeren die DL-Anlage vorteilhafter.

4. Zusammenfassung

Die DG-Anlage nach Fig. 3 ist in folgenden Fällen der DL-Anlage nach Fig. 2 überlegen:

a) Hinsichtlich Wirkungsgrad bei allen Dampf-Anlagen mit hohen Gesamt-Wirkungsgraden ($1 - \eta_{vII}$), also bei sämtlichen Gegendruck-Anlagen und Heizkesseln, sowie bei Kondensations-Anlagen hoher thermischer Wirkungsgrade (über 30%).

b) Wenn große Gasturbinen-Leistungen gefordert werden, welche ζ -Werte verlangen, die größer sind als sie eine DL-Anlage zulassen kann (ζ_{max} nicht mehr begrenzt).

c) Wenn eine völlig unabhängige Regulierung von Wärme und Leistung, bzw. der Dampf- und Gasseite gefordert wird.

d) Wenn an *vorhandenen* Kessel- oder Feuerungs-Anlagen (*ohne größere bauliche Änderungen*) Leistungsergänzungs-Anlagen angebracht werden sollen.

Diesen Vorteilen der DG-Anlage stehen folgende Nachteile gegenüber:

a) Es sind 2 Wärmequellen notwendig.

b) Die Wärmequelle der Gasturbinenseite kann vorläufig keine festen Brennstoffe verfeuern. Sofern der Kessel Kohlenfeuerung aufweist, sind demnach 2 Sorten Brennstoffe erforderlich, während die DL-Anlage, bei welcher die gesamte Wärmezufuhr im Kessel erfolgt, mit Kohle allein auskommen kann.

KAPITEL VIII

Kombinationen mit Wärmepumpen

Übersicht. Die zu hohen Wirkungsgraden geschaffene Leistung der DL- und DG-Anlagen eignet sich besonders gut zum Antriebe von Wärmepumpen.

Je nach der Leistungsmenge, welche zum Antrieb der Wärmepumpe verwendet wird, und je nachdem, ob die Nutzleistung oder Nutzwärme der Grund-Anlage vergrößert oder die Brennstoffwärme reduziert werden soll, unterscheiden wir den Betrieb als reine *Leistungspumpe*, als reine *Wärmepumpe* oder als *Brennstoff-Sparer* (vgl. Kap. I).

Die 3 genannten Betriebsarten werden an Hand von Sankey-Diagrammen erklärt, sowie analytisch untersucht.

Die analytischen Betrachtungen setzen die Kenngrößen n , q und v und die Leistungsziffer λ der Wärmepumpe als bekannt voraus.

Symoltabelle zu Kapitel VIII

a) *Indices*

α bezieht sich auf die Grundanlage

β bezieht sich auf die erweiterte Anlage

(Vgl. Kap. IV)

(z. B. N_α , Q_α , $Q_{b\alpha}$, N_β , Q_β , $Q_{b\beta}$ = Leistung, Nutzwärme, Brennstoffwärme der Grundanlage, bzw. der erweiterten Anlage.)

b) *Übrige Symbole*

ΔN = Erhöhung der Leistung

ΔQ = Erhöhung der Nutzwärme

ΔQ_b = Verminderung der Brennstoffwärme

N_{wp} = Antriebsleistung der Wärmepumpe

Die gleichen Symbole, mit kleinen Buchstaben geschrieben, stellen die „spezifischen“, d. h. die auf die Brennstoffwärme 1 Kcal/sec bezogenen Werte dar.

λ = Leistungsziffer der Wärmepumpe

Im übrigen siehe Symboltabellen zu den vorangehenden Kapiteln, speziell zu Kapitel IV.

1. Allgemeine Betrachtungen (L_4)

Die Frage, ob die Benützung von Wärmepumpenanlagen berechtigt sei, ist eine *energetische* und eine *wirtschaftliche*. Es muß nämlich stets im Auge behalten werden, daß ohne Heranziehung einer Wärmepumpe deren Antriebsleistung für andere Zwecke frei würde, d. h. daß an deren Stelle — bei konstantem Leistungsbedarf einer bestimmten Verbrauchergruppe — eine andere Leistungserzeugungsanlage ganz oder zum Teil stillgelegt werden könnte. Ist nun die Möglichkeit vorhanden, beim Freiwerden der Antriebsleistung der Wärmepumpe eine Leistungserzeugungsanlage stillzulegen, welche mit einem Wirkungsgrad, der kleiner als $\frac{1}{\lambda}$ ist, aus Wärme Leistung erzeugt, so wird es sich rechtfertigen, auf die Wärmepumpe zu verzichten und dafür jene schlechte Leistungserzeugung stillzulegen.

Es trifft nun sehr oft zu, daß innerhalb einer Verbrauchergruppe, z. B. innerhalb derjenigen eines Landes wie der Schweiz, keine Möglichkeit besteht, an Stelle der Leistungsabgabe an eine Wärmepumpe eine mit $\eta < \frac{1}{\lambda}$ arbeitende Anlage stillzulegen, da vielleicht keine solche Anlage vorhanden ist. Vom Standpunkt der Weltenergiewirtschaft aus betrachtet, bei dem die gesamte Leistungserzeugung als ein einziges großes Verbundsystem angesehen wird, können dagegen auf lange Zeit hinaus noch solche Anlagen gefunden werden, welche zunächst beseitigt werden müssen, bevor die Errichtung von Wärmepumpen eine Ersparnis an Brennstoff bedeuten würde. Die Zuschaltung von Wärmepumpen-Anlagen ist daher heute für in sich abgeschlossene Verbrauchergruppen

zweifellos schon von Bedeutung, die um so mehr steigen wird, je mehr der thermische Wirkungsgrad der Wärmekraftanlagen gehoben wird.

Auf alle Fälle ist es eine wichtige Aufgabe jeder Energiewirtschaft, darnach zu trachten, schlecht arbeitende Kondensationsanlagen nach Möglichkeit zu vermeiden und dafür möglichst viele Heizwerke zu Gegendruck-Dampf-Anlagen auszubauen und möglichst viele Gegendruck-Anlagen zu DL- und DG-Anlagen zu erweitern, da sowohl bei der Gegendruck-Dampf-Anlage, wie bei den DL- und DG-Anlagen die erzeugten Leistungen zu Höchst-Wirkungsgraden erhalten werden. Wenn einmal alle diese Möglichkeiten ausgenutzt sind und alle verbleibenden Kondensations- oder Gasturbinen-Leistungserzeugungs-Anlagen ebenfalls mit hohen Wirkungsgraden arbeiten, dann wird jede Möglichkeit einer Wärmepumpenanlage ausgenutzt werden dürfen.

Neben der Frage der *energetischen Berechtigung* stellt sich weiter die Frage der *Wirtschaftlichkeit* der Wärmepumpen-Ergänzungen.

2. Die Sankey-Diagramme der verschiedenen Betriebsarten mit Wärmepumpe (Fig. 49)

In Kap. III wurde an Hand der Sankey-Diagramme der Energiefluß einer gewöhnlichen Gegendruck-Anlage (Fig. 11) und einer DL-Anlage (Fig. 12) beschrieben.

Es wurde dort bei gleicher totaler Nutzwärme von 74,5% eine Steigerung des Nutzleistungs-Anteiles von 10,5% bei der Gegendruck-Anlage, auf 20% bei der DL-Anlage festgestellt. Dafür mußte die dem Brennstoff zugeführte Wärme von 100% auf 115% gesteigert werden.

a) Leistungspumpe (Fig. 49, Index LP)

Sofern man bei der DL-Anlage nach Fig. 12 die Brennstoffwärme wiederum auf die ursprünglichen 100% reduziert denkt, würden alle Zahlen der Fig. 12 im Verhältnis $\frac{1}{1,15}$ reduziert, z. B. die Nutz-

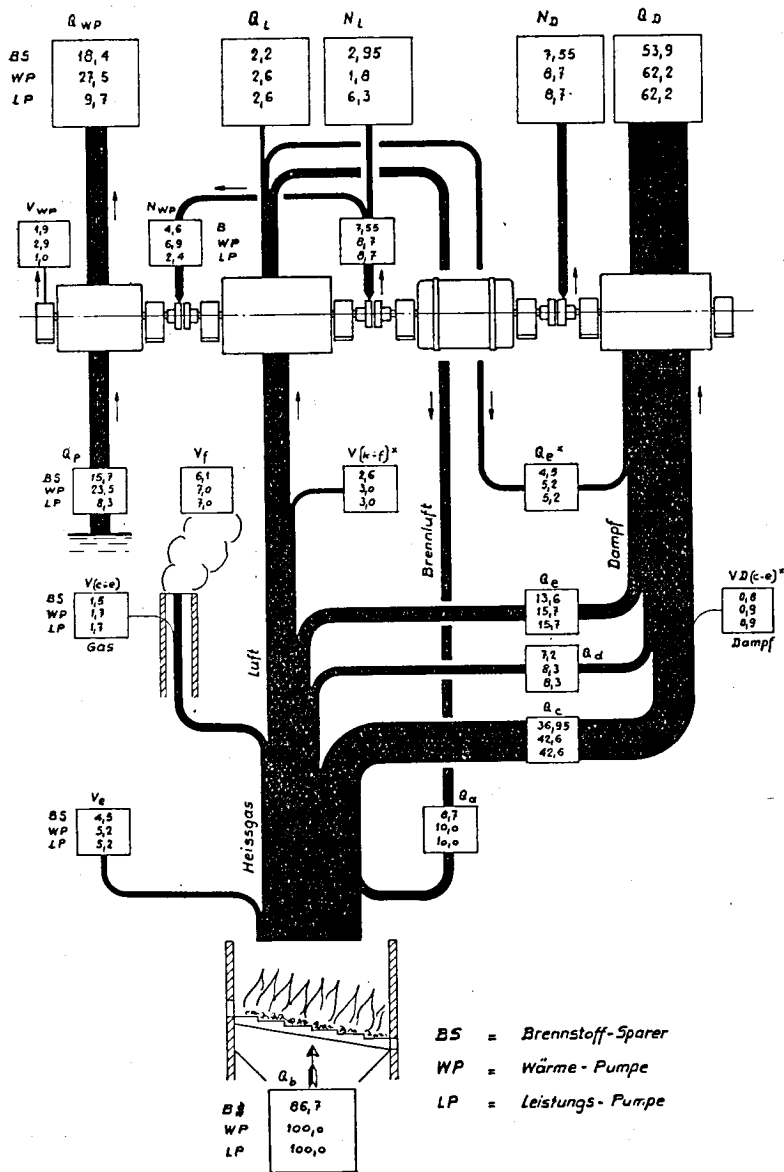


Fig. 49. Energiefluß-Diagramm

leistungen der Dampfseite (N_D) und der Luftseite (N_L) je von 10% auf 8,7% zurückgehen; die gesamte Nutzwärme ($Q_D + Q_L$) würde nur noch den Betrag von $\frac{74,5}{1,15} = 64,8\%$ erreichen. Das Wärmemanko von $74,5\% - 64,8\% = 9,7\%$ kann alsdann durch eine Wärmepumpe geliefert werden. Fig. 49 zeigt diese Verhältnisse für den Fall, daß die gesamte Nutzwärme-Erzeugung gleich jener der ursprünglichen Gegendruck-Anlage (Fig. 11) bleibt, nämlich $Q = 74,5\%$, und daß die Wärmepumpe mit einer Leistungsziffer $\lambda = \text{ca. } 4$ arbeitet. Die mechanische Antriebsleistung der Wärmepumpe beträgt alsdann ca. 2,4%; sie werde von der Luftturbine geliefert; die Nutzleistung der letzteren sinkt daher auf $8,7 - 2,4 = 6,3\%$. Die gesamte Nutzleistung der Anlage beträgt dann noch: $N_D + N_L = 8,7 + 6,3 = 15,0\%$, d. h. sie ist noch um 4,5% höher als jene der Gegendruck-Anlage von Fig. 11.

Vergleichen wir daher die Gegendruck-Anlage der Fig. 11 mit der kombinierten LP-Anlage von Fig. 49, so ergeben sich folgende Zahlen:

Beide Anlagen brauchen gleichviel Brennstoff (100%); beide Anlagen liefern gleichviel Nutzwärme (74,5%), wovon allerdings bei der Anlage von Fig. 49 ein gewisser kleiner Prozentsatz (2,6%) vom Luftsystem und weitere 9,7% von der Wärmepumpe geliefert werden. Trotz gleichen Brennstoff-Aufwandes und gleicher Nutzwärme-Abgabe liefert die kombinierte Anlage eine Mehrleistung von

$$\Delta N = 4,5\%$$

Diese Leistung wird vollkommen „gratis“ erhalten, d. h. ohne äußere Wärme-Zufuhr; aus diesem Grunde nennen wir diese Kombination „Leistungspumpe“. Physikalisch gesehen wird einfach auf Kosten von Wärme Leistung erzeugt, und zwar mit hohem Wirkungsgrade, und die fehlende Wärme mit Hilfe einer Wärmepumpe aus der Umgebung aufgepumpt.

Das Verhältnis der Gesamtleistung der kombinierten Anlage (nach Fig. 49) zu jener der Gegendruck-Anlage nach Fig. 11 beträgt:

$$\nu = \frac{N_{GD} + \Delta N}{N_{GD}} = \frac{15}{10,5} = 1,425$$

b) *Wärmepumpe (Fig. 49, Index WP)*

Wiederum wird das Energiefluß-Diagramm auf die ursprüngliche Brennstoffwärme von 100% reduziert (Fig. 49), was gegenüber der Fig. 12 wiederum eine Verminderung der Gegendruck-Dampfleistung auf $N_D = 8,7\%$ zur Folge hat. Die von der Luft-Anlage zur Verfügung gestellte Leistung von ebenfalls 8,7% wird in diesem Falle bis zum Betrage von 1,8% zum Wärme-Pumpen-Antrieb verwendet. Der Betrag von 1,8% ist so gewählt, daß er zusammen mit den 8,7% Dampfleistung die 10,5% Nutzleistung der ursprünglichen Gegendruck-Anlage (Fig. 11) ergibt. Zum Wärmepumpenantrieb werden somit 6,9% Leistung verwendet, was bei $\lambda = 4$ eine Wärme von ca. 27,5% ergibt.

Ein Vergleich des Diagramms nach Fig. 49 mit der einfachen Gegendruck-Anlage nach Fig. 11 ergibt folgende Bilanz:

Brennstoffzufuhr gleich (100%)
Nutzleistung gleich (10,5%)
Nutzwärme von 74,8 auf 92,3% erhöht

Das Verhältnis der Nutzwärme der kombinierten Anlage zu jenem der Gegendruckanlage beträgt somit:

$$\nu = \frac{92,3}{74,5} = 1,24.$$

Es handelt sich also um einen Ausbau der Gegendruck-Dampf-Anlage von Fig. 11, welcher als *reine Wärmepumpen-Erweiterung* angesprochen werden darf, da die Mehrwärme ohne zusätzliche mechanische Antriebsleistung und ohne erhöhte Brennstoffzufuhr erhalten wird.

c) *Brennstoff-Sparer (Fig. 49, Index BS)*

Fig. 49 weist ferner auf eine Zwischenlösung zwischen Leistungs- und Wärmepumpe hin, bei welcher die Nutzleistung der Gegendruck-Anlage nach Fig. 11 (10,5%), sowie deren Nutzwärme von 74,5% auch nach der Erweiterung durch die Gasturbinen-Wärmepumpenkombination erhalten wird; dank der Erweiterung wird dafür die Brennstoffwärme im Vergleiche zur einfachen Gegendruck-

Anlage von 100% auf 86,7% reduziert. Die Antriebsleistung der Wärmepumpe beträgt in diesem Falle 4,6% und liegt zwischen jener der Leistungs- und der Wärmepumpe.

d) Zusammenfassung

Die Kombination Gasturbine-Wärmepumpe vermag die effektiven Nutzenergien bei konstanter Brennstoffzufuhr zu erhöhen, und zwar in Form von mechanischer Arbeit oder von Wärme. Umgekehrt tritt bei gleichen Nutzenergien eine Brennstoff-Ersparnis ein.

3. Die Erweiterungs-Gleichungen der Wärmepumpen-Kombinationen

Ähnlich wie in Kap. IV betrachten wir eine Grundanlage (mit α bezeichnet) und eine erweiterte Anlage (mit β bezeichnet), welche je durch ihre spez. Kennzahlen $n_\alpha, q_\alpha, v_\alpha$, bzw. $n_\beta, q_\beta, v_\beta$ gegeben seien; im Gegensatz zu Kap. IV besitze hier die erweiterte Anlage ein Wärmepumpen-Aggregat, welches durch seine Leistungsziffer λ und die spez. Kennzahlen n_{wp}, q_{wp}, v_{wp} festgelegt sei.

Für die *Grundanlage* gelten nach wie vor die Gleichungen (9)

$$\begin{aligned} \text{a) } N_\alpha &= n_\alpha \cdot Q_{b_\alpha} \\ \text{b) } Q_\alpha &= q_\alpha \cdot Q_{b_\alpha} \\ \text{c) } V_\alpha &= v_\alpha \cdot Q_{b_\alpha} \end{aligned} \quad (9)$$

Für die erweiterte Anlage dagegen:

$$\begin{aligned} \text{a) } N_\beta &= (n_\beta - n_{wp}) \cdot Q_{b_\beta} = n_\beta \cdot Q_{b_\beta} - N_{wp} \\ \text{b) } Q_\beta &= (q_\beta + q_{wp}) \cdot Q_{b_\beta} = (q_\beta + \lambda \cdot n_{wp}) Q_{b_\beta} = q_\beta \cdot Q_{b_\beta} + \lambda \cdot N_{wp} \\ \text{c) } V_\beta &= (v_\beta + v_{wp}) \cdot Q_{b_\beta} = v_\beta \cdot Q_{b_\beta} + V_{wp} \end{aligned} \quad (80)$$

Die Addition der drei Gleichungen (80) ergibt:

$$N_\beta + Q_\beta + V_\beta - (\lambda - 1) N_{wp} - V_{wp} = Q_{b_\beta} \quad (81)$$

Für die Grundanlage gilt nach wie vor die mit Q_{b_α} erweiterte Gleichung (12)

$$N_\alpha + Q_\alpha + V_\alpha = Q_{b_\alpha} \quad (12)$$

Die Subtraktion der Gl. 12 von Gl. 81 führt schließlich auf die *erste Form der Hauptgleichung* der Anlage-Erweiterungen:

$$\Delta N + \Delta Q - \Delta Q_b = (\lambda - 1) N_{wp} - (v_\beta \cdot Q_{b\beta} - v_\alpha \cdot Q_{b\alpha}) \quad (82a)$$

wobei

- a) $\Delta N = N_\beta - N_\alpha =$ Leistungserhöhung infolge der Erweiterung
- b) $\Delta Q = Q_\beta - Q_\alpha =$ Nutzwärme-Erhöhung infolge der Erweiterung
- c) $\Delta Q_b =$ Brennstoffwärme-Differenz zwischen Grundanlage und erweiterter Anlage.

Diese erste Form der Hauptgleichung wird uns später meist die Antriebs-Leistung der Wärmepumpe $N_p = n_{wp} \cdot Q_{wp}$ geben.

Durch Subtraktion der Gl. 9a von Gl. 80a erhält man für die Antriebsleistung der Wärmepumpe auch folgenden Ausdruck:

$$N_{wp} = (n_\beta \cdot Q_{b\beta} - n_\alpha \cdot Q_{b\alpha}) - \Delta N. \quad (83)$$

Wird dieser Ausdruck in Gl. 82a eingesetzt, so erhält man die *zweite Form der Hauptgleichung* der Anlage-Erweiterungen:

$$\lambda \cdot \Delta N + \Delta Q - \Delta Q_b = (\lambda - 1) (n_\beta \cdot Q_{b\beta} - n_\alpha \cdot Q_{b\alpha}) - (v_\beta \cdot Q_{b\beta} - v_\alpha \cdot Q_{b\alpha}) \quad (82b)$$

Schließlich läßt sich aus Gl. 80b und 9b eine weitere Definition der Antriebsleistung der Wärmepumpe finden:

$$N_{wp} = \frac{\Delta Q - (q_\beta \cdot Q_{b\beta} - q_\alpha \cdot Q_{b\alpha})}{\lambda} \quad (84)$$

welche durch Einsetzen in Gl. 82a auf die *dritte Form der Hauptgleichung* führt:

$$\lambda \cdot \Delta N + \Delta Q - \lambda \cdot \Delta Q_b = -(\lambda - 1) (q_\beta \cdot Q_{b\beta} - q_\alpha \cdot Q_{b\alpha}) - \lambda (v_\beta \cdot Q_{b\beta} - v_\alpha \cdot Q_{b\alpha}) \quad (82c)$$

Auf der linken Seite der Hauptgleichungen (82) stehen je die *äußeren* Energien, während auf der rechten Seite die charakteri-

stischen Größen der Grund-Anlage ($n_\alpha, q_\alpha, v_\alpha$) und der erweiterten Anlage ($n_\beta, q_\beta, v_\beta$) zu finden sind. Die drei Hauptgleichungen erlauben uns nun eine rasche Berechnung der in den Sankey-Diagrammen der Fig. 49 betrachteten speziellen Betriebsarten der Leistungspumpe, der Wärmepumpe und des Brennstoff-Sparers; diesen seien die folgenden 3 Abschnitte gewidmet.

4. Die Leistungspumpe

a) Ableitung

Gemäß den an Hand des Sankey-Diagrammes (Fig. 49 LP) angestellten Betrachtungen gelten für die Leistungspumpen-Erweiterung folgende Ansätze:

$$\begin{aligned}\Delta Q_b &= 0; \quad Q_{b\beta} = Q_{b\alpha} = Q_b \\ \Delta Q &= 0\end{aligned}$$

Gesucht sind die Vermehrung der äußeren Nutzleistung (ΔN) und die Antriebsleistung der Wärmepumpe (N_{wp}).

Aus der zweiten Form der Hauptgleichung (82b) erhalten wir als *äußere Leistungszunahme*:

$$\boxed{\frac{\Delta N}{Q_b} = \Delta n = \left[\left(\frac{\lambda-1}{\lambda} (n_\beta - n_\alpha) - \frac{1}{\lambda} (v_\beta - v_\alpha) \right) \right]} \quad (85)$$

Ferner aus der ersten Form der Hauptgleichung (82a):

$$\frac{N_{wp}}{Q_b} = n_{wp} = \left[(\Delta n + v_\beta - v_\alpha) \frac{1}{\lambda-1} \right] \quad (86)$$

$$\frac{N_{wp}}{Q_b} = n_{wp} = \frac{1}{\lambda} [(n_\beta - n_\alpha) + (v_\beta - v_\alpha)] = \frac{1}{\lambda} (q_\alpha - q_\beta) \quad (87)$$

Das Leistungs-Verhältnis wird:

$$\nu = \frac{n_\alpha + \Delta n}{n_\alpha} = \frac{\lambda-1}{\lambda} \frac{n_\beta}{n_\alpha} - \frac{1}{\lambda} \frac{v_\beta - v_\alpha}{n_\alpha} + \frac{1}{\lambda} \quad (88)$$

b) Zahlenbeispiele

a) Grundanlage: Leistungsloser Dampfkessel mit 86% Wirkungsgrad

$$\begin{aligned} n_{\alpha} &= 0 \\ q_{\alpha} &= 86\% \\ v_{\alpha} &= 14\% \end{aligned}$$

Erweiterte Anlage: DL-Anlage des Kapitels V.

$$\left. \begin{aligned} n_{\beta} &= 17,3\% \\ q_{\beta} &= 63,2\% \\ v_{\beta} &= 19,5\% \end{aligned} \right\} \text{Punkt } C_a \text{ von Fig. 13}$$

vermehrt um eine Wärmepumpe mit $\lambda = 4$.

Mit Hilfe der Gl. 85 und 87 können die spezifischen Werte der Leistungsvermehrung und der Wärmepumpen-Antriebsleistung sofort angeschrieben werden:

$$\Delta n = 0,75 \cdot 0,173 - 0,25 (0,195 - 0,14) = 11,6\% \quad (85)$$

$$n_{wp} = 0,25 (0,173 + 0,195 - 0,14) = 5,7\% \quad (87)$$

In Fig. 50 ist für $\lambda = 4$ das $\Delta n - n_{wp}$ -Diagramm eingezeichnet, welches unter Bezugnahme auf den leistungslosen Dampfkessel als Grund-Anlage für beliebige n_{β} -, q_{β} -, v_{β} -Kombinationen sofort die Größen Δn und n_{wp} angibt. (Vorliegendes Beispiel entspricht Punkt A von Fig. 50.)

Die Effektiv-Werte der Leistungen erhält man, sobald die Größe des Dampfkessels, d. h. die Brennstoffwärme Q_b desselben bekannt ist; wir setzen diese für einen Kessel von 50 t/h Dampf bei 5 ata, 165°C, in Übereinstimmung mit den Berechnungen von Kap. V wie folgt an:

$$Q_b = \frac{G_{II} (i_{7II} - i_{8II})}{\eta_K} = \frac{13,9 (664 - 65)}{0,86} = 9700 \text{ Kcal/sec}$$

was auf folgende Leistungen führt:

$$\text{Zunahme der Nutzleistung: } \Delta N = 4,19 \cdot 9700 \cdot 0,116 = 4700 \text{ KW}$$

$$\begin{aligned} \text{Antriebsleistung der Wärmepumpe } N_{wp} &= 4,19 \cdot 9700 \cdot 0,057 \\ &= 2320 \text{ KW.} \end{aligned}$$

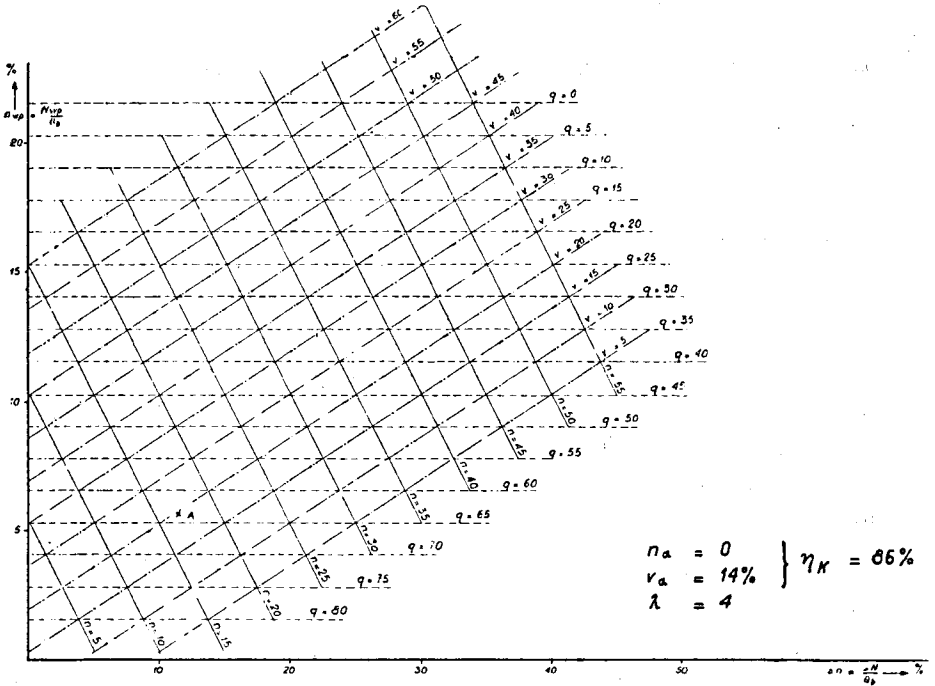


Fig. 50. Diagramm der Leistungspumpe

Die 4700 KW werden mit den gleichen 9700 Kcal/sec Brennstoffwärme erhalten, mit denen vor der Erweiterung der Kessel allein betrieben wurde; sie stellen, wie ein Vergleich mit Kap. V zeigt, fast die gesamte Leistung (5000 KW) dar, welche mit einer Gegendruck-Anlage allein erhalten würde, letztere allerdings mit einem Mehr-Verbrauch an Kohle von 1450 Kcal/sec. Durch die kombinierte Gegendruck-DL-Wärmepumpen-Anlage kann somit annähernd die Leistung der selbständigen Gegendruck-Anlage jedoch *ohne Kohlen-Mehr-Verbrauch erhalten werden* (Einsparung von 1450 Kcal/sec).

Ist die Gegendruck-Anlage schon vorhanden, so muß die kombinierte Anlage mit dieser verglichen werden, was der Gegenstand des folgenden Beispiels darstelle:

β) *Grund-Anlage*: = Gegendruck-Dampf-Anlage

$$\left. \begin{array}{l} n_{\alpha} = 10,7\% \\ q_{\alpha} = 74,9\% \\ v_{\alpha} = 14,4\% \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{vgl. Kap. V u. Fig. 13,} \\ \text{Punkt B} \end{array}$$

Erweiterte Anlage: DL-Anlage des Kap. V

$$\left. \begin{array}{l} n_{\beta} = 17,3\% \\ q_{\beta} = 63,2\% \\ v_{\beta} = 19,5\% \\ \lambda = 4 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Punkt Ca von Fig. 13} \end{array}$$

In diesem Falle lauten die Gleichungen:

$$\Delta n = 0,75 (0,173 - 0,107) - 0,25 (0,195 - 0,144) = 3,6\% \quad (85)$$

$$n_{wp} = 0,25 (0,173 - 0,107 + 0,195 - 0,144) = 2,9\% \quad (87)$$

Die Brennstoffwärme der Gegendruck-Anlage beträgt

$$Q_b = 11150 \text{ Kcal/sec,}$$

so daß sich folgende effektive Leistungen ergeben:

$$\text{Zunahme der Nutzleistung: } \Delta N = 4,19 \cdot 11150 \cdot 0,036 = 1680 \text{ KW}$$

$$\text{Antriebsleistung der Wärmepumpe: } N_{wp} = 4,19 \cdot 11150 \cdot 0,029 = 1350 \text{ KW.}$$

$$\text{Leistungsverhältnis: } \nu = \frac{6680}{5000} = 1,33$$

33% der Gegendruck-Leistung können somit „gratis“, d. h. ohne zusätzlichen Brennstoffverbrauch erhalten werden.

5. Die Wärmepumpe

a) *Ableitung*

Die Erweiterung als Wärmepumpe (Sankey-Diagramm) (Fig. 49 WP) ist folgendermaßen charakterisiert:

$$\Delta Q_b = 0$$

$$\Delta N = 0$$

$$Q_{b\beta} = Q_{b\alpha} = Q_b$$

Die Vermehrung der Nutzwärme (ΔQ) kann aus der 2. oder 3. Form der Hauptgleichung (82b oder 82c) abgelesen werden, nämlich:

$$\frac{\Delta Q}{Q_b} = \Delta q = (\lambda - 1) (n_\beta - n_\alpha) - (v_\beta - v_\alpha) \quad (89)$$

oder

$$\frac{\Delta Q}{Q_b} = \Delta q = (\lambda - 1) (q_\alpha - q_\beta) - \lambda (v_\beta - v_\alpha) \quad (90)$$

Die Antriebsleistung der Wärmepumpe errechnet sich aus der ersten Form der Hauptgleichung (82a) (nach Einsetzen von Δq aus Gl. 89).

$$\frac{N_{wp}}{Q_b} = n_{wp} = n_\beta - n_\alpha \quad (91)$$

Es bedeutet dies, daß die gesamte Zunahme der Anlage-Leistung zum Wärmepumpen-Antrieb verwendet wird.

Fig. 51 gibt das Δq - n_{WP} -Diagramm für den leistungslosen Kessel als Grund-Anlage. ($n_\alpha = 0$, $q_\alpha = 0,86$, $v_\alpha = 0,14$) und eine Leistungsziffer $\lambda = 4$ der Wärmepumpe, für beliebige Kennziffern n_β , q_β , v_β der erweiterten Anlage.

b) Zahlenbeispiele

a) Grund-Anlage: Leistungsloser Dampfkessel mit 86% Wirkungsgrad

$$\begin{aligned} n_\alpha &= 0 \\ q_\alpha &= 86\% \\ v_\alpha &= 14\% \end{aligned}$$

Erweiterte Anlage: DL-Anlage nach Kapitel V

$$\begin{aligned} n_\beta &= 17,3\% \\ q_\beta &= 63,2\% \\ v_\beta &= 19,5\% \\ \lambda &= 4 \end{aligned}$$

Aus Gl. 89 und 91 oder aus Fig. 51, Punkt A, ergibt sich:

$$\begin{aligned} \Delta q &= 46\% \\ n_{WP} &= 17,3\% \end{aligned}$$

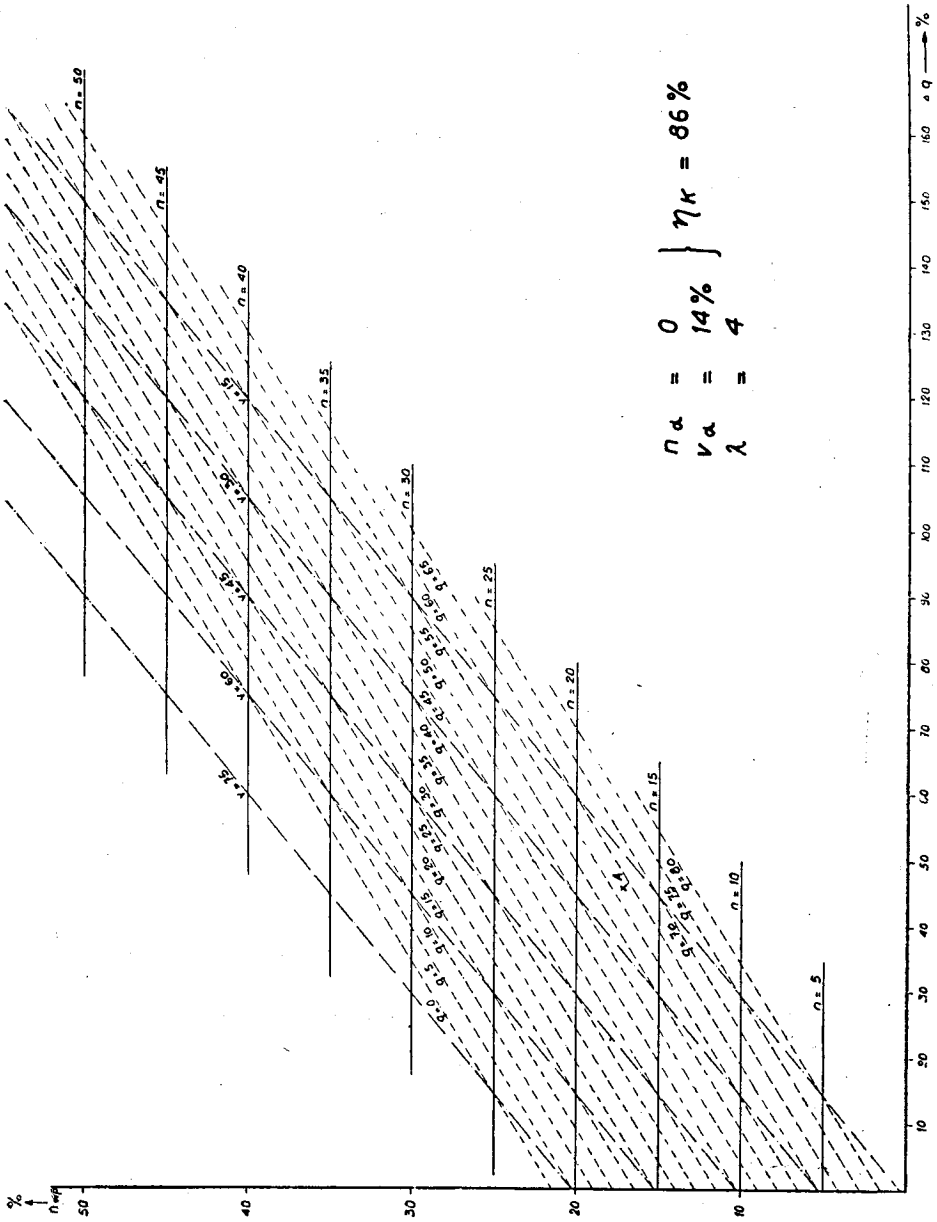


Fig. 51. Diagramm der Wärmepumpe

Die Effektivwerte werden, mit $Q_b = 9700$ Kcal/sec:

$$\Delta Q = 4460 \text{ Kcal/sec}$$

$$N_{WP} = 6980 \text{ KW}$$

$$v = \frac{9700 \cdot 0,86 + 4460}{9700 \cdot 0,86} = 1,53$$

Es kann also über 50% der vom Kessel abgegebenen Nutzwärme als Gratis-Zusatzwärme erhalten werden, sofern man die kombinierte Gegendruck-Luftturbine-Wärmepumpen-Anlage mit der einfachen Kessel-Anlage vergleicht.

Bei diesem Beispiel wird somit die gesamte Nutzleistung der Gegendruckturbine und der Gasturbine zum Wärmepumpenantrieb verwendet, weshalb ein Generator nicht vorhanden ist.

Die gleiche Kombination läßt sich natürlich auch ohne Gegendruck-Dampfturbine verwirklichen. In diesem Falle würde zu einem bestehenden Heizkessel ohne Ausbau auf eine Gegendruckanlage direkt ein Gasturbinen-Wärmepumpen-Aggregat (ohne Generator) zugeschaltet, und damit ebenfalls gratis Nutzwärme erzeugt. Der Betrag der auf diese Weise erzeugbaren Gratiswärme wäre naturgemäß kleiner (etwa die Hälfte des für die kombinierte Gegendruck-Gasturbinen-Wärmepumpen-Anlage ausgerechneten Wertes).

β) Grund-Anlage: Gegendruck-Dampf-Anlage

$$n_\alpha = 10,7\%$$

$$q_\alpha = 74,9\%$$

$$v_\alpha = 14,4\%$$

Erweiterte Anlage: = DL-Anlage des Kapitels V, vermehrt um eine Wärmepumpe mit $\lambda = 4$; $n_\beta, q_\beta, v_\beta$ nach Abschnitt 4 b dieses Kapitels.

In diesem Falle ergeben die Gleichungen 89 und 91 folgende Zahlenwerte:

$$\Delta q = 14,7\%$$

$$n_{WP} = 6,6\%$$

Mit Hilfe der Brennstoffwärme der Gegendruck-Anlage von $Q_b = 11150$ Kcal/sec ergeben sich folgende Effektivwerte:

$$\text{Gratis-Wärmezunahme:} \quad \Delta Q = 1640 \text{ Kcal/sec}$$

$$\text{Antriebsleistung der Wärmepumpe: } N_{WP} = 3080 \text{ KW}$$

Die Gratis-Wärme beträgt somit etwa 20% der Nutzwärme der Gegendruck-Anlage.

6. Brennstoff-Sparer

a) Ableitung

Eine dritte Kombination der bei der Erweiterung konstant zu haltenden Größen, nämlich

$$\begin{aligned}\Delta N &= 0 \text{ und} \\ \Delta Q &= 0\end{aligned}$$

führt auf eine Erweiterung mit reduzierter Brennstoff-Zufuhr:

Aus Gl. 82 b errechnet sich in diesem Fall das Brennstoff-Verhältnis:

$$\frac{Q_{b\beta}}{Q_{b\alpha}} = \frac{1 + (\lambda - 1) n_{\alpha} - v_{\alpha}}{1 + (\lambda - 1) n_{\beta} - v_{\beta}}, \quad (92)$$

so daß die *Brennstoff-Ersparnis*:

$$\frac{Q_{b\alpha} - Q_{b\beta}}{Q_{b\alpha}} = \frac{\Delta Q_b}{Q_{b\alpha}} = \Delta q_b = \frac{(\lambda - 1) (n_{\beta} - n_{\alpha}) - (v_{\beta} - v_{\alpha})}{1 + (\lambda - 1) n_{\beta} - v_{\beta}} \quad (93)$$

beträgt.

Die Antriebsleistung der Wärmepumpe wird wiederum aus der 1. Form der Hauptgleichung errechnet, nachdem das Verhältnis

$\frac{Q_{b\beta}}{Q_{b\alpha}}$ aus Gl. (92) in dieselbe eingetragen wurde.

$$\frac{N_{WP}}{Q_{b\alpha}} = n_{WP} = \frac{n_{\beta} (1 - v_{\alpha}) - n_{\alpha} (1 - v_{\beta})}{1 + (\lambda - 1) n_{\beta} - v_{\beta}} \quad (94)$$

Fig. 52 stellt das $\Delta q_b - n_{WP}$ -Diagramm für den 86%-igen Kessel als Grund-Anlage und eine Leistungsziffer der Wärmepumpe von $\lambda = 4$ dar.

b) Zahlenbeispiele

Gegenüber dem leistungslosen Kessel als Grundanlage errechnet sich eine *Brennstoff-Ersparnis* von über 30%, im Vergleich zur Gegendruck-Anlage eine solche von 10%.

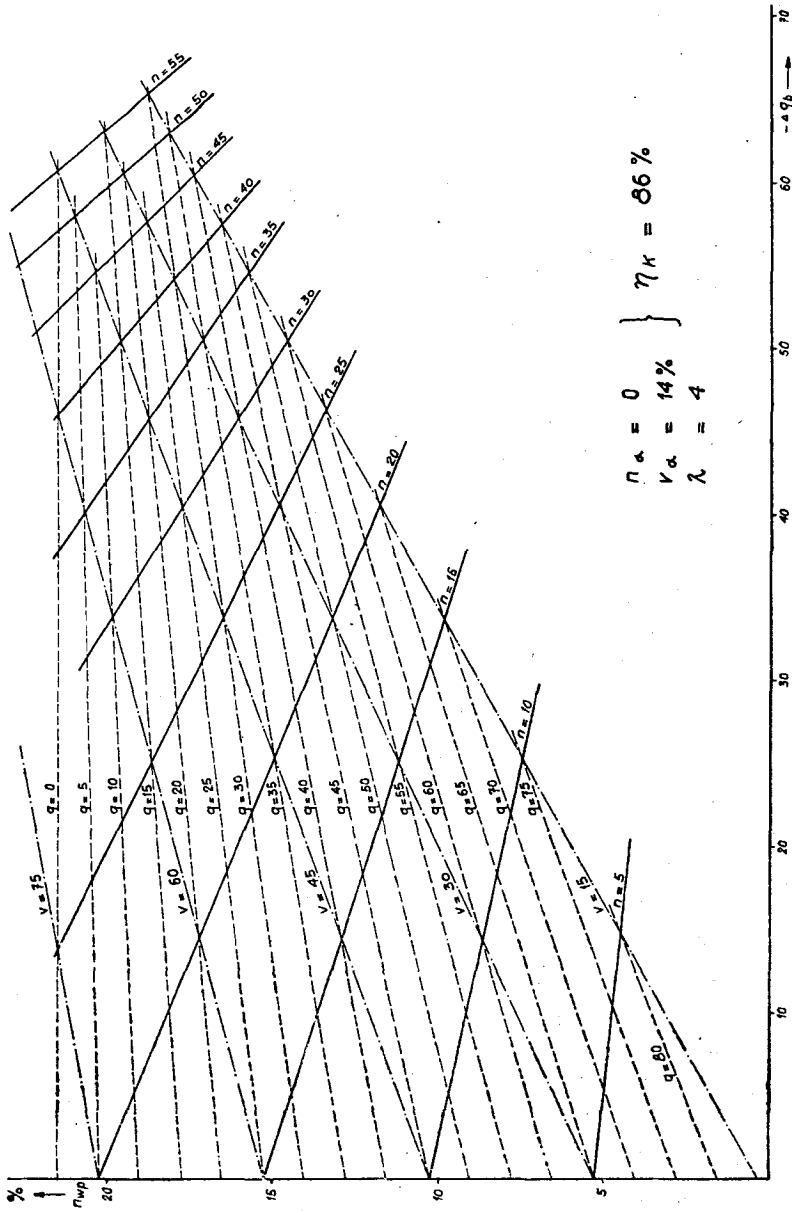


Fig. 52. Diagramm des Brennstoffsparens

7. Wärme-Vervielfachung

Die in den Abschnitten 4 ÷ 6 untersuchten Erweiterungsarten stellen ausgeprägte Beispiele dar, welche auf besonders einfache und übersichtliche Lösungen der Hauptgleichungen 82 führen. Daneben sind natürlich alle möglichen Zwischen-Lösungen denkbar, von denen wir noch ein Beispiel kurz herausheben wollen, nämlich jene Erweiterung, welche bei konstant bleibender Nutzleistung gleichzeitig eine Erhöhung der Nutzwärme- und der Brennstoffzufuhr anstrebt. Die Vereinfachung für Gl. 82 beschränkt sich daher auf den Ansatz $\Delta N = 0$. Man erhält für diesen Fall folgendes Verhältnis der Nutzwärme-Zunahme zur Brennstoffwärme-Erhöhung:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta Q_b} = \frac{[(1 + (\lambda - 1)n_\beta - v_\beta)] \frac{Q_{b\beta}}{Q_{b\alpha}} - [(1 + (\lambda - 1)n_\alpha - v_\alpha)]}{\frac{Q_{b\beta}}{Q_{b\alpha}} - 1} \quad (95)$$

Mit den Zahlenwerten des Kapitels V ($n_\alpha = 0$, $v_\alpha = 0,14$, $n_\beta = 0,173$ und $v_\beta = 0,195$) und einer Leistungsziffer $\lambda = 4$ für die Wärmepumpe reduziert sich der Ausdruck (95) auf die in Fig. 53 dargestellte Form:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta Q_b} = \frac{1,32 \cdot \frac{Q_{b\beta}}{Q_{b\alpha}} - 0,86}{\frac{Q_{b\beta}}{Q_{b\alpha}} - 1} \quad (96)$$

Für $\Delta Q_b = 0$ erhält man den Fall der reinen Wärmepumpe (Abschnitt 5 dieses Kapitels).

Einen zweiten Grenzfall erhält man für $\frac{Q_{b\beta}}{Q_{b\alpha}} = \infty$.

Das Verhältnis $\frac{\Delta Q}{\Delta Q_b}$ strebt für diesen Fall einem *endlichen* Grenzwert zu, der für das Beispiel von Fig. 53 etwas über 1,3 liegt. *Es heißt dies, daß mit jeder Kalorie Brennstoffwärme eine bestimmte Wärmemenge aus der Umgebung aufgepumpt wird, und daß bei*

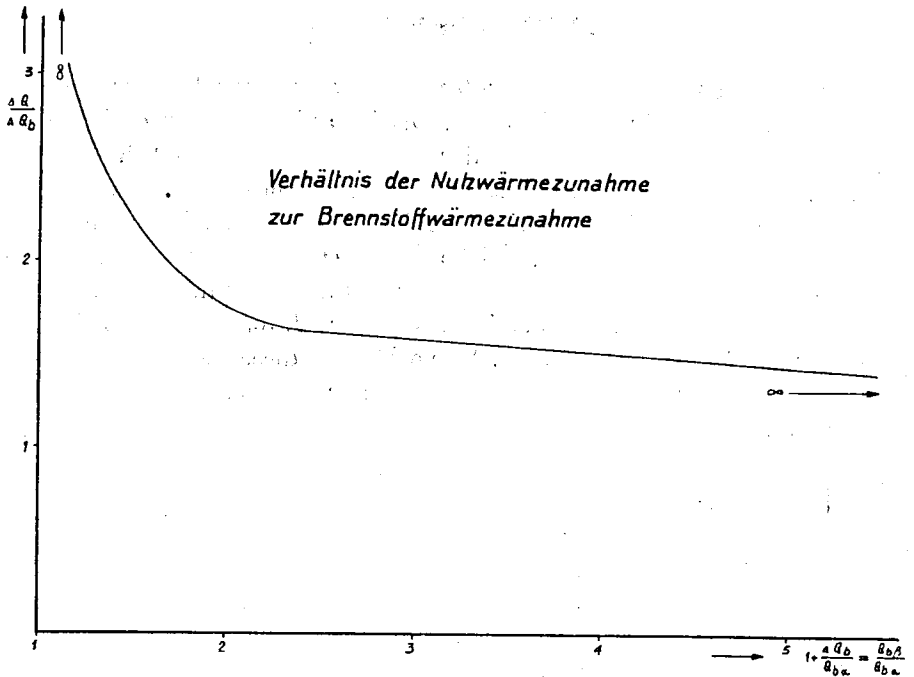


Fig. 53. Wärme-Vervielfacher

Verfeuerung von unendlich viel Brennstoff auch unendlich viel Wärme aus der Umgebung entnommen werden könnte. Es ist damit gezeigt, daß die Verwertung der Umgebungswärme durch das Mittel der Wärmepumpe nicht allein mit Hilfe von Wasserkraftenergie, sondern auch durch thermische Antriebsleistung verantwortet werden kann.

8. Zusammenfassung

Die Möglichkeiten, welche sich für ein Heizwerk durch Zuschaltung von Gasturbinen-Anlagen ergeben, sind die folgenden:

- a) Einfache Leistungssteigerung gemäß dem η - μ -Diagramm der Fig. 13
- b) Erweiterung als Leistungspumpe, gemäß dem Δn - n_{WP} -Diagramm der Fig. 50

- c) Erweiterung als Wärmepumpe gemäß dem Δq - n_{WP} -Diagramm der Fig. 51
- d) Erweiterung als Brennstoff-Sparer gemäß dem Δq_b - n_{WP} -Diagramm der Fig. 52
- e) Kombinationen von a + d.

Welche Art der Erweiterung für eine bestimmte Anlage die günstigste und wirtschaftlich vorteilhafteste ist, muß von Fall zu Fall untersucht werden, da hiezu die örtliche Beurteilung der Energieformen Wärme und Arbeit, die Erstellungspreise und die Brennstoff- und Strompreise nebst andern Faktoren eine wichtige Rolle spielen.

KAPITEL IX

Schlußbemerkungen

Die Verwendung der Gasturbine in Dampfkraftwerken ist schon in früheren Zeiten in verschiedenen Formen angeregt worden. Auch die Serieschaltung in der Form der Verwendung der Abluft der Gasturbinen-Anlage als Brennluft eines Dampfkessels wurde schon von verschiedener Seite vorgeschlagen (L_1 , L_2).

Dagegen wurde die Verwendung der serriegeschalteten Gasturbinen-Anlage im *Heizkraftwerk* erst in neuerer Zeit zur Diskussion gestellt (L_3).

In vorliegender Arbeit wurde an Hand von Entropie- und Wärmefluß-Diagrammen gezeigt, daß bei gegebenem Nutzwärmebedarf mit Hilfe der Gasturbine bedeutende Leistungen zu Wirkungsgraden freigelegt werden können, welche über den Wirkungsgraden von selbständigen Wärmekraft-Anlagen liegen (Kapitel II und III).

Ein Vergleich mit Heizkraft-Anlagen beliebiger Art konnte auf Grund der η - μ -Diagramme und mit Hilfe des für alle Heizkraft-Anlagen gültigen „Leitfähigkeitsgesetzes“ gefunden werden (Kapitel IV).

Praktische Durchrechnungen (Kap. V) zeigen, daß tatsächlich mit Hilfe der Gasturbinen-Anlage die Leistung einer Gegendruck-Anlage um etwa 500 ÷ 1000 KW pro 1 t/h verfeuerte Kohle erhöht werden kann, wobei die niedrigere Zahl ungefähr Wirkungsgrade von über 60%, die höhere Zahl solche von etwas über 40% ergibt*). Diese Zahlen entsprechen Leistungssteigerungen von etwa 50 ÷ 90% der Gegendruck-Leistung.

Es ist zu bemerken, daß diese Vergleichszahlen für Gegendruck-Anlagen ohne Anzapf-Dampf-Speisewasser-Vorwärmung gelten, und daß Vergleiche mit letzteren etwa halb so große Leistungssteigerungen ergeben. Bei solchen Kombinationen mit stark forcierten Hochdruck-Gegendruck-Anlagen kann es vorteilhaft werden, im kombinierten Betrieb eine oder mehrere Anzapfungen zu

*) Bezogen auf die Gegendruck-Anlage als Grundanlage.

unterdrücken; ferner kann es oft von Nutzen sein, den Kompressor mit Kondensat- oder mit Frischwasser zu kühlen.

Über die praktische Verwirklichung der Serie-Kombination von Gasturbine und Heizkraftwerk kann somit im Detail kaum eine allgemeine Regel aufgestellt werden, da jeder Fall von Heizkraftwerk einer eigenen individuellen Behandlung hinsichtlich Schaltung, ökonomischem Dampf- und Luft-Druck, Speisewasser-Vorwärmung, Kompressorkühlung usw. bedarf.

Immerhin stehen prinzipiell stets zwei mögliche Lösungen offen, nämlich die Aufheizung der Druckluft durch die Kesselgase (Dampf-Luft-Anlagen) oder durch eine eigene, ölgefeuerte Gasturbinen-Brennkammer (Dampf-Gas-Anlage). Die Vor- und Nachteile der beiden Möglichkeiten sind in Kapitel VII behandelt.

Da die Leistung der Gasturbine im Heizkraftwerk zu ähnlich hohen Wirkungsgraden wie diejenige der Gegendruck-Dampfturbinen oder doch mindestens zu bedeutend höheren Wirkungsgraden, als diejenigen von selbständigen Wärmekraft-Anlagen erhalten wird, ist es in vielen Fällen gerechtfertigt, die Gasturbine zum Antriebe von Wärmepumpen zu verwenden (Kap. VIII). Je nachdem, wie groß man das zugeschaltete Gasturbinen-Wärmepumpen-Aggregat wählt, kann man die Nutzleistung oder die Nutzwärme eines gegebenen Heizkraftwerkes steigern, ohne dabei auf irgendwelche Zufuhr von Fremdenergie angewiesen zu sein. So ergeben sich beispielsweise für eine Gegendruck-Anlage mittleren Dampfdruckes Gratisleistungen von ca. 33% oder Gratis-Wärmemengen von ca. 20% derjenigen der Gegendruck-Anlage.

Die Anwendung der Gasturbine auf Heizkraftwerke braucht selbstverständlich nicht unbedingt der Ergänzung einer Gegendruck-Anlage zu dienen; jeder einfache Dampfkessel oder jede Feuerung beliebiger Natur bietet der Gasturbine die Gelegenheit einer hochwertigen Ausnützung ihrer relativ hohen Abgas-Wärmemengen.

Schätzen wir beispielsweise die für Raumheizung in der Schweiz benötigte Kalorienzahl auf 10×10^{12} Kcal/Jahr, was bei einer mittleren Heizzeit von 4000 Stunden pro Jahr $2,5 \times 10^9$ Kcal/h ergeben würde. Rechnen wir mit einem mittleren Heizwert der Kohle von 6500 Kcal/kg, so ergibt sich ein Kohlenverbrauch von 380 t Kohle/h.

Mit 500 ÷ 1000 KW/t/h Kohle würde das folgende Möglichkeiten ergeben:

190 000 KW Zusatzleistung zu einem Wirkungsgrad von über 60%

380 000 KW Zusatzleistung zu einem Wirkungsgrad von etwas über 40%

ca. 105 000 KW Gratisleistung durch ein Gasturbinen-Wärmepumpen-Aggregat

ca. 2×10^{12} Kcal/Jahr Gratiswärme durch ein Gasturbinen-Wärmepumpen-Aggregat.

Selbstverständlich ist die Erfassung dieser in viele Einzelheizungen zerfallenden Raumheizungs-Kalorien zum Zwecke der Leistungserzeugung nicht leicht; doch geben uns diese Zahlen immerhin einen Hinweis dafür, wieviel hochwertige Leistung bei richtiger Zusammenfassung der Wärmeverbrauchsstellen (Fernheizwerke) mit Hilfe der Gasturbine noch freigelegt werden könnte.

Die Gasturbine vermag daher sogar in der Schweiz neue Leistungsquellen zu erschließen, vielmehr aber noch in jenen Ländern, welche auf thermische Kraft angewiesen sind.

Ähnliche brachliegende Leistungserzeugungs-Möglichkeiten finden sich nicht nur auf dem Gebiete der Heizung, sondern in allen wärmeverbrauchenden Industrien, speziell in der chemischen Industrie, in der Textil-Industrie, Papier-Industrie usw.

Die Gasturbine scheint daher tatsächlich berufen, in Zukunft auf dem Gebiete der kombinierten Leistungs- und Wärme-Erzeugung neue Wege zu weisen, welche selbstverständlich auf umso günstigere Resultate führen, je besser die Gasturbine hinsichtlich der zulässigen Temperatur entwickelt sein wird, und je mehr die Preise der hochtemperaturigen Materialien, speziell für Turbinen und Luftherhitzer, sich denjenigen von gewöhnlichen Materialien genähert haben werden.

Letzten Endes ist die Frage der Zusehaltung der Gasturbine zum Zwecke der Brennstoff-Ersparnis in Heizkraftwerken nicht nur vom wirtschaftlichen Gesichtspunkte jeder einzelnen Anlage aus zu betrachten, sondern von demjenigen der Schonung der Welt-Brennstoffvorräte.

Da die Gasturbine in dieser Hinsicht große Perspektiven eröffnet, wird ihr der Weg ins Heizkraftwerk geöffnet werden müssen.

X. Literaturhinweise

1. *Siemens-Schuckert AG.*, Dampferzeuger mit einer unter hohem Druck arbeitenden Feuerung. DRP 627514, 1932.
2. *K. Schröder*, Der innere Aufbau von Dampfkraftwerken. Zeitschrift „Die Wärme“, Bd. 59, S. 156, 1936.
3. *Maschinenfabrik Oerlikon*, Wärmekraftanlage für Industriewerke mit Kraft- und Wärmebedarf. + Patent 226527, DRP 755525, 1941.
4. *H. Kahlert*, Brennstoff sparen durch Wärmepumpen? Zeitschrift „Archiv für Wärmewirtschaft und Dampf“, Bd. 24, S. 185, 1943.

Lebenslauf

Geburtsdatum	7. Februar 1910
Städtische Primarschule Zürich	1916 bis 1922
Kantonales Realgymnasium Zürich	1922 bis 1928
Maturität	1928
Medizinstudium an der Universität Zürich	1928/29
1. Propädeuticum	1929
Ingenieurstudium an der E.T.H.	1929 bis 1931
Praxisjahr in der Maschinenfabrik Örlikon	1931/32
Ingenieurstudium an der E.T.H.	1932 bis 1934
Diplom in theor. Elektrotechnik	1934
Assistent bei Herrn Prof. Kuhlmann	1. Jan. 35 bis 31. Okt. 35
Tätigkeit im Studienbureau der Ma- schinenfabrik Oerlikon	1936 bis 1939
Entwicklung der MFO-Gasturbine	seit 1939
Chef der Gasturbinenabteilung	seit 1946