

hohe Rauchgastemperaturen, d. h. Erhöhung des mittleren Temperaturgefälles, reine Heizflächen und innige Berührung der Gase mit der Überhitzerwandung.

Um letzteres zu ermöglichen, werden die Überhitzerrohre gegeneinander versetzt angeordnet. Ferner muß die Rauchgasführung so gewählt werden, daß die ganze Heizfläche gleichmäßig von den Gasen bespült wird, daß also keine sogenannten toten Winkel entstehen, weil sonst der Wärmedurchgang an den einzelnen Stellen des Überhitzers verschieden ist und infolgedessen, auf die Gesamtheizfläche berechnet, ungünstig erscheinen würde.

Die Größe des Wärmedurchganges wird durch die

Wärmedurchgangszahl  $k$

zum Ausdruck gebracht, die anzeigt, wieviel WE in 1 Std. durch 1 qm Heizfläche und für 1° mittleres Temperaturgefälle an die zu überhitzende Dampfmenge übertragen wird.

Die Wärmedurchgangszahl steigt mit zunehmender Kesselbeanspruchung. Auch Berner fand bei seinen Versuchen, daß von allen, den Wärmedurchgang beeinflussenden Umständen die Kesselbeanspruchung den größten Einfluß ausübt, und daß bei Kesseln, die mit natürlichem Schornsteinzuge arbeiten, eine annähernde Proportionalität zwischen Kesselbeanspruchung und Wärmedurchgangszahl besteht und die Dampfgeschwindigkeit im Überhitzer, im Gegensatz zu deren mehr oder weniger häufigem Richtungswechsel, nur eine untergeordnete Rolle spielt.

Hirn und Schmidt fanden bei zahlreichen von ihnen angestellten Versuchen für  $k$  die Werte 10 bis 15.

Als mittlere Werte für  $k$  können bei gemischter Strömungsrichtung ähnlich Fig. 161 bis 165 wohl gelten

Kesselbeanspruchung auf 1 qm Heizfl. in 1 Std. kg	Wärmedurchgangszahl $k$
12—15	10—12
15—18	12—13
18—20	13—15
20—25	15—18
25—30	18—20
Direkt gefeuerter Überhitzer	20—25

Bei reinen Heizflächen und fortwährendem Richtungswechsel des Dampfstromes werden unter Umständen bedeutend höhere Werte für  $k$  erzielt. So wurde bei dem Zentrifugalüberhitzer (Fig. 173) bei einer Kesselbeanspruchung von etwa 20 kg pro qm Heizfläche und Stunde die Wärmedurchgangszahl  $k$  mit  $\sim 40^1$ , bezogen auf  $c_p = 0,54$ , ermittelt. Andererseits fand Berner<sup>2)</sup> bei dem Schlangenrohrüberhitzer (Fig. 175)  $k$  gleich 21,0 bei  $\sim 20$  kg Kesselbeanspruchung und  $k = 28,7$  bei 28,0 kg Dampferzeugung pro qm Heizfläche und Stunde.

Es soll aber bei der Beschaffung eines Überhitzers nie mit den Höchstwerten gerechnet werden, da im Betriebe wohl eine Regelung der Überhitzungstemperatur nach unten, aber niemals nach oben hin möglich ist.

Die Dampfgeschwindigkeit beim Eintritt in den Überhitzer wird zweckmäßig mit 10 bis 12 m, am Austritt mit 18 bis 20 m in 1 Sek. angenommen, wobei der Spannungsabfall je nach der Anzahl der Rohrbiegungen etwa  $\frac{1}{4}$  at betragen wird.

<sup>1)</sup> Versuch von Prof. Gutermuth in der Kesselanlage der Technischen Hochschule Darmstadt.

<sup>2)</sup> Mitteilung über Forschungsarbeiten Heft 14 bis 16.

## E. Größe der Überhitzerheizfläche.

Bei der Berechnung der Heizfläche wird, wie bei Kesseln, die von den Heizgasen bespülte Wandung zugrunde gelegt.

### a) Bei indirekt beheizten (Kesselzug-) Überhitzern.

Es ist, wie vorher schon gesagt, stets besser, die Überhitzerheizfläche eher zu groß als zu klein zu wählen, da durch Regelvorrichtungen die Überhitzungstemperatur herabgemindert werden kann; man wird deshalb auch die Heizfläche stets für die niedrigste Kesselbeanspruchung und nicht für die Höchstleistung festlegen.

Es ist

$$H_h = \frac{D[5w + c_p(t_h - t_s)]}{k \cdot \Delta t} \quad (41)$$

Beispiel 17. Es soll die Größe der Überhitzerheizfläche zur Überhitzung von 1000 kg Satttdampf von 12 at Überdruck auf 350° C ermittelt werden. Angenommen seien die Wärmedurchgangszahl  $k = 13$  und  $t_{g_2} = 600^\circ$ , dann ist bei Wasserdampf mit 2 v. H. Wassergehalt nach Beispiel 16 der mittlere Temperaturunterschied

$$\Delta t = \frac{600 + (600 - 218)}{2} - \frac{350 + 190,6}{2} = 221^\circ$$

und die Heizfläche a) bei 2 v. H. Wassergehalt

$$H_h = \frac{1000[5 \cdot 2 + 0,533(350 - 190,6)]}{13 \cdot 221} = 33 \text{ qm.}$$

b) Bei trockenem Satttdampf ist nach Beispiel 16 der Temperaturverlust der Gase an der Überhitzerheizfläche = 194° C, somit

$$\Delta t = \frac{600 + (600 - 194)}{2} - \frac{350 - 190,6}{2} = 233^\circ \text{ C}$$

und die Heizfläche

$$H_h = \frac{1000 \cdot 0,533 \cdot (350 - 190,6)}{13 \cdot 233} = 28 \text{ qm.}$$

In Fig. 184 sind nun die für je 1000 kg Dampf berechneten Überhitzerheizflächen aufgetragen, und zwar für Dampfdrücke von 8, 10, 12 und 14 at Überdruck, für 0 und 2 v. H. Wassergehalt des Satttdampfes und für Rauchgastemperaturen am Anfang der Überhitzerheizfläche von 400 bis 900° C.

Die Temperaturen der Rauchgase am Ende der Überhitzerheizfläche sind nach Gl. (39) berechnet, während zur Bestimmung der Überhitzungswärme  $i_h - i_s$  Zahlentafel Nr. 49 benutzt wurde.

Da ferner mit einer 8fachen Verdampfung und  $k' = 13$  v. H. CO<sub>2</sub>, also mit kleinen Gasmengen gerechnet wurde, mögen die berechneten Heizflächen in Fig. 184 für manche Verhältnisse etwas hoch erscheinen, besonders, da ohne Rücksicht auf die jeweilige Kesselbeanspruchung  $k$  gleichbleibend mit 13 gewählt ist. Vorstehende Fig. 184 kann daher nur einen ungefähren Anhalt über die jeweils erforderliche Heizfläche geben, während die genaue Größe eines Überhitzers je nach den vorliegenden Verhältnissen von Fall zu Fall zu berechnen ist.

### b) Bei direkt geheizten (Zentral-) Überhitzern

wird die Heizfläche  $H_h$  ebenfalls aus Gl. (41) bestimmt, wobei für die Ermittlung von  $\Delta t$  die Temperatur der Gase vor der Überhitzerheizfläche  $t_{g_2} = \sim 950-1050^\circ \text{ C}$  und als Endtemperatur  $t_{g_3} = \sim 300^\circ \text{ C}$  eingesetzt werden kann. Durch Annahme dieser beiden Temperaturen ist nun gleichzeitig diejenige Wärmemenge festgelegt, welche die Gase bei einem Temperaturgefälle von 950 bzw. 1050° auf 300° C und bekanntem CO<sub>2</sub>-Gehalt abzugeben vermögen.

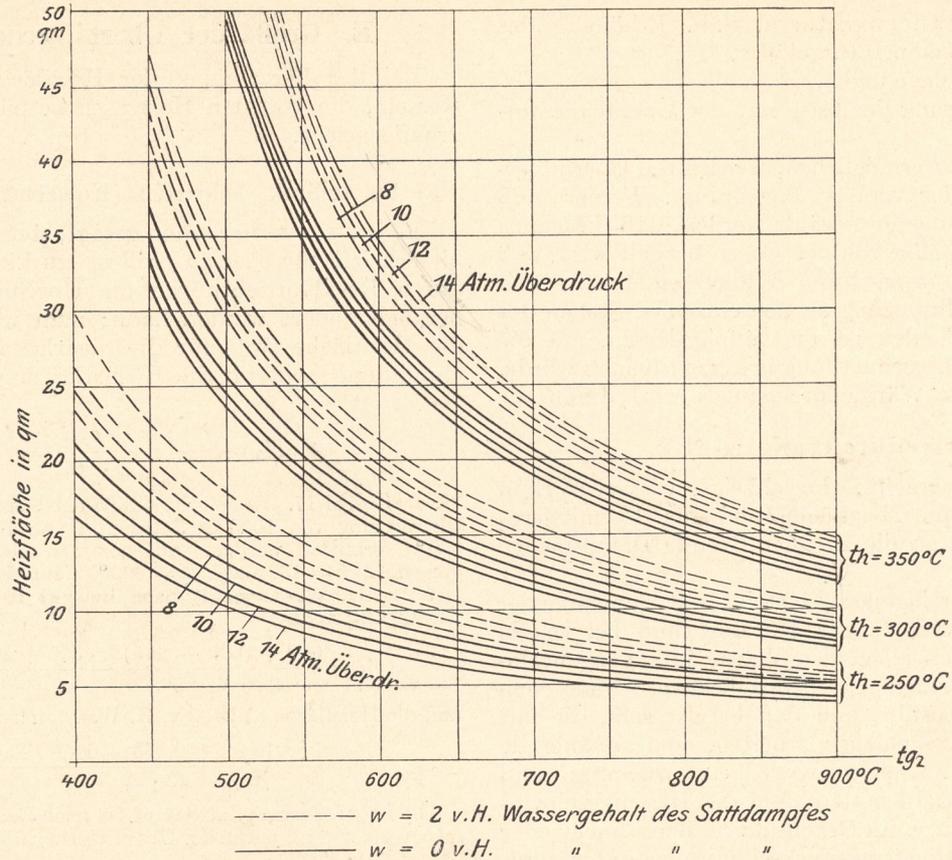


Fig. 184. Heizflächen<sup>1)</sup> für Kesselzugüberhitzer zur Überhitzung von 1000 kg Sattdampf.

Der Brennstoffverbrauch eines direkt gefeuerten Überhitzers beträgt demnach bei 10 v. H. Verlust durch Leitung und Strahlung usw.

$$B = \frac{D[5w + c_p(t_h - t_s)]}{0,90 \cdot G_v \cdot 0,32(tg_2 - tg_3)} \text{ kg} \quad (42)$$

und der Wirkungsgrad ist für den Zentralüberhitzer

$$\eta = \frac{D[5w + c_p(t_h - t_s)]}{B \cdot h} \quad (43)$$

Beispiel 18. Es soll die erforderliche Brennstoffmenge und der Wirkungsgrad für einen Zentralüberhitzer, der 5000 kg Satt-dampf von 12 at Überdruck auf 350 °C überhitzen soll, berechnet werden. Der Dampf enthält infolge Abkühlung in der Rohrleitung insgesamt 4 v. H. Wasser. Als Brennstoff wird die N-Kohle von 7300 WE verwendet. Die Verbrennung findet in einer Vorkammer statt, damit die Anfangstemperatur der Heizgase von etwa 1500 °C durch Mischung mit nachgesaugter Außenluft auf 1050 °C herabgesetzt wird, ehe dieselben die Heizschlangen berühren. Die Abgastemperatur sei 300 °C.

1. Der Wärmeverbrauch für Verdampfung und Überhitzung ist  $Q = D[5w + c_p(t_h - t_s)] = 5000[5 \cdot 4 + 0,533(350 - 190,6)] = 530000 \text{ WE}$ .

2. Diese Wärmemenge, vermehrt um 10 v. H. für Ausstrahlung, ist gleich der den Heizgasen entzogenen Wärme, also  $Q = 0,9 B \cdot G_v c_p (1050 - 300)$ .

Darin ist die Luftmenge  $G_v$  zu bestimmen. In Beispiel 4 und 5 wurde ermittelt, daß einer Anfangstemperatur von 1500 ° ein CO<sub>2</sub>-Gehalt der Rauchgase von 13 v. H. und eine Rauchgasmenge von 12,13 cbm entspricht. Um die Temperatur nun auf 1050 ° herunter zu bringen, müssen 5,2 cbm Luft nachgesaugt werden, so daß das Rauchgasvolumen  $G_v = 17,3 \text{ cbm}$  ist. Dasselbe Ergebnis hätte ohne Nachsaugen von Luft natürlich durch Verbrennung der Kohle mit etwa 8,8 v. H. CO<sub>2</sub>-Gehalt erreicht werden können, wie sich aus Gl. (21) berechnen läßt.

<sup>1)</sup> Die Reihenfolge der Kurven für 8, 10, 12, 14 at Überdruck gilt bei allen 6 Kurvenbündeln von oben nach unten, wie am untersten Bündel für  $t_h = 250^\circ \text{C}$  richtig gezeichnet ist.

Nun ist die gesamte Heizgasmenge

$$B \cdot G_v = \frac{Q}{0,9 \cdot c_p \cdot (1050 - 300)} = \frac{530000}{0,9 \cdot 0,32 \cdot 750} = 2460 \text{ cbm,}$$

die Brennstoffmenge

$$B = \frac{2460}{17,3} = 142 \text{ kg}$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{Q}{B \cdot h} = \frac{530000}{142 \cdot 7300} = 0,51 \text{ oder } 51 \text{ v. H.}$$

Dieser Wirkungsgrad erscheint ziemlich gering und es ist dazu folgendes zu bemerken:

1. der Wirkungsgrad eines Zentralüberhitzers wird wegen des geringeren Temperaturgefälles immer kleiner sein als der eines Kessels;

2. der wirtschaftliche Nutzen des Zentralüberhitzers ist nicht nur von seinem eigenen Wirkungsgrade abhängig, sondern vor allem von dem günstigen Einfluß auf die Dampfausnutzung.

3. Der berechnete Wert ist nur annähernd richtig wegen der Unsicherheit der Temperaturberechnung.

Größe der Rostfläche.

Bezeichnet  $y = \frac{B}{R}$  die Leistung der Rostfläche in kg/qm, so ist

a) für Kessel mit eingebautem Überhitzer

$$R = \frac{D[(i_s - t_w) + w \cdot 5 + e_p(t_h - t_s)]}{\eta \cdot h \cdot y} \quad (44)$$

b) für direkt gefeuerte Überhitzer

$$R = \frac{D[w \cdot 5 + c_p(t_h - t_s)]}{\eta \cdot h \cdot y} \quad (45)$$