

Würde bei direkt gefeuerten Überhitzern der Rost ähnlich wie bei den Kesseln unmittelbar an die Überhitzerheizfläche gelegt, so würde die Temperatur t_g der Gase ungefähr gleich der Verbrennungstemperatur über dem Roste sein. Da diese Temperatur aber für die nur durch Dampf gekühlten Überhitzerrohre zu hoch ist, arbeitet man mit größerem Luftüberschuß, um die Verbrennungstemperatur niedriger zu halten und wählt außerdem sogenannte Vorkammern, welche die Gase durchziehen müssen, bevor sie an die Überhitzerheizfläche gelangen. Nimmt man die Verbrennungstemperatur zu etwa 1500°C an, so daß die Gase, nachdem sie die Vorkammer passiert haben, noch mit $\sim 1050 \div 950^\circ\text{C}$ an den Überhitzer gelangen, so kann damit bei einem bestimmten Brennstoff nach Gl. (19) G_v und der CO_2 -Gehalt der Heizgase bzw. nach Gl. (18) (Zahlentafel Nr. 4) auch der Luftüberschuß, mit dem die Feuerung arbeiten soll, berechnet werden.

B. Die Temperatur der Heizgase hinter dem Überhitzer

ist abhängig von

der Höhe der Überhitzung und dem Wassergehalt des Dampfes, d. h. von der, von den Gasen an die Überhitzerheizfläche abzugebenden Wärmemenge und

der Größe der für die Überhitzereinmauerung in Betracht kommenden Mauerwerks- bzw. Ausstrahlungsoberfläche.

Die zur Erzielung der Überhitzungstemperatur aufzuwendende Wärmemenge, die also den Heizgasen bei ihrer Berührung mit der Überhitzerheizfläche entzogen werden muß, beträgt nach Gl. (31) $i' = c_p(t_h - t_s)$. Aus 1 kg Brennstoff werden nach Gl. (19) G_v cbm Heizgas von 0° entwickelt, so daß bei einer x fachen Verdampfung auf 1 kg überhitzten Wasserdampfes $\frac{G_v}{x}$ cbm Rauchgas entfallen. (G_v kann auch zweckmäßig aus dem Diagramm Fig. 7 abgemessen werden.)

Bei einer spez. Wärme von 0,32 bezogen auf 1 cbm des Heizgases können demnach der auf 1 kg Wasserdampf entfallenden Rauchgasmenge annähernd $\frac{G_v \cdot 0,32}{x}$ WE für je 1° Temperaturverlust entzogen werden, so daß der Temperaturverlust der Gase zur Erzielung der Überhitzungswärme aus gesättigtem Wasserdampf

$$t g_2 - t g_3 = \frac{i'}{G_v \cdot 0,32} = \frac{x \cdot c_p(t_h - t_s)}{0,32 \cdot G_v}$$

beträgt. Enthält aber der gesättigte Wasserdampf w v. H. Wasser, so ist die vom Überhitzer aufzunehmende Wärmemenge für 1 kg Wasserdampf bzw. der Temperaturverlust der Heizgase an der Überhitzerheizfläche unter Berücksichtigung von Gl. (33)

$$t g_2 - t g_3 = \frac{x[5w + c_p(t_h - t_s)]}{0,32 \cdot G_v}$$

Einschließlich 10 v. H. Wärmeverluste durch Leitung und Strahlung der für die Ummantelung des Überhitzers erforderlichen Mauerwerksflächen und für die Abkühlung durch Einsaugen von kalter Außenluft wird dann der gesamte Temperaturverlust der Gase im Überhitzer

$$t g_2 - t g_3 = \frac{x[5w + c_p(t_h - t_s)]}{0,90 \cdot 0,32 \cdot G_v} \quad (39)$$

Hiernach kann die Temperatur der Heizgase hinter dem Überhitzer ohne weiteres bestimmt werden, wenn diejenige am Ende der Vorheizfläche, d. h. vor dem Überhitzer, bekannt ist.

Unter Umständen kann der Wärmeverlust durch Leitung und Strahlung aber erheblich niedriger ausfallen, als oben angenommen, wenn z. B. bei Flammrohrkesseln der Einbau unmittelbar hinter den Flammrohren ähnlich Fig. 169 oder bei Wasserrohrkesseln zwischen Oberkessel und Röhrenbündel erfolgt, wobei nur eine geringe Ausstrahlungsfläche des Mauerwerkes auf den Überhitzer entfällt.

Beispiel 16. Die Verdampfungsziffer $x = \frac{D}{B}$ wird auch als das Verhältnis $\frac{\text{Heizwert} \times \text{Wirkungsgrad des Kessels}}{\text{Erzeugungswärme des Dampfes}}$ berechnet; demnach ergibt 1 kg N-Kohle von 7300 WE bei 90 bis 100°C Speisewassertemperatur und Heißdampf von 12 at und 350°C bei $\eta = 72$ v. H. Kesselwirkungsgrad eine Verdampfungsziffer

$$x = \frac{\eta \cdot h}{i_h - t w_2} = \frac{7300 \cdot 0,72}{754 - 100} = \sim 8.$$

Bei 13 v. H. CO_2 -Gehalt der Rauchgase, entsprechend einem 1,61 fachen Luftüberschuß, entstehen 12,13 cbm Heizgase bezogen auf 0°C .

Der Temperaturverlust der Gase im Überhitzer wird demnach

a) bei 2 v. H. Wassergehalt des Dampfes

$$t g_2 - t g_3 = \frac{x[5w + c_p(t_h - t_s)]}{0,90 \cdot 0,32 \cdot G_v} = \frac{8[5 \cdot 2 + 0,533(350 - 190,6)]}{0,90 \cdot 0,32 \cdot 12,13} = 218^\circ\text{C}.$$

b) Kommt trockener, gesättigter Wasserdampf ohne meßbaren Gehalt an Wasser in Frage, so wird unter den oben angenommenen Verhältnissen

$$t g_2 - t g_3 = \frac{x[c_p(t_h - t_s)]}{0,90 \cdot 0,32 \cdot G_v} = \frac{8 \cdot 0,533(350 - 190,6)}{0,90 \cdot 0,32 \cdot 12,13} = \sim 194^\circ\text{C}.$$

Es hat dieses natürlich zur Voraussetzung, daß alle Gase die Überhitzerwandungen berühren und nicht teilweise durch vorhandene Regelvorrichtungen direkt an der Kesselheizfläche entlang geleitet werden.

Bei Berechnung der Heizfläche von direkt gefeuerten Überhitzern wird $t g_3$ nicht geringer als 300°C angenommen, da andernfalls die Heizfläche zu groß und ein reines Gegenstromprinzip gewählt werden müßte, um eine größere Abkühlung der Gase zu erzielen.

C. Der mittlere Temperaturunterschied

zwischen Heizgasen und Dampf im Überhitzer wird nur mit einer für praktische Zwecke ausreichenden Genauigkeit als der Unterschied zwischen den mittleren Temperaturen der Rauchgase und des Dampfes berechnet aus

$$\Delta t = \frac{t g_2 + t g_3}{2} - \frac{t_h + t_s}{2} \quad (40)$$

Die genauere Gleichung ist im Forschungsheft Nr. 14 bis 16 von Berner angegeben, und es ist dort auch nachgewiesen (S. 117 und 118), daß der Unterschied zwischen den Ergebnissen derselben und der angenäherten Gleichung für die in Frage kommenden Verhältnisse nicht sehr erheblich ist.

D. Wärmedurchgang durch die Überhitzerheizfläche.

Derselbe wird günstig beeinflusst durch zweckentsprechende Formen der Überhitzerrohre, häufige Richtungsänderung der durchströmenden Dampfmenge,