

6. Ausrüstung der Vorwärmer.

Am Wasserein- und Austrittstutzen werden leicht sichtbare Thermometer vorgesehen, um die jeweilige Temperaturerhöhung bequem ablesen und die Wirksamkeit der Anlage jederzeit beobachten zu können.

Ein Sicherheitsventil mit Hebelbelastung am höchsten Punkte in der Nähe des Wassereintrittstutzens angebracht, verhindert bei geschlossenem Speiseventil und Beheizung der Vorwärmerwandungen die Überschreitung des vorgesehenen Höchstdruckes. Der jeweilige Arbeitsdruck wird an einem Manometer, welches zweckmäßig mit Maximumzeiger ausgerüstet wird, abgelesen.

Zur Reinhaltung des Vorwärmers sind je nach Anzahl der Rohrreihen ein oder mehrere Ablaßventile oder Hähne anzubringen, um den Schlamm, der sich bei der Erwärmung des Speisewassers ausscheidet, einige Male am Tage während des Betriebes ablassen zu können.

Eine Umföhrungsleitung sollte stets vorgesehen sein, um bei plötzlich eintretendem Defekt am Vorwärmer diesen ausschalten und das Speisewasser direkt in den Kessel leiten zu können.

Rauchgasklappen oder -schieber ermöglichen ebenso eine teilweise oder vollkommene Ablenkung der Rauchgase von der Vorwärmerheizfläche während des Betriebes. Zu diesem Zwecke ist ein Reserverauchkanal unter oder seitlich neben dem Vorwärmer anzuordnen.

Reinigungsöffnungen sind in genügender Zahl und Größe vorzusehen, damit der Vorwärmer erforderlichenfalls befahren werden kann und die Beseitigung der abgeschabten Ruß- und Flugaschemengen keine Schwierigkeiten bereitet.

7. Betrieb der Vorwärmer.

Die Regelung der Speisewasserzufuhr zu den Kesseln sollte möglichst vor, nicht hinter dem Vorwärmer erfolgen, damit, wenn zufällig die Speisung längere Zeit unterbrochen wurde, eventuell sich bildende Dampfblasen nach dem Kessel hin entweichen können und kein höherer Druck im Vorwärmer entstehen kann, als der jeweiligen Kesselspannung entspricht. Es empfiehlt sich aber trotzdem eine ununterbrochene Speisung der Kessel anzustreben, damit fortwährende Temperaturveränderungen und dadurch hervorgerufene Materialspannungen vermieden werden.

Die Zugstärke der Kesselanlage wird tunlichst mit dem Hauptabsperrschieber hinter dem Vorwärmer eingestellt, um zu vermeiden, daß die Heizzüge des Vorwärmers einem größeren Unterdruck ausgesetzt werden, als die Zugstärke des Kessels erfordert. Die verlustbringende Abkühlung der Rauchgase durch Einsaugen kalter Außenluft würde sonst nur begünstigt werden.

Die Reinigung des Vorwärmers

hat gegebenenfalls ebensooft wie die Reinigung der Kesselanlage zu erfolgen. Selbst ein häufiges, zweckentsprechendes Entschlammn hilft bei kesselsteinhaltigem Speisewasser in den meisten Fällen nicht über die zeitweise vorzunehmende innere Reinigung hinweg.

8. Berechnung der Vorwärmer.

A. Die Leistung des Vorwärmers

besteht darin, die Wärme von den Rauchgasen auf das Kesselspeisewasser zu übertragen. Diesen Vorgang kann man durch folgende 3 Gleichungen klarstellen.

1. Den Heizgasen beim Durchgang durch den Vorwärmer entzogene Wärmemenge

$$Q_1 = G_v \cdot c_p (t_{g_4} - t_{g_5})^1) . \quad (46)$$

2. Durch die Vorwärmerheizfläche hindurchgetretene Wärmemenge

$$Q_2 = k \cdot H_v \cdot \Delta t . \quad (47)$$

3. Vom Wasser aufgenommene Wärmemenge

$$Q_3 = D(t_{w_2} - t_{w_1}) . \quad (48)$$

Von diesen Wärmemengen sind Q_2 und Q_3 einander gleich; Q_1 ist um den Betrag, der nach außen durch Strahlung und Leitung sowie durch Einsaugen kalter Luft verloren geht, größer; diesen Verlust kann man je nach der Durchlässigkeit der Umfassungswände mit etwa 10 v. H. in Abzug bringen, so daß $Q_2 = Q_3 = \eta Q_1$ und $\eta = 0,9$ zu setzen ist.

Somit erhält man aus Gl. (46) und (47) die Größe der Vorwärmerheizfläche

$$H_v = \frac{\eta Q_1}{k \cdot \Delta t} = \frac{G_v \cdot c_p \cdot \eta (t_{g_4} - t_{g_5})}{k \cdot \Delta t} \quad (49)$$

oder

$$H_v = \frac{Q_3}{k \cdot \Delta t} = \frac{D(t_{w_2} - t_{w_1})}{k \cdot \Delta t} . \quad (49a)$$

B. Das mittlere Temperaturgefälle

zwischen den Rauchgasen und der zu erwärmenden Wassermenge kann mit genügender Genauigkeit nach der Gleichung

$$\Delta t = \frac{t_{g_4} + t_{g_5}}{2} - \frac{t_{w_1} + t_{w_2}}{2} \quad (50)$$

berechnet werden.

C. Die Wärmedurchgangszahl k

bezeichnet diejenige Wärmemenge in WE, welche für je 1°C mittleres Temperaturgefälle durch 1 qm Vorwärmerheizfläche hindurch von den Rauchgasen auf das Speisewasser übergeht. Die Größe dieser Zahl hängt u. a. in gewisser Weise von der Bauart der Vorwärmer ab. Zunächst muß man dafür sorgen, daß die Rauchgase bei Innehaltung einer gewissen Geschwindigkeit den Vorwärmer in voller Breite und in der ganzen Höhe der Rohre durchziehen; der freie Querschnitt zwischen und neben den Rohren darf also nicht zu groß sein.

Die Frage, ob die Wärmedurchgangszahl bei der versetzten Anordnung der Rohrreihen (Zickzackstellung) höher ist als bei der geradlinigen, ist bei Versuchen häufig zugunsten der ersteren entschieden worden.

Dagegen scheint es, daß die häufig vertretene Ansicht, daß sich die Gegenstromvorwärmer in bezug auf den Wärmedurchgang wesentlich günstiger verhalten als die Gleichstromvorwärmer, nach neueren Versuchen von Eberle nicht in dem oft behaupteten Maße aufrechtzuhalten ist. Diese Versuche haben ergeben, daß²⁾ die Art der Wasserführung durch den Vorwärmer keinen wesentlichen Einfluß auf den Wärmedurchgang hat, daß derselbe aber mit dem Temperaturgefälle Δt und mit der Heizgasgeschwindigkeit bzw. der Beanspruchung der Vorwärmerheizfläche wächst.

¹⁾ Bezeichnungen siehe S. 161.

²⁾ Zeitschr. bayr. Rev. Ver. 1909, Nr. 19 bis 21.

Aus dem Versuchsbericht seien in Zahlentafel Nr. 53 die wichtigsten Ergebnisse mitgeteilt und in Fig. 201 die Kurven wiedergegeben, welche durch je 7 Punkte, Werte von k darstellend, hindurchgelegt sind. Kurve I gilt für den Vorwärmer nach Green (im Gleichstrom geschaltet), II für Krügerschaltung (gruppenweise Gegenstromschaltung) und III für Vorwärmer mit vollkommener Gegenstromschaltung (Düsseldorfer Economiser).

Zahlentafel Nr. 53.

Schaltung des Vorwärmers	Gleichstromschaltung I		Krügerschaltung II		Düsseldorfer Gegenstromschaltung III	
	Mittleres Temperaturgefälle Δt °C	84,8	187,1	89,0	191,6	87,7
Beanspruch. der Vorwärmerheizfläche . WE/qm-Std.	760	2440	872	2470	870	2280
Wärmedurchgangszahl k .	8,95	13	9,78	13,4	9,9	12,9

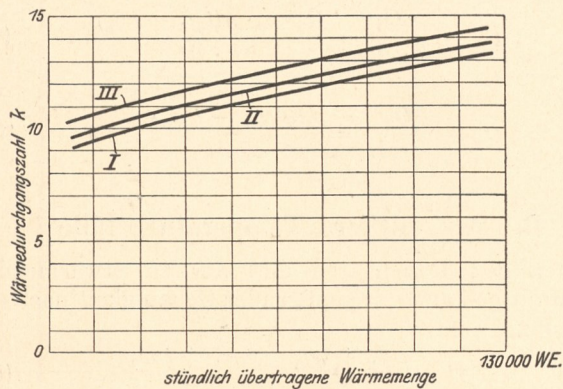


Fig. 201.

Schmiedeeiserne Vorwärmer, bestehend aus Rohren von 30 bis 40 mm lichter Weite, weisen infolge der Zerlegung des Wasserstromes in eine größere Anzahl kleiner Ströhne und der größeren Wassergeschwindigkeit in ihnen eine höhere Wärmedurchgangszahl k auf als normale gußeiserne Rohre von 90 bis 100 mm innerem Durchmesser.

An vorhandenen Anlagen wird die Wärmedurchgangszahl ermittelt aus

$$k = \frac{D \cdot (t w_2 - t w_1)}{H_v \cdot \Delta t} \quad (51)$$

Bei Neuanlagen kann man

- bei gußeisernen Rohren $k = 10$ bis 12
- bei schmiedeeisernen Rohren $k = 15$ bis $20^1)$

nehmen.

Zu berücksichtigen ist bei der Wahl von k noch die Frage, ob die Vorwärmerrohre von innen und außen leicht gereinigt werden können. Man wähle daher in normal beanspruchten Anlagen mit guter Feuerbedingung (etwa 12 bis 13 v. H. CO_2) für gußeiserne Rohre und Gleichstromschaltung $k =$ etwa 10 bis 12, bei Gegenstromschaltung etwa 10 v. H. mehr, also $k =$ etwa 11. Geringere Kesselbeanspruchungen und höhere Kohlen säuregehalte in den Rauchgasen lassen diese Werte nach unten schwanken, während größere Beanspruchungen und geringere CO_2 -Gehalte den Wert von k erhöhen, weil dabei ein verhältnismäßig größeres Gasquantum an die Vorwärmerheizfläche gelangt.

¹⁾ Bei Versuchen des Halberstädter Revisions-Vereins an einem Schulzischen Rauchgasvorwärmer wurde k zu 19 bis 22 ermittelt.

D. Wärmeinhalt der Rauchgase.

Für die Leistung und die wirtschaftlich zweckmäßige Größe der Heizfläche eines Vorwärmers kommt nicht nur die Temperaturdifferenz $t g_4 - t g_5$, sondern auch die Menge der Rauchgase in Betracht. Wird der letztere Faktor nicht berücksichtigt, so kann auch eine noch so große Heizfläche keinen Erfolg gewährleisten; denn man kann auf das zu erwärmende Wasser keine größere Wärmemenge übertragen, als in den Rauchgasen zwischen den entsprechenden Temperaturgrenzen vorhanden ist.

Deshalb kann bei einer schlechteren Feuerung, die mit einem großen Luftüberschuß arbeitet, eine höhere Leistung des Vorwärmers herauskommen als bei einer besseren, wo die Rauchgasmenge geringer ist.

Beispiel 19. In eine Kesselanlage, welche bisher mit Wasser von 35°C gespeist wurde und die überhitzten Dampf von 12 at Überdruck und 350°C erzeugt, soll ein Vorwärmer eingebaut werden, wodurch der Wirkungsgrad vom Kessel, Überhitzer und Vorwärmer schätzungsweise auf 75 v. H. steigt. Die Temperaturen der Rauchgase vor und hinter dem Vorwärmer seien etwa $t g_4 = 300^\circ\text{C}$ und $t g_5 = 180^\circ\text{C}$.

Auf welche Temperatur kann das Speisewasser bei Verwendung der N-Kohle von 7300 WE gebracht werden, wenn der Wärmeverlust durch die freiliegende Vorwärmerwandung und die Umfassungswände 10 v. H. beträgt;

- a) wenn die Feuerung mit $k = 13$ v. H. CO_2 ,
- b) wenn sie mit 10 v. H. CO_2 arbeitet?

a) Wenn eine Temperatur des vorgewärmten Wassers $t w_2 = 95^\circ$ vorweg angenommen wird, so ist die Dampferzeugungswärme (Zahlentafel Nr. 3):

$$i = 668,9 + 0,54 \cdot 160 - 95 = 682,4 \text{ WE/kg}$$

und die Verdampfungsziffer

$$x = \frac{7300 \cdot 0,75}{682,4} = \approx 8 \text{ kg auf 1 kg Kohle.}$$

Bei $k' = 13$ v. H. CO_2 beträgt, aus Fig. 7 gemessen, die Rauchgasmenge für 1 kg Kohle

$$G_v = \text{rd. } 12 \text{ cbm}$$

und die verfügbare Wärmemenge

$$Q_1 = 0,32 \cdot 12 \cdot (300 - 180) = 462 \text{ WE.}$$

Da hiervon 10 v. H. auf Leitung und Strahlung der freiliegenden Economiserwandung und der Ummauerung entfallen, so gehen an das Speisewasser über

$$Q_3 = 0,9 \cdot 462 = 415 \text{ WE.}$$

Die Erwärmung desselben beträgt also nach Gl. (46) und (48)

$$t w_2 - t w_1 = \frac{Q_3}{D} = \frac{415}{8} = 52^\circ\text{C.}$$

Das Speisewasser gelangt also mit $35 + 52 = 87^\circ\text{C}$ in den Kessel; eine höhere Erwärmung ist unter den gegebenen Verhältnissen nicht möglich.

b) Bei $k' = 10$ v. H. CO_2 ist der Wirkungsgrad des Kessels einschließlich Economiser geringer und sei zu 71 v. H. angenommen. Danach ist die Verdampfungsziffer in diesem Falle nur

$$x = \frac{7300 \cdot 0,71}{682,4} = 7,6 \text{ kg/kg.}$$

Die Rauchgasmenge pro kg Kohle aber trotzdem

$$G_v = 15,3 \text{ cbm}$$

und

$$\eta \cdot Q_1 = 0,9 \cdot 0,32 \cdot 15,3 \cdot (300 - 180) = 530 \text{ WE.}$$

Die Erwärmung des Speisewassers steigt also auf

$$t w_2 - t w_1 = \frac{530}{7,6} = 70^\circ\text{C}$$

und

$$t w_2 = 35 + 70 = 105^\circ\text{C.}$$

Allerdings wäre diese höhere Erwärmung des Speisewassers durch die Erniedrigung des Kesselwirkungsgrades um rund 4 v. H. im zweiten Falle (siehe Zahlentafel Nr. 4) zu teuer erkauft.

Beispiel 20. Für die im vorigen Beispiel gegebenen Verhältnisse soll die Vorwärmerheizfläche für 1000 kg Speisewasser