Wissenschaftliche Forschungsarbeit

Gewinnung von Sekundärenergie aus Abgasen von HT-Anlagen-Erhitzern*

Hubertus Zitzmann**

Bei verschiedenen chemischen und physikalischen Prozessen werden Temperaturen im Bereich zwischen 250 und 450 °C benötigt. In diesem Temperaturbereich ist der Einsatz von Wasserdampf in vielen Fällen zumindestens problematisch, wenn nicht sogar unmöglich. Scheidet die elektrische Energie als Wärmeträger aus, stehen meistens nur organische Wärmeträger zur Verfügung.

Abb. 1 zeigt das Schema einer Wärmeübertragungsanlage. Die der Anlage zufließenden Medien werden zunächst in den Rekuperatoren R_1 bzw. R_2 von den die Anlage verlassenden Medien vorgewärmt, ehe sie in den beiden Erhitzern E_1 und E_2 auf die zur Verarbeitung benötigte Temperatur von z. B. 290 °C bzw. 260 °C erwärmt werden und anschließend in den Deodorierapparat D bzw. den Rührkessel $R_{\rm K}$ gelangen. Die im Brenner B erzeugte Wärmemenge wird von dem von der Pumpe P umgewälzten Wärmeträger vom Heizkessel zu den Erhitzern E_1 bzw. E_2 transportiert.

Die, von kurzzeitigen Preiseinbrüchen abgesehen, ständig steigenden Kosten für Primärenergie lassen immer größere Rekuperatoren wirtschaftlich vertretbar werden. Der in diesen Rekuperatoren zurückgewonnene Energieanteil steigt von ursprünglich weniger als 50 % auf mehr als 80 %. Die Folge ist, daß die Austrittstemperaturen der aufzuwärmenden Medien sich immer mehr den Eintrittstemperaturen der abzukühlenden Medien nähern, wodurch immer höhere Rücklauftemperaturen des Wärmeträgers verursacht werden, so daß letztlich auch die Austrittstemperatur der Rauchgase steigt. Die höhere Energie-Ausnutzung in der Anlage führt somit zu einer schlechteren Energie-Ausnutzung der Primärenergie.

Durch den Einsatz weiterer Wärmeaustauscher W_1 und W_2 , die von den den Heizkessel H verlassenden Rauchgasen durchströmt werden, können diese bis in die Nähe des Taupunktes abgekühlt werden. Der erste Wärmeaustauscher W_1 dient zur Erzeugung von Sattdampf mit einem Druck von ca. 2 bis 5 bar, der zweite zur Vorwärmung des Speisewassers.

Da bei vorhandenen HT-Anlagen der zur Verfügung stehende Druckverlust begrenzt ist, müssen von nachträglich einzubauenden Wär-

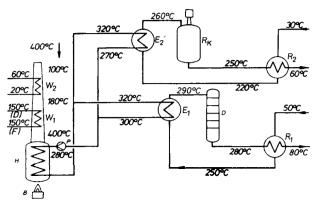


Abb. 1. Schemazeichnung der Wärmeübertragungsanlage; B Brenner, D Deodorierapparat, E_1 , E_2 Erhitzer, H Heizkessel, P Pumpe, R_1 , R_2 Rekuperatoren, R_K Rührkessel, W_1 , W_2 Wärmeaustauscher.

 Vortrag auf dem Jahrestreffen der Verfahrens-Ingenieure, 17. bis 19. Sept. 1986 in Straßburg. meaustauschern, um aufwendige Umbauten zu vermeiden, folgende Forderungen erfüllt werden:

- 1) geringer Druckverlust auf der Rauchgasseite,
- 2) gute Reinigungsmöglichkeit,
- 3) günstiger Einbau in die vorhandende Anlage.

Alle drei Forderungen werden von Spiralwärmeaustauschern mit axialer Strömungsführung der Rauchgase erfüllt. Zudem kann der Mantel des Spiralwärmeaustauschers zur Übertragung von auf den Kamin wirkenden Kräften wie z.B. Windlasten genutzt werden.

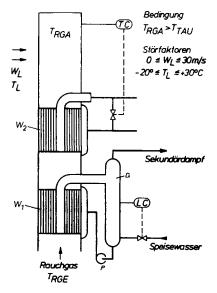


Abb. 2. Regelung der Rauchgas-Austrittstemperatur; W_1 , W_2 Wärmeaustauscher, D Dampfabscheider, P Umwälzpumpe.

Die axiale Strömungsführung der Rauchgase ergibt für das Temperaturprofil einen Kreuzstrom, der eine iterative Bestimmung der Fläche erfordert. Eine Anwendung der bekannten Diagramme [1], die auf der Basis konstanter Wärmedurchgangswerte entwickelt wurden, scheidet aus, da sich die Wärmeübergangszahl auf der Rauchgasseite mit der Temperatur stark ändert. Statt dessen empfiehlt es sich, das modifizierte Verfahren zur Berechnung mehrgängiger Röhrenwärmeaustauscher [2] anzuwenden.

Da z. B. in Mitteleuropa sehr starke Unterschiede der Umgebungsbedingungen eines Kamines möglich sind, ist die Abkühlung der Rauchgase im Kamin sehr unterschiedlich, was die Festlegung der zulässigen Austrittstemperatur aus dem Kühler erschwert. Legt man die maximale Abkühlung im Kamin zugrunde, wird in der größten Zeit ungenützte Energie mit den Rauchgasen entweichen, während es bei einer stärkeren Abkühlung der Rauchgase im Rauchgaskühler zeitweise zu Taupunkt-Unterschreitung und Kondensatbildung im Kamin kommen kann.

In Abb. 2 wird eine Möglichkeit zur Vermeidung der Kondensatbildung im Kamin dargestellt. Im Wärmeaustauscher W_1 werden die Rauchgase bis auf Temperaturen von ca. 120 bis 160 °C durch Erzeugung von Sattdampf abgekühlt. Der zweite Wärmeaustauscher W_2 ist mit einer Bypass-Regelung ausgerüstet, die nur so viel Kühlmedium durch den Wärmeaustauscher strömen läßt, daß die Temperatur der Rauchgase am Kaminaustritt nicht unterhalb der Taupunkt-Temperatur liegt.

Messungen an ausgeführten Apparaten während des betrieblichen Einsatzes zeigten, daß zwischen Rechnung und Messung eine befriedigende Übereinstimmung sowohl bei der thermischen Leistung als auch beim Druckverlust auf der Rauchgasseite besteht.

Eingegangen am 31. Oktober 1986

^{**} Dipl.-ing. (TH) H. Zitzmann, W. Schmidt GmbH & Co. KG, Post-fach 1580, 7518 Bretten.

Literatur

[1] VDI-Wärmeatlas, 4. Aufl., Ca, VDI-Verlag, Düsseldorf 1984.

[2] Gaddis, E. S.; Schlünder, E.-U.: Verfahrenstechnik (Mainz) 9 (1975) S. 617/621.

Schlüsselworte: Abgas, Sekundärenergie, Hochtemperatur-Anlagen, Wärmeaustauscher.

Das vollständige Manuskript dieser Arbeit umfaßt 22 Seiten mit 11 Abbildungen und 4 Literaturzitaten. Es ist als Fotokopie oder Mikrofiche MS 1576/87 erhältlich. Bestellkarten finden Sie am Schluß dieses Heftes.