

**Prof. em. Dr.-Ing. Dr.-Ing. Eh. Rudolf Jeschar  
Institut für Energieverfahrenstechnik und Brennstofftechnik  
Technische Universität Clausthal  
privat: Bäringerstraße 30  
38640 Goslar**

## **Gutachten**

**zur thermischen Belastung von Flammrohren nach Einbau von  
Hochtemperaturwärmespeichern (HTS) in Kessel zur Erzeugung  
von Warmwasser, Dampf sowie Thermalöl**

**Auftraggeber: Firma Moon-Power,  
98384 Marktrodach, Schlot 3**

**Prof. em. Dr.-Ing. Dr.-Ing. Eh. Rudolf Jeschar**  
**Institut für Energieverfahrenstechnik und Brennstofftechnik**  
**Technische Universität Clausthal**  
**privat: Bäringerstraße 30**  
**38640 Goslar**

## **Gutachten**

**zur thermischen Belastung von Flammrohren nach Einbau von  
Hochtemperaturwärmespeichern (HTS) in Kessel zur Erzeugung  
von Warmwasser, Dampf sowie Thermalöl**

**Auftraggeber: Firma Moon-Power,  
98384 Marktrodach, Schlot 3**

Kessel zur Erzeugung von Warmwasser, Dampf oder Thermalöl bestehen bekanntlich aus einer Brennkammer, die als Flammrohr bezeichnet wird und einem nachgetakteten Wärmetauschersystem. Beheizt werden diese Kessel in der Regel mit Erdgas oder Heizöl. Es ist Stand der Technik, dass man mit dem Einbau eines thermischen Wärmespeichers, genannt HTS, in das Flammrohr dieser Kessel eine Energieeinsparung in der Größenordnung im Mittel von 10-15 % erreichen kann.

Eingebaut werden die Speicher meist in getaktet beheizte Kessel. Während der sogenannten Heizzeit wird dieser zusätzliche Speicher bis auf etwa 1200°C aufgeheizt und während der Kühlzeit bis auf etwa 500°C wieder abgekühlt. Die während der Heizzeit je Zeiteinheit zugeführte Brennstoffmenge ist in der Regel so vorgegeben, dass je Stunde etwa 3 bis 6 Perioden dieser Taktfolge durchlaufen werden. Bisher noch ungeklärt ist, in welcher Weise das Flammrohr mit einem solchen Speicher thermisch belastet wird. Dies ist Gegenstand dieses Gutachtens.

Die Konstruktion des Speichers ergibt sich aus den beiliegenden Zeichnungen, die vom Auftraggeber dieses Gutachtens vorgelegt werden. Danach besteht der Speicher aus mehreren Einzelteilen, die durch ein Stecksystem miteinander verbunden sind. Der so

zusammengesetzte Speicher besteht also aus einem Tragsystem und vier aufgesetzten Ringkörper. Je nach der Größe der Kesselleistung kann zwischen drei vorhandenen Größen gewählt werden, deren Maße den beigefügten Bildern zu entnehmen sind. Aus diesen Unterlagen geht hervor, dass das Tragsystem aus mehreren Schichten besteht, deren Dicken und Werkstoffqualitäten sich voneinander unterscheiden können.

Vorgegeben wird für diese Untersuchungen stets die maximal mögliche Temperatur der obersten Schicht. Als Vergleichsfall dient ein gedachter Tragkörper mit einer einzigen Schicht, die Wärme durch Strahlung auf die Flammrohrwand übertragen kann. Dazu wird das Speichersystem gedanklich auf weitgehend punktartige Stützen mit geringer Höhe gestellt. Alternativ werden dann diese Stützen durch unterschiedliche Schichten ersetzt, so dass die Wärme nur noch durch Wärmeleitung auf die Flammrohrwand übertragen werden kann.

Der gesamte Speicherkörper wird schließlich ohne eine zusätzliche Befestigung in das stets horizontal angeordnete Flammrohr gestellt, das in der Regel einen Durchmesser von 900 mm aufweist. Es wird stets darauf geachtet, dass der Speicher in einem ausreichenden Abstand zur Brenneröffnung aufgestellt wird, um den Ausbrand der Flamme nicht zu beeinflussen.

Im Rahmen dieses Gutachtens ist nun zu überprüfen, welche Temperaturerhöhungen sich an der Innenwand des Flammrohres unterhalb des Wärmespeichers sowie über dem Wärmespeicher einstellen können.

--

Der für den Tragkörper jeweils gewählte Schichtenaufbau wird bei den einzelnen Beispielen angegeben. Außer dem mit Beispiel 1 gegebenen Vergleichsfall wird die Wärme stets durch Leitung auf die Flammrohrwand übertragen.

Für die Wärmeübertragung zwischen den Oberseiten der Speicherringe wird die Wärme hingegen nur durch Strahlung auf das Flammrohr übertragen. Da sich die Größe der Ringoberflächen einerseits und die Größe der Flammrohroberfläche andererseits voneinander unterscheiden, gelten hierfür die Strahlungsgesetze für sich gegenseitig umschließende Wände.

### Beispiel 1

Mit diesem ersten Beispiel wird der Fall untersucht, dass sich eine aufgeheizte Platte in einem geringen Abstand über der Wand des Flammrohres eines Kessels befindet und Wärme durch Strahlung auf die Rohrwand überträgt. Von der inneren Oberfläche des Flammrohres wird diese Wärme durch Wärmeleitung auf die äußere Oberfläche übertragen und von hier durch Konvektion auf das Wasser, welches das Flammrohr umgibt. Näherungsweise wird dieser Wärmetransport als stationär angesehen. Der zugehörige Temperaturverlauf ist in der Skizze für dieses Beispiel dargestellt. Im freien Raum zwischen der Oberfläche der aufgeheizten Platte und der inneren Oberfläche des Flammrohres ist der Temperaturverlauf gestrichelt gezeichnet.

Als Maß für die thermische Belastung des Flammrohres wird die Temperatur der inneren Oberfläche des Flammrohres angesehen. Da diese Temperatur jeweils zu berechnen ist, wird sie mit  $\vartheta_x$  bzw.  $T_x$  bezeichnet und schließlich als Übertemperatur zur Wassertemperatur  $\vartheta_w$  dargestellt.

Zur Bestimmung der gesuchten Temperatur  $\vartheta_x$  lassen sich unter Berücksichtigung der Annahme einer stationären Wärmeübertragung die beiden folgenden Gleichungen anschreiben:

$$\dot{q} = \epsilon_{12} \cdot G (T_p^4 - T_x^4) \quad (1)$$

$$\dot{q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \left(\frac{s}{\lambda}\right)_R} \cdot (\vartheta_x - \vartheta_w) \quad (2)$$

Hierin bedeuten

- $\dot{q}$  = der je Zeit- und Flächeneinheit übertragene Wärmestrom, der in beiden Gleichungen gleich groß sein muss,
- $\epsilon_{12}$  = der Strahlungsaustauschkoeffizient für die beiden Oberflächen,
- $\sigma$  = die Stefan-Boltzmann-Konstante,
- $T_p$  = die absolute Temperatur der aufgeheizten Platte,
- $T_x$  = die gesuchte absolute Temperatur der inneren Oberfläche des Flammrohres,
- $\alpha$  = der Wärmeübergangskoeffizient auf der Wasserseite,
- $s_R$  = die Wanddicke des Flammrohres,
- $\lambda_R$  = die Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand,
- $\vartheta_x$  = die Celsius-temperatur der inneren Strahlrohrwand und
- $\vartheta_w$  = die Wassertemperatur in °C.

Durch Gleichsetzen der beiden Gleichungen (1) und (2) erhält man

$$K_i \cdot (\vartheta_x - \vartheta_w) = \epsilon_{12} \cdot \sigma (T_p^4 - T_x^4) \quad (3)$$

Da zu erwarten ist, dass die Temperatur  $T_p$  wesentlich größer ist als die Temperatur  $T_x$ , folgt

$$T_p^4 \gg T_x^4 \quad (4)$$

so dass das Glied  $T_x^4$  auf der rechten Seite von Gleichung (3) vernachlässigt werden kann. Man erhält auf diese Weise eine explizite Gleichung zur Bestimmung der gesuchten Temperatur  $\vartheta_x$  für die innere Oberfläche des Flammrohres. Diese Gleichung lautet somit:

$$(\vartheta_x - \vartheta_w) = \frac{\epsilon_{12} \cdot \sigma T_p^4}{K_i} \quad (5)$$

Zu dieser Gleichung ist noch zu ergänzen, dass  $K_i$  den Wärmedurchgangskoeffizienten bedeutet, der den Wärmetransport

durch Wärmeleitung in der Rohrwand und für die Wärmeübertragung auf das Wasser zusammenfasst. Es gilt hierfür die Gleichung

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\lambda} + \left(\frac{5}{\lambda}\right)_R} \quad (6)$$

Zur Auswertung dieser Gleichung werden für dieses Beispiel folgende Werte angenommen:

Vorgegeben wird die Temperatur der der Rohrwand gegenüberstehenden Oberfläche des aufgeheizten Tragkörpers. Es wird davon ausgegangen, dass diese Fläche in der Heizzeit eine maximale Temperatur von  $\vartheta_p = 1000^\circ\text{C}$  entsprechend  $T_p = 1273\text{ K}$  annehmen kann.

Die Stefan-Boltzmann-Konstante beträgt

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$$

$$\sigma = 20,412 \cdot 10^{-8} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}^4$$

Nach W. Heiligenstaedt „Wärmetechnische Rechnungen für Industrieöfen“, 4. Auflage 1966, Verlag Stahl Eisen, S. 197 ff. kann für Baustoffe des Industrieofenbaus mit annähernd schwarzen Oberflächen

$$\varepsilon_{12} = 0,72$$

gesetzt werden.

Die Wandstärke des Flammrohres wird mit

$$S = 0,015 \text{ m}$$

festgelegt.

Für legierte Stähle kann z.B. nach R. Jeschar „Grundlagen der Wärmeübertragung“ Eigenverlag (1990) für die Wärmeleitfähigkeit für legierte Stähle gesetzt werden:

$$\lambda_R = 88 \text{ kJ/m} \cdot \text{h} \cdot \text{K}$$

und schließlich liegen der Wärmeübergangskoeffizient für Wasser je nach den strömungstechnischen Bedingungen zwischen

$$\alpha = 500 \text{ und } 10000 \text{ W/m}^2\text{K}$$

(siehe ebenfalls R. Jeschar, des bereits genannten Lehrbuchs)

Da die strömungstechnischen Bedingungen sich stark mit der Kesselkonstruktion ändern können, liegt man für diese sicherheitstechnische Untersuchung auf der sicheren Seite, wenn für diese Berechnung der Wert von  $\alpha$  möglichst niedrig eingesetzt wird. Es wird gewählt:

$$\alpha = 2000 \text{ kJ/m}^2\text{h}\cdot\text{K}$$

Mit diesen Werten erhält man für den Wärmedurchgangskoeffizienten

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{2 \cdot 10^3} + \frac{1,5 \cdot 10^{-2}}{8,8 \cdot 10^1}} = 1,4925 \approx 1500 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2\text{h}\cdot\text{K}}$$

Man erkennt hieraus, dass Wärmeleitung in der Rohrwand und Wärmeübergang etwa von gleicher Größenordnung sind. Beide Größen haben also etwa den gleichen Einfluss auf die sich einstellende innere Rohrwandtemperatur. Mit diesen Werten folgt für die gesuchte Übertemperatur der inneren Oberfläche des Flammrohres

$$(\vartheta_x - \vartheta_w) \approx 257,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

Bewertet wird dieses Ergebnis am Schluss der noch durchzuführenden Berechnungen.

## Beispiel 2

Aus dem vorher als Beispiel 1 behandelten Fall ist zu erkennen, dass die sich in der inneren Oberfläche des Flammrohres einstellenden Temperaturen relativ hoch sein können.

Im Folgenden wird der freie Raum unter der Platte mit der Temperatur  $\vartheta_p = 1000$  mit einem mehrschichtigen Wandaufbau ausgefüllt. Die Wärme wird dann vom Wärmespeicher nur noch durch Leitung auf das Flammrohr übertragen. Dies hat im Unterschied zur Wärmeübertragung durch Strahlung zusätzlich den Vorteil, dass sich Temperaturänderungen im Flammrohr nur noch zeitlich stark verzögert auf das Flammrohr auswirken können. Das Modell zur Berechnung der Oberflächentemperatur des Flammrohres ist somit für den stationären Zustand durch die beiden folgenden Gleichungen gegeben:

$$\dot{q} = \kappa_a \cdot (\vartheta_p - \vartheta_x) \quad (7)$$

$$\dot{q} = \kappa_i \cdot (\vartheta_x - \vartheta_w) \quad (8)$$

Hierin sind

$\kappa_a$  = der Wärmedurchgangskoeffizient für den Wandaufbau unterhalb der genannten Platte mit vorgegebener Temperatur  $\vartheta_p$  und

$\kappa_i$  = der Wärmedurchgangskoeffizient für den Wärmetransport zwischen der Innenwand des Flammrohres und dem hinter dem Flammrohr vorhandenen Wasser.

Die Definitionsgleichungen dieser beiden Größen sind:

für den Wärmetransport zur Oberfläche des Flammrohres

$$K_a = \frac{1}{\sum (\frac{s}{\lambda})_i} \quad (9)$$

und für den sich anschließenden Wärmetransport zum Wasser mit Gleichung (6)

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + (\frac{s}{\lambda})_i} \quad (6)$$

Aus den beiden Gleichungen (7) und (8) folgt somit

$$K_a \cdot (\vartheta_p - \vartheta_x) = K_i (\vartheta_x - \vartheta_w)$$

$$K_a [(\vartheta_p - \vartheta_w) - (\vartheta_x - \vartheta_w)] = K_i (\vartheta_x - \vartheta_w) \quad (10)$$

Wählt man als Bezugsgröße wie bisher die Wassertemperatur  $\vartheta_w$ , so folgt aus Gleichung (10)

$$\dots \quad (11)$$

und schließlich nach Umformung

$$\frac{\vartheta_x - \vartheta_w}{\vartheta_p - \vartheta_w} = \frac{1}{\frac{K_i}{K_a} + 1} \quad (12)$$

Für die bisher betrachtete Bezugsplatte wird wie in Beispiel 1 eine Temperatur von

$\vartheta_p = 1000^\circ\text{C}$  entsprechend  $T_p = 1273\text{K}$  angenommen. Der

Wärmedurchgangskoeffizient wurde zu  $K_i = 1500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$  ermittelt.

Für eine Wassertemperatur von annähernd  $100^\circ\text{C}$  beträgt die entsprechende Temperaturdifferenz  $\vartheta_p - \vartheta_w = 900^\circ\text{C}$ . Diese

Werte sollen auch für den Wandaufbau unterhalb der Bezugsplatte beibehalten werden.

Soll nun die Temperatur  $(T_x - T_w)$  auf  $100^\circ\text{C}$  abgesenkt werden, so muss nach Gleichung (12) der Wert von  $K_i$  etwa zehnmal so groß sein wie  $K_a$ . Entsprechend ist der Wandaufbau unter der Bezugsplatte zu wählen. Auf dem Größenverhältnis  $K_i / K_a$  folgt somit, dass die Größe „1“ in obiger Gleichung in erster Näherung vernachlässigt werden kann. Man erhält somit die vereinfachte Beziehung

$$\frac{T_x - T_w}{T_p - T_w} \approx \frac{K_a}{K_i} \quad (13)$$

Mit der Annahme von

$$K_a = 150 \text{ W/m}^2\text{K}$$

wird nun der Aufbau unterhalb der Bezugsplatte näher bestimmt. Es wird von einem Aufbau für den Raum unterhalb der Bezugsplatte ausgegangen, wobei eine der beiden Schichten als Feuerfestplatte gewählt wird und die zweite Schicht eine entsprechend temperaturbeständige Fasermatte sein soll. Es gilt dann die Gleichung

$$K_a = \frac{1}{\left(\frac{s}{\lambda}\right)_K + \left(\frac{s}{\lambda}\right)_M} \quad (14)$$

K steht für die Keramikplatte und

M für die Fasermatte

### Beispiel 2a

Mit dem ersten Beispiel wird dieser Aufbau durch eine einzige Platte aus einer geeigneten Keramik mit einer Dicke von  $s_K = 30 \text{ mm}$  ergänzt. Die Wärmeleitfähigkeit dieser Keramik betrage  $\lambda_K = 3,6 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ . Ergänzend wird diese Platte zwischen der bisherigen Bezugsplatte und der Oberfläche des Flammrohres eingebaut.

Für den äußeren Wärmedurchgangskoeffizienten ergibt sich mit den obigen Annahmen

$$k_a \approx \frac{1}{(0,15)k} = \frac{3,6}{0,03} = 120 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}$$

Für das Temperaturverhältnis nach Gleichung (13)

$$\frac{\vartheta_x - \vartheta_w}{\vartheta_p - \vartheta_w} \approx \frac{120}{1500} = 0,08$$

Mit einem Wert für die Bezugstemperatur

$$\vartheta_p - \vartheta_w = 900^\circ\text{C}$$

erhält man somit für die gesuchte Temperatur

$$\vartheta_x - \vartheta_w = 72^\circ\text{C}$$

### Beispiel 2b

Es wird jetzt zusätzlich zwischen die beiden Platten eine

Mineralfaserplatte eingebaut. Die Dicke dieser Matte betrage  $s_M = 0,005 \text{ m}$  und deren Wärmeleitfähigkeit

$$\lambda_M = 0,72 \text{ kJ/m} \cdot \text{h} \cdot \text{K}$$

Es ist zu beachten, dass die Wärmeleitfähigkeiten von Fasermatten stark temperaturabhängig sind. Würde man diese Matte unmittelbar über der

Wand des Flammrohres einbauen, wäre für die Wärmeleitfähigkeit dieser Matte  $\lambda_M = 0,36 \text{ kJ/m} \cdot \text{h} \cdot \text{K}$  einzusetzen. Für den Einbau zwischen

diesen Platten folgt jedoch für den Wärmedurchgangskoeffizienten

$$k_a = \frac{1}{\frac{0,03}{2,6} + \frac{0,005}{0,72}} = 65,60 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}$$

Für das gesuchte Temperaturverhältnis folgt somit

$$\frac{\dot{V}_x - \dot{V}_w}{\dot{V}_p - \dot{V}_w} \approx \frac{65,60}{1500} = 0,044$$

Für die Temperatur der Flammrohroberfläche erhält man somit

$$(\dot{V}_x - \dot{V}_w) = 0,044 \cdot 900 = 39,6$$

Aus den obigen Beispielen ergibt sich, dass mit einem entsprechenden Aufbau des Speicherträgers praktisch jede gewünschte Oberflächentemperatur des Flammrohres einstellbar ist.

### Wärmeübertragung zwischen Speicherringen und Flammrohrwand

#### Beispiel 3

Im Folgenden wird die thermische Belastung des Flammrohres durch die Wärmestrahlung der Ringe des Wärmespeichers untersucht. Zu berücksichtigen ist in diesem Fall, dass die Wärme von der relativ kleinen Oberfläche der Speicherringe abgegeben und von der größeren Oberfläche der Flammrohrwand aufgenommen wird. Beispielsweise haben die Speicherringe einen äußeren Durchmesser von 300 mm und das Flammrohr 900 mm. Das Oberflächenverhältnis dieser beiden Körper ist durch das entsprechende Durchmesserverhältnis gegeben und man erhält hierfür

$$\frac{A_S}{A_F} = \frac{d_S \cdot \pi}{d_F \cdot \pi} = \frac{300}{900} = 0,33\bar{3} \quad (15)$$

Um diesen Betrag wird die Einstrahlung auf das Flammrohr verändert.

Hierin sind

- A = die Körperoberfläche,
- d = die Durchmesser dieser Körper,
- S = Index für Speicherringe und
- F = Index für Flammrohr.

Unter Berücksichtigung dieses Flächenverhältnisses erhält man somit als Beziehung zur Berechnung der gesuchten Oberflächentemperatur der Innenwand des Flammrohres

$$K_i \cdot (\vartheta_x - \vartheta_v) = \varepsilon_{12} \cdot \sigma \cdot T_s^4 \cdot \frac{A_s}{A_F} \quad (16a)$$

bzw.

$$(\vartheta_x - \vartheta_v) = \frac{\varepsilon_{12} \cdot \sigma \cdot T_s^4 \cdot \frac{A_s}{A_F}}{K_i} \quad (16b)$$

Im Unterschied zu den Temperaturen des Tragkörpers wird für die Oberfläche der Speicherringe mit

$$\begin{aligned} T_s &= 1473 \text{ K} \\ \text{entsprechend } \vartheta_s &= 1200^\circ\text{C} \end{aligned}$$

also eine um  $200^\circ\text{C}$  höhere Temperatur als die maximale Oberflächentemperatur angenommen. Mit den vorher ermittelten Werten für  $K_a$  und  $K_i$ ; sowie dem oben ermittelten Flächenverhältnis erhält man somit für die gesuchte Oberflächentemperatur des Flammrohres

$$(\vartheta_x - \vartheta_w) = 159,7^\circ\text{C}$$

Ergänzend ist noch zu überprüfen, wie sich die Temperatur des Flammrohres mit dem Durchmesser der Speicherringe verändert. So erhält man

$$(\vartheta_x - \vartheta_v) = 102,5^\circ\text{C} \quad \text{für } d_s = 200 \text{ mm}$$

$$(\vartheta_x - \vartheta_w) = 205,0^\circ\text{C} \quad \text{für } d_s = 400 \text{ mm}$$

Gegebenenfalls kann es sinnvoll sein, die Durchmesser der Speicherringe möglichst gering zu halten und dafür die erforderliche Speichergröße durch Verlängerung des Speichers zu erreichen.

Denkbar wäre aber auch, die äußere Oberfläche der einzelnen Speicherringe mit einer hitzebeständigen Beschichtung zu versehen, die das Emissionsverhältnis  $\xi$  wesentlich verringert z.B.,  $\xi = 0,3$ . Die thermische Belastung der Oberfläche des Flammrohres könnte auf diese Weise wesentlich verringert werden.

### Bewertung von Kesseln mit nachgerüstetem HTS

Eine Bewertung von Kesseln ist im Rahmen eines Gutachtens in Bezug auf sein mechanisches Verhalten nach Einbau eines HTS allein aufgrund der oben ermittelten Ergebnisse nicht möglich. Dies wäre bestenfalls im Rahmen einer umfangreichen wissenschaftlichen Untersuchung zu erreichen. Eine erste Beurteilung ist aber dennoch möglich, wenn man die hier erzielten Ergebnisse mit dem entsprechenden Zustand der Kessel ohne HTS ermittelt, womit die Kessel zugelassen und auch mit Erfolg betrieben werden. Dieser Vergleich wird im Folgenden durchgeführt.

Hochtemperaturwärmespeicher (HTS) werden in der Regel nur in getaktet beheizten Kesseln eingesetzt.

Während der sogenannten Heizzeit wird ein solcher Kessel z.B. mit Erdgas beheizt und in der anschließenden Kühlzeit bei abgeschalteter Brennstoffzufuhr durch Zufuhr von Rücklaufwasser und Entnahme von erwärmtem Wasser wieder gekühlt. Ein solcher Zyklus vollzieht sich etwa 3- bis 6-mal je Stunde, so dass der Kessel etwa hundertmal je Tag aufgeheizt und abgekühlt wird. Als Brennkammer dient bekanntlich das Flammrohr. Als mittlere Flammrohrtemperatur kann man etwa einen Wert von  $d = 1200\text{--}1300\text{ }^{\circ}\text{C}$  annehmen. Man wird jedoch feststellen

können, dass man längs und quer zur Flamme jede beliebige Temperatur zwischen etwa 500°C und etwa 1800°C messen kann. Das Flammrohr wird also durchaus nicht gleichmäßig thermisch belastet. In der Kühlzeit wird dem Flammrohr stets eine geringe Menge Kaltluft zugeführt, so dass sich das Flammrohr etwa auf die Wassertemperatur von z.B. 80°C abkühlen kann.

Mit den folgenden Rechnungen wird gezeigt, welche Temperaturen das Flammrohr bei jeder Schaltperiode durchläuft. Für die Heizzeit wird eine mittlere Temperatur im Flammrohr von  $\vartheta_a = 1250^\circ\text{C}$  entsprechend  $T_g = 1523\text{ K}$  angenommen. Die Wärme wird durch Flammstrahlung sowie Gasstrahlung auf das Flammrohr übertragen. Das Emissionsverhältnis wird zu  $\varepsilon_g = 0,3$  angenommen. Es gilt somit zur Berechnung der Oberflächentemperatur die Gleichung

$$k_i (\vartheta_x - \vartheta_w) = \varepsilon_g \cdot \sigma \cdot T_g^4 \quad (17a)$$

bzw.

$$(\vartheta_x - \vartheta_w) = \frac{\varepsilon_g \cdot \sigma \cdot T_g^4}{k_i} \quad (17b)$$

Mit den entsprechenden Werten folgt hieraus

$$(\vartheta_x - \vartheta_w) = 220^\circ\text{C}$$

Dieser Temperaturunterschied ist also mit etwa 70°C größer als die Temperatur, die mit der vorherigen Rechnung für den Einfluss des HTS ermittelt wurde.

In der Kühlzeit wird das Flammrohr ohne HTS leicht von kalter Luft durchströmt. Es gilt somit für die Auskühlung des Flammrohres folgende Gleichung:

$$\begin{aligned} k_w (\vartheta_w - \vartheta_x) &\approx \alpha_L (\vartheta_x - \vartheta_L) \\ k_i (\vartheta_x - \vartheta_w) &= \varepsilon_g \cdot \sigma \cdot T_g^4 \end{aligned} \quad (18)$$

oder umgeformt

$$\frac{\vartheta_x - \vartheta_L}{\vartheta_w - \vartheta_L} = \frac{1}{1 + \frac{\alpha_L}{k_i}} \quad (19)$$

Hierin sind

- $\vartheta_x$  = die gesuchte Oberflächentemperatur des Flammrohres,
- $\vartheta_L$  = die Temperatur der Luft,
- $\vartheta_w$  = die Temperatur des Wassers,
- $k_i$  = der schon mehrfach benötigte Wärmedurchgangskoeffizient für Rohrwand und Wärmeübertrag auf das Wasser und
- $\alpha_L$  = der luftseitige Wärmeübergangskoeffizient.

Zu bestimmen ist noch  $\alpha_L$ . Dieser Wert ist im Vergleich für den Wärmeübergang im Wasser ~~relativ~~ sehr klein. Es gilt hierfür

$$\alpha_L \approx 70 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$$

Somit folgt aus Gleichung (19)

$$\frac{\vartheta_x - \vartheta_L}{\vartheta_w - \vartheta_L} = \frac{1}{1 + 70/1500} \approx 0,995$$

Dieses Ergebnis bedeutet, dass in der Kühlzeit die Oberflächentemperatur des Flammrohres etwa die Wassertemperatur annimmt.

Dieses Ergebnis bedeutet, dass das Flammrohr mit jedem Takt auf etwa 200°C über der Wassertemperatur aufgeheizt und wieder gekühlt wird. Aus dieser Berechnung folgt schließlich, dass sich im Flammrohr in der Kühlzeit Kondensat aus der Luftfeuchte bilden muss, wenn der Kessel mit einer Wassertemperatur unterhalb des Wassertaupunktes betrieben wird. Dieses Ergebnis entspricht den Beobachtungen in der Praxis. Im übrigen ist die Kondensation von Wasser im Flammrohr während der

Kühlzeit ein Hinweis dafür, dass der betreffende Kessel mit erheblichen zusätzlichen Energieverlusten belastet ist, die sich mit dem Einbau eines HTS vermeiden lassen. Nachgewiesen wird dies im Rahmen einer umfangreichen Untersuchung von R. Jeschar unter dem Titel „Optimierung getaktet beheizter Kessel der Heizungsindustrie“, Eigenverlag.

Zusätzlich schädigt die Kondensatbildung das Stahlrohr, weil flüssiges Wasser Eisen oxidieren kann. Mit der beobachteten Kondensatbildung wird gleichzeitig die Richtigkeit der mit diesem Gutachten erstellten Analyse qualitativ bestätigt.

Als Schlussfolgerung ergibt sich aus dieser Untersuchung, dass der Einbau von Hochtemperaturwärmespeichern (HTS) nicht zu einer zusätzlichen thermischen Belastung der Kesseleinbauten führt, sondern im Gegenteil zu einer gleichmäßigeren Temperaturführung getaktet beheizter Kessel beiträgt.

Clausthal/Goslar, den 20. März 2009

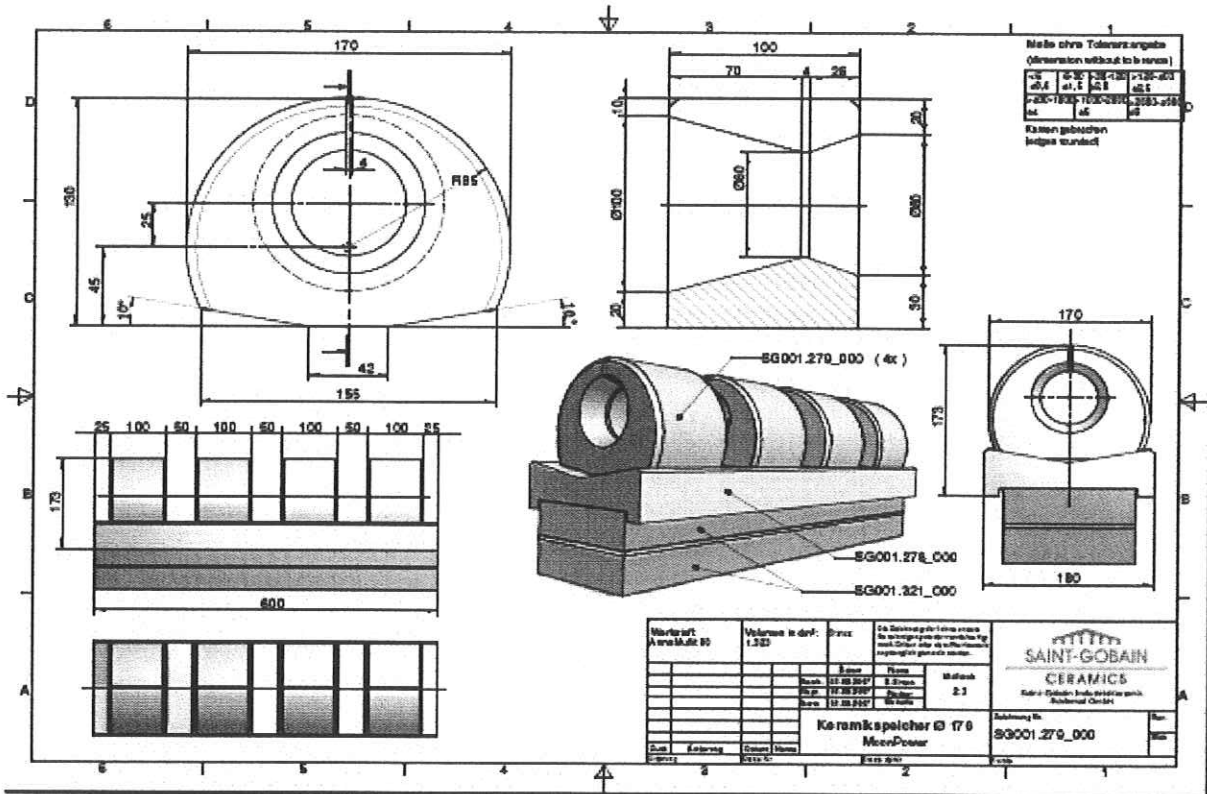
  
Prof. Dr.-Ing. R. Jeschar





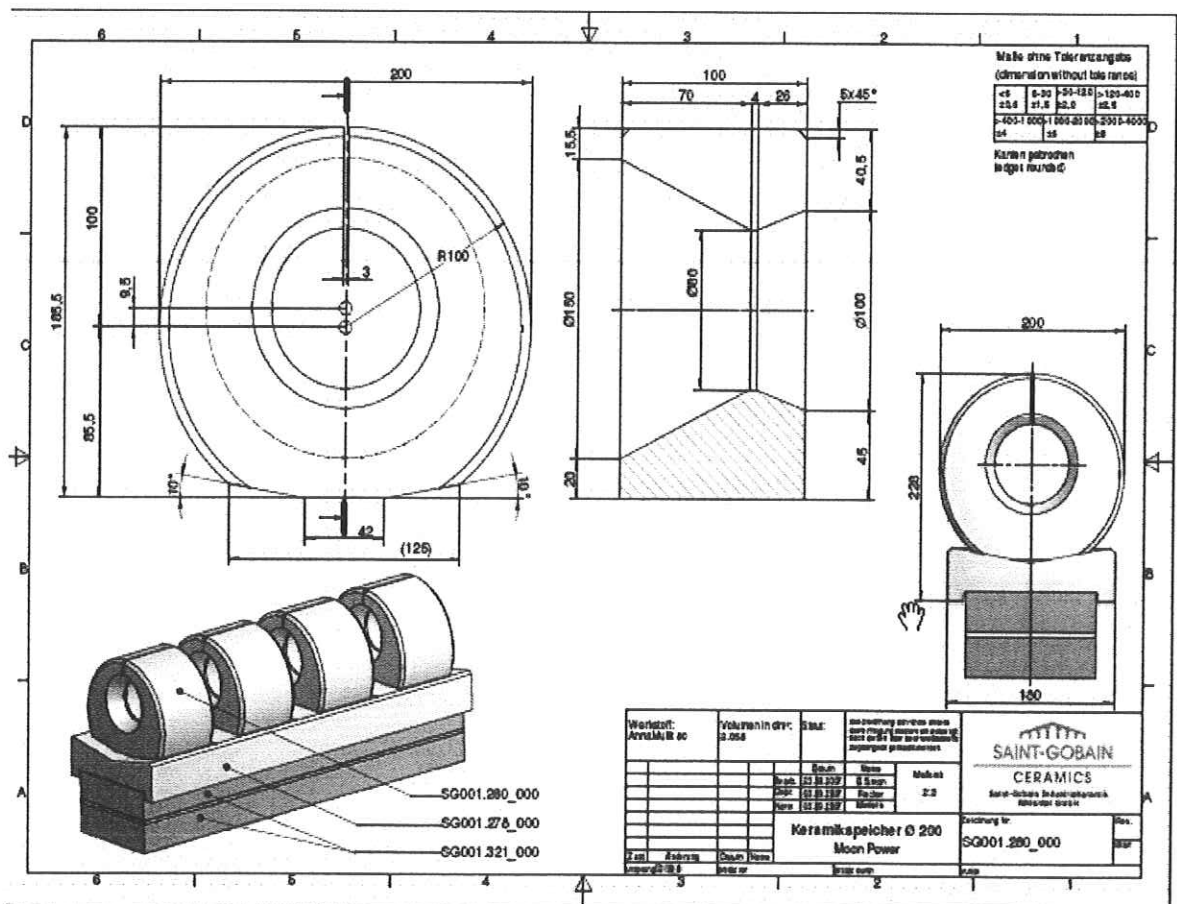
# HTS-Speicher neu 170x130x100

4,10 kg



# HTS-Speicher neu 200x185x100

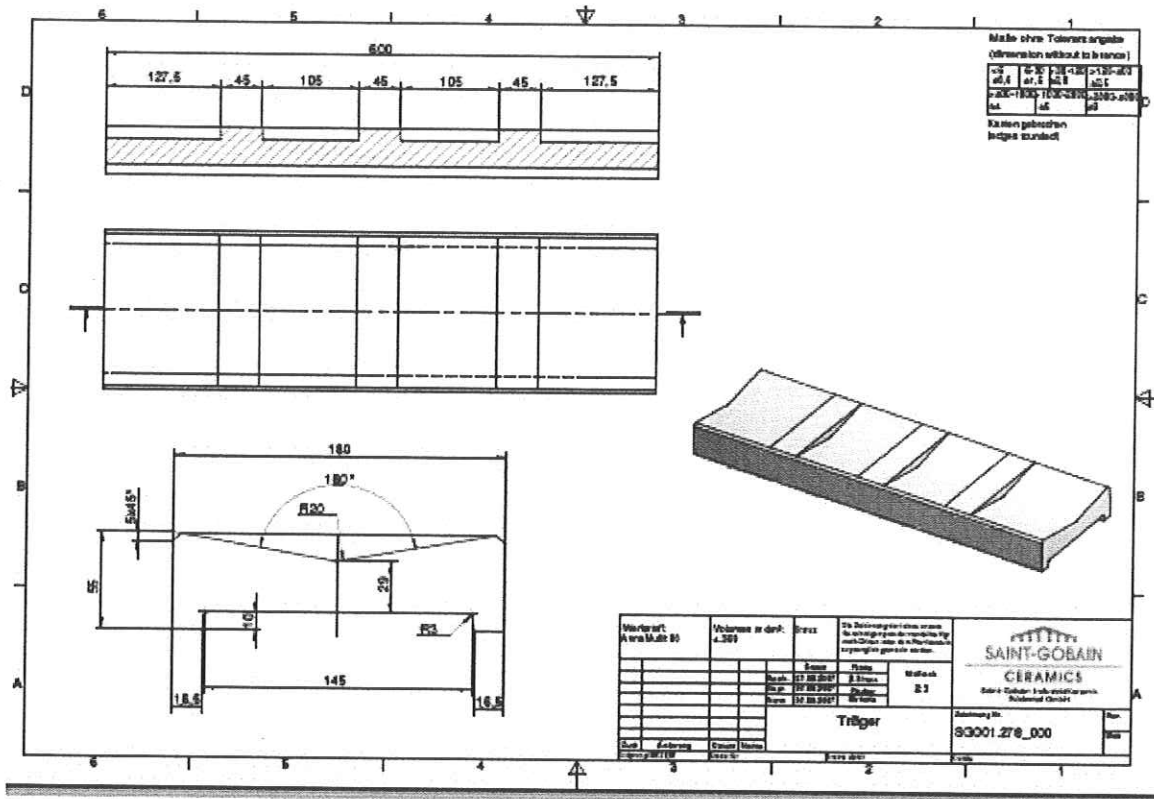
7,00 kg



Träger

600x180x50

10,80 kg



Riegel

600x140x40

8,20 kg

