

Gestione energeticamente efficiente di bruciatori a gas metano

D. Mäder, R. Rakette, R. Lohr, E. Carutti, E.M. Carutti

Il funzionamento efficiente dal punto di vista energetico di un impianto di processo termico riscaldato a metano dipende in larga misura dalla qualità e dalla costruzione dei bruciatori utilizzati. In base ad esempi pratici viene dimostrato in che modo possa essere individuato un aumento inutile del consumo, verificatosi a causa di una errata regolazione del bruciatore o di pressioni oscillanti dei servo mezzi di alimentazione. Tali fenomeni possono essere evitati in maniera efficace e permanente, adottando delle contromisure, in parte anche semplici. Inoltre viene illustrata la diretta dipendenza dell'efficienza energetica dalla dimensione della superficie del tubo radiante.

Parole chiave:

Impianti e attrezzature - trattamenti termici

INTRODUZIONE

Attualmente, l'argomento dell'efficienza energetica è sulla bocca di tutti. Dal punto di vista sia ecologico sia economico, le richieste riguardo all'aumento dell'efficacia della combustione e della tecnica del forno, e cioè la riduzione ai minimi termini di perdite di ogni genere, trovano la loro giustificazione. Il costante aumento della pressione sui prezzi pone però dei limiti nell'acquisto di nuovi impianti. Il rimodernamento di vecchi impianti richiede spesso interventi dispendiosi, comportando quindi dei costi elevati, facendo sì che i tempi di ammortamento si estendano per vari anni, motivo per cui tale procedura non viene sempre presa in considerazione dall'utilizzatore. A seconda della temperatura di processo e del modo di funzionamento dell'impianto di processo termico, l'impiego di bruciatori a recupero invece di bruciatori ad aria fredda può costituire un modo efficace e comparativamente conveniente di sfruttamento dei potenziali di risparmio energetico. In passato, tale procedimento è stato descritto dettagliatamente in molti articoli tecnici.

Ulteriori possibilità, in parte molto più semplici, di aumentare l'efficienza energetica vengono spesso trascurate o non rilevate. I successivi esempi (2-7) verranno illustrati in base al funzionamento di bruciatori ad aria fredda, però sono applicabili anche a bruciatori ad aria calda.

REGOLAZIONE DELLA MISCELA

Il rapporto stechiometrico λ esprime il rapporto tra la quantità di aria alimentata l_0 e la quantità minima di aria teoricamente necessaria $l_{0,min}$. Se l'indice di aria è superiore a 1, allora il processo di combustione viene alimentato con una quantità di aria superiore a quella minima richiesta. Se l'indice di aria è inferiore a 1, la quantità di aria alimentata è troppo bassa per ottenere una completa combustione del gas di combustione.

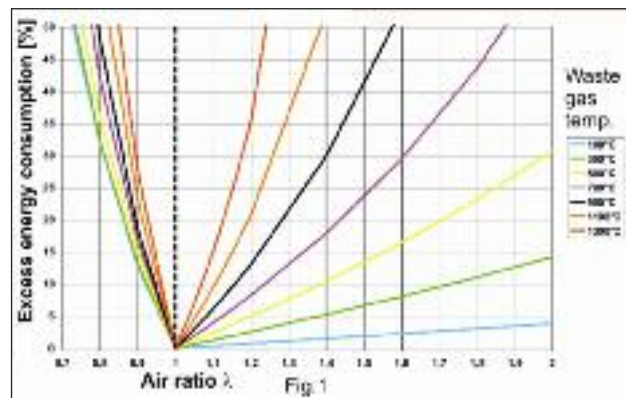


FIG. 1 Aumento del consumo energetico con variazioni dell'indice di aria a seconda della temperatura del gas combusto.

Increase in Energy consumption with variations in air ratio according to waste gas temperature.

In teoria, si ha la massima efficienza energetica col indice di aria $\lambda=1$, in tal caso si è di fronte ad una combustione stechiometrica. A livello pratico, questo indice di aria non è ottenibile poiché è sempre necessaria una minima quantità di aria eccedente per evitare in sicurezza la formazione di monossido di carbonio. Pressioni oscillanti dei servo mezzi di alimentazione, cambiamenti della pressione barometrica dell'aria oppure della temperatura dell'aria di combustione (estate-inverno) nonché la variazione dello stato di imbrattamento dei filtri dei servo mezzi di alimentazione possono essere citati come ulteriori grandezze perturbatrici. Perciò viene selezionato un indice di aria di 1,05-1,2 per il funzionamento del bruciatore, ovvero una combustione leggermente superiore a quella stechiometrica. Ciò corrisponde a un contenuto residuo di ossigeno nel gas combusto di 1,0 a 3,5%. La regolazione ottimale della miscela gas-aria di un bruciatore dipende dal rispettivo utilizzo e dovrebbe essere controllata a turno una o due volte all'anno da parte di una Ditta specializzata, ad es. dal costruttore, poiché regolazioni impercettibili della miscela possono causare un aumento considerevole del consumo e di conseguenza un impatto ambientale inutile.

Tanto più l'indice di aria selezionato è superiore a 1 tanto più

Dirk Mäder, Roland Rakette, René Lohr
NOXMAT GmbH, Oederan, Germania

Ef시오 Carutti
Dr.Ing. E.M. Carutti, I-20145 Milano, Italia

Memoria presentata al XIII Convegno Nazionale Trattamenti Termici, Verona, 19-21 ottobre 2011, organizzato da AIM

aria in eccesso deve essere riscaldata nella camera di combustione, aria che esce inutilizzata dal forno in caso di funzionamento ad aria fredda. Tali perdite registrano un considerevole incremento in caso di un aumento crescente della temperatura nella camera di combustione.

Fig. 1 rappresenta l'aumento del consumo energetico risultante con un indice di aria variabile in relazione alla temperatura del gas combusto. Tale aumento di consumo sale in modo ancora più drastico nel campo sottostechiometrico ($\lambda < 1$).

CONFIGURAZIONE DEL BRUCIATORE

E' possibile procedere alle regolazioni più semplici della miscela se nel bruciatore non esiste alcun collegamento tra l'alimentazione del gas e quella dell'aria, come rappresentato nello schema della fig. 2.

In questo caso viene illustrato un bruciatore ad aria fredda NOXMAT®-HGBE con alimentazione del gas e quella dell'aria nonché il comando del bruciatore. Sul lato sinistro si vede la rappresentazione reale (senza pressostato) e a destra è indicata la sua rappresentazione schematica. Lo schema illustra una configurazione del bruciatore con tubazione opzionale dell'aria di raffreddamento, la quale consente l'impiego del bruciatore come gruppo di raffreddamento. In questo caso, la quantità di aria di raffreddamento alimentata è considerevolmente superiore alla quantità di aria di combustione.

Questa applicazione consente una semplice regolazione separata della quantità di gas e di aria. L'esecuzione delle valvole installata è priva di smorzamento in modo che immediatamente dopo l'avvio del bruciatore si ha la piena potenza e quindi il massimo impulso della fiamma. Ciò assicura anche nel caso di cicli brevi una miscelazione ottimale dell'atmosfera nella camera di combustione. Come descritto nei due capitoli successivi, questo modo di funzionamento presuppone pressioni all'entrata costanti dei mezzi di combustione.

Il "Controllo di un sufficiente flusso di aria durante la preventilazione, l'accensione e il funzionamento del bruciatore" richiesto dalla norma DIN EN 746-2 è realizzato mediante un pressostato differenziale assieme ad un diaframma di misura

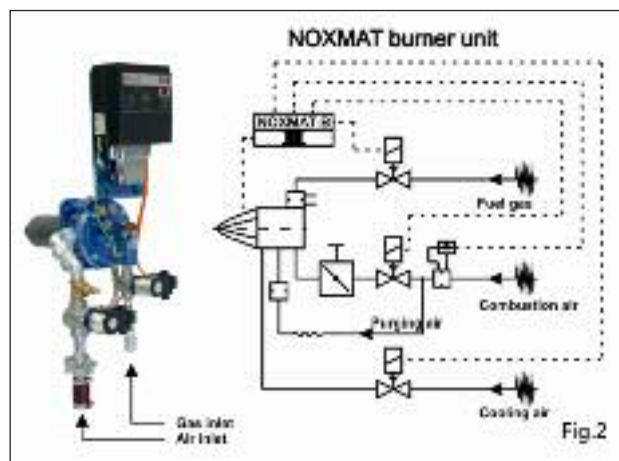


FIG. 2 Bruciatore ad alta velocità NOXMAT®-HGBE (rappresentazione reale e schematica).
NOXMAT®-HGBE high speed burner (real and schematic rendering).

dell'aria di combustione.

Il controllo statico della pressione, spesso impiegato nella pratica, ad es. attraverso un regolatore a pressione costante utilizzato soprattutto per mantenere costante l'indice di aria nell'ambito del campo tra carico ridotto, ovvero carico di accensione e carico massimo del bruciatore non offre un controllo sicuro poiché, ad esempio, in caso di chiusura di un successivo elemento di regolazione vi è sì una pressione statica dell'aria, ma non un flusso dell'aria. Inoltre, tale controllo rende la regolazione di un bruciatore più difficoltosa, richiedendo in molti casi la regolazione ed il controllo di più punti di funzionamento del bruciatore.

Le oscillazioni della pressione all'entrata dei servo mezzi di combustione possono produrre effetti sfavorevoli anche in caso di una regolazione collegata, come nel caso del classico regolatore a pressione costante. La conseguenza si potrebbe tradurre in

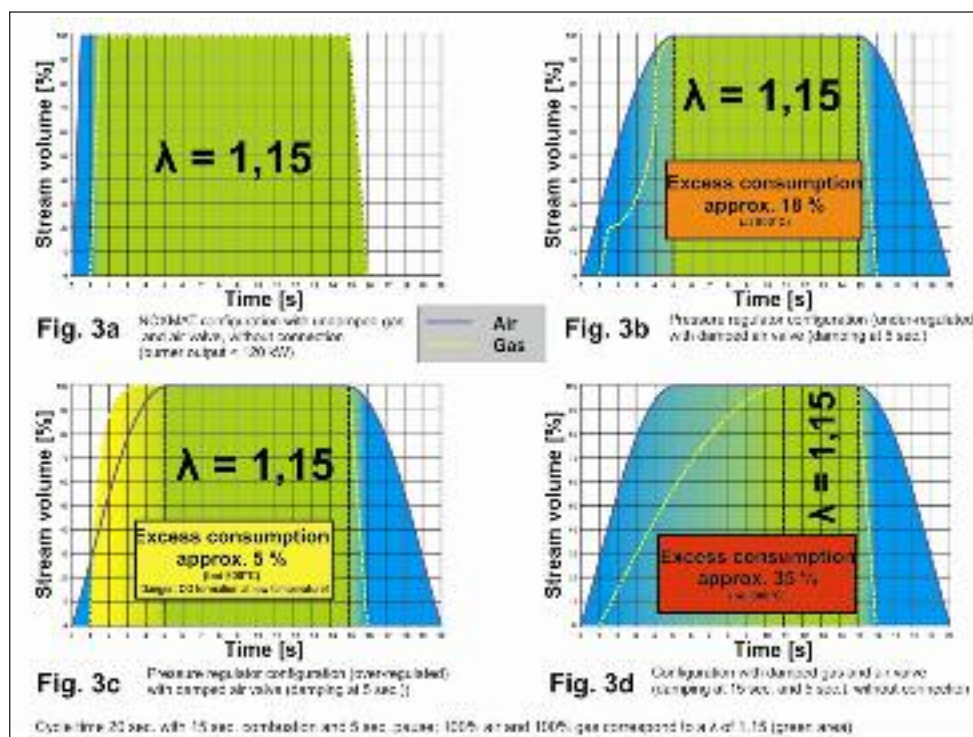


FIG. 3 Esempi di cicli; a) configurazione NOXMAT, b) configurazione del regolatore a pressione costante (abbassata), c) configurazione del regolatore a pressione costante (aumentata), d) configurazione con valvola gas ed aria smorzata.

Examples of cycles; a) NOXMAT configuration, b) constant pressure regulator configuration (under-regulated), c) constant pressure regulator configuration (over-regulated), d) configuration with gas valve and damped air valve

una oscillazione reciproca delle pressioni all'entrata del bruciatore e quindi in un pulsare incontrollato della fiamma del bruciatore.

CICLO DEL BRUCIATORE SINGOLO

I vantaggi della configurazione del bruciatore rappresentata in fig. 2 si evidenziano soprattutto nell'osservazione di un ciclo singolo, ovvero in un periodo che comprende l'alimentazione dell'aria, seguita dall'accensione, fase di combustione e dallo spegnimento fino alla nuova alimentazione di aria del bruciatore.

Nelle fig. 3 a-d sono rappresentate, oltre alla configurazione NOXMAT, tre ulteriori varianti riscontrate nella prassi.

Nel campo del carico massimo, e cioè quando tutti i bruciatori funzionano per un certo periodo senza intervallo non è riscontrabile alcuna aria in eccesso (aumento del consumo)!

ALIMENTAZIONE DELL'ARIA DI COMBUSTIONE

In base all'esempio successivo, verrà illustrata in modo più dettagliato l'importanza dell'alimentazione dell'aria di combustione a pressione costante. L'esempio non tiene conto delle perdite di pressione delle tubature.

Riscaldamento:	aria fredda, diretta
Quantità di bruciatori:	10
Potenza bruciatore:	100 kW
Funzionamento dei bruciatori:	on/off
Pressione allacciamento aria necessaria:	80 mbar, +/- 5 %
Pressione allacciamento gas necessaria:	50 mbar, +/- 5 %
Combustibile:	metano H
Indice di aria:	1,15 ($\approx 2,8 \% O_2$ nel gas combusto)
Fabbisogno aria totale dei bruciatori:	1.100 m ³ /h
Targhetta ventilatore:	portata in volume: 1.550 m ³ /h; Aumento della pressione: 85 mbar.

In base alla targhetta, il ventilatore dell'aria comburente sembra avere le dimensioni sufficienti, però soltanto la linea caratteristica del ventilatore fornisce indicazioni concrete, come rappresentato in fig. 4.

I tre stati di funzionamento contrassegnati in rossi evidenziano le diverse pressioni di un bruciatore (punto 1), di tre bruciatori (punto 2) ed infine di tutti i dieci bruciatori (punto 3). La pressione del ventilatore oscilla quindi tra 85 e 55 mbar. Ciò conduce ad una mancanza di aria durante il funzionamento a pieno carico ($\lambda \approx 0,95$), causando quindi un evidente aumento del consumo e la formazione di monossido di carbonio tossico.

Anche nel caso di un ventilatore di dimensioni sufficienti sono da aspettarsi sempre delle oscillazioni di pressioni, rivelate dalla linea caratteristica, le quali dipendono dalla quantità di bruciatori in funzione in quel momento.

Il rimedio consiste nell'utilizzo di un convertitore di frequenza: un trasformatore di misura della pressione integrato in un punto idoneo nella tubatura dell'aria di combustione misura la pressione nella tubatura dell'aria, trasformandola in segnale di corrente, il quale viene trasmesso al regolatore del numero di giri del ventilatore, facendo sì che il ventilatore mantenga, mediante un numero variabile di giri, una pressione quasi costante nella tubatura dell'aria di combustione. A livello pratico, questo accorgimento è fonte di ottimi risultati poiché offre simultaneamente la possibilità di effettuare con mezzi semplici una regolazione lambda, variando in modo mirato la pressione di regolazione dell'aria di combustione.

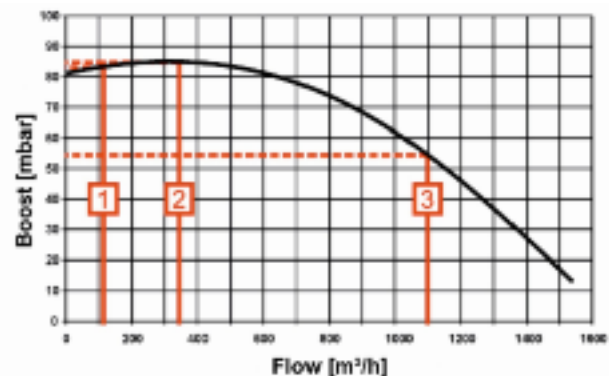


FIG. 4 **Linea caratteristica del ventilatore dell'aria di combustione.**

Characteristic line of the combustion air fan.

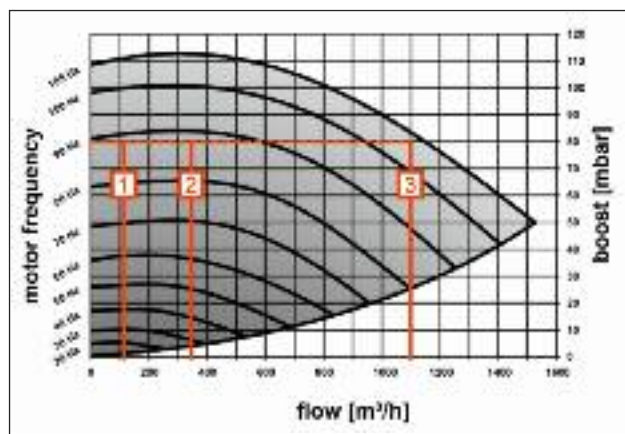


FIG. 5 **Campo di lavoro di un ventilatore di aria di combustione con regolazione di frequenza.**

Operation range of a combustion air fan with frequency regulation.

Fig. 5 rappresenta il campo caratteristico di tale ventilatore dell'aria di combustione e i tre stati di funzionamento sopra descritti.

La regolazione del numero di giri consente inoltre un assorbimento di corrente notevolmente inferiore del motore di azionamento durante il funzionamento a carico parziale.

ALIMENTAZIONE DEL GAS DI COMBUSTIONE

Analogamente alla pressione dell'aria, anche la pressione all'entrata del gas negli allacciamenti del bruciatore riveste una grande importanza. Il tratto a monte dell'impianto di trattamento termico che comprende la regolazione della pressione del gas nonché la rampa di misurazione e di sicurezza, denominato in breve GDRMS, come anche le tubature di allacciamento dei bruciatori sono fondamentali.

Fig. 6 rappresenta un esempio di montaggio di una rampa GDRMS secondo DIN EN 746-2. Nella maggior parte dei casi, la causa di oscillazioni indesiderate della pressione sono da ricercarsi in tre componenti del tratto GDRMS, e cioè: 1) nel regolatore della pressione del gas, 2) nel contatore e 3) nella valvola magnetica principale del gas. Bisogna considerare anche la tubatura successiva 4) che porta ai bruciatori.

La scelta del pressostato idoneo assicura una pressione in uscita

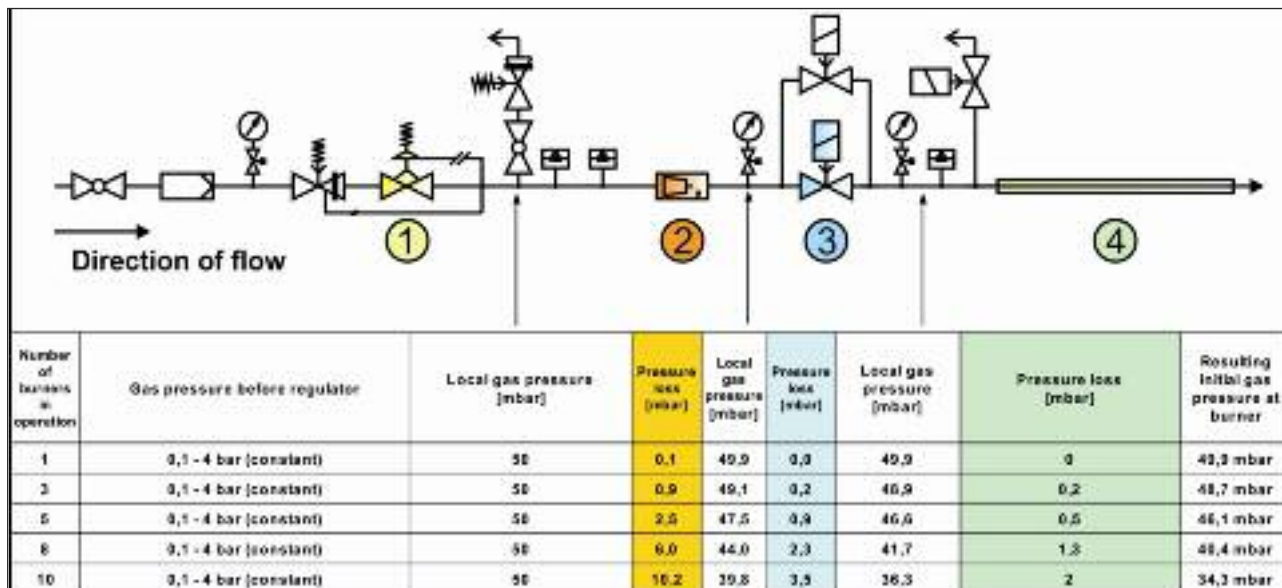


FIG. 6 *Esame delle perdite di pressione di un tratto di regolazione della pressione gas, misurazione e sicurezza.*
Analysis of the pressure loss in a length of gas pressure regulation, measurement and safety.

sufficientemente costante. Attraverso il dimensionamento sufficiente dei componenti 3 e 4, le perdite di pressione risultanti rimangono quasi sempre entro un limite accettabile.

L'esecuzione del flussometro del tipo di contatore a turbina origina però, anche nel caso di una scelta idonea, una perdita di pressione di circa 10-15 mbar a flusso massimo. Questo fenomeno è dovuto al suo tipo di costruzione.

Nella fig. 6, le singole perdite di pressione sono elencate singolarmente a seconda dei bruciatori in funzione e sommate in successione, in modo che nella colonna a destra risulti la pressione di allacciamento, la quale dovrebbe presentare valori tra 47,5 e 52,5 mbar. In relazione all'esempio citato, nel quale viene presupposto una pressione dell'aria costante di 80 mbar, risultano quindi oscillazioni negli allacciamenti del bruciatore tra 49,9 e 34,3 mbar. Quanto più bruciatori sono in funzione, tanto più aumenta l'indice stechiometrico λ con il quale sono azionati e tanto più si registra un aumento del consumo in gas di combustione (vedi fig. 1).

Le seguenti contromisure comportano una riduzione dell'abbassamento indesiderato delle pressioni di allacciamento:

- La scelta di maggiori larghezze nominali dei componenti e delle tubature
- L'esecuzione della tubatura idonea al flusso (corta e con poche curve)
- Spostare il punto di allacciamento della tubatura di comando del regolatore della pressione del gas dopo il contatore del gas (presa tra pos. 2 e 3)
- Modificare la misurazione della portata in volume, utilizzando una procedura di misurazione senza perdita di pressione, ad es. contatore ad ultrasuoni.
- Stabilire il punto di misurazione della portata in volume prima del regolatore di pressione (prestare attenzione affinché ci sia una sufficiente pressione all'entrata ed eventualmente individuare misure di correzione).

Queste misure possono essere attuate in parte con poco dispendio di tempo e di costi da una Ditta specializzata.

ANALISI DI UN PROCESSO DI TRATTAMENTO TERMICO

In seguito verranno illustrati più dettagliatamente gli effetti della esecuzione di una rampa GDRMS rappresentato in fig. 6 me-

dante un esempio di svolgimento di un processo di trattamento termico descritto in fig. 7.

Il processo si compone di una fase di riscaldamento a 1.000°C di tre ore, di una fase di mantenimento di quattro ore e di una fase successiva di raffreddamento. La curva tratteggiata rappresenta il decorso della temperatura nominale, mentre la curva verde descrive il decorso della temperatura reale. Durante il completo processo, la pressione dell'aria presenta il valore richiesto di 80 mbar (linea di colore blu scuro).

A seconda della richiesta di riscaldamento, i bruciatori vengono inseriti o disinseriti.

All'inizio sono in funzione 8 bruciatori, dalla seconda ora fino alla settima sono in funzione tutti i 10 bruciatori. Successivamente si riduce il numero dei bruciatori in funzione, poiché il materiale assorbe meno calore (curva in colore nero).

In base alla fig. 7, la pressione di allacciamento del gas (curva di colore giallo) risulta essere notevolmente inferiore ai 50 mbar richiesti, a seconda della quantità dei bruciatori in funzione. Da ciò risulta la curva dell'indice di aria λ (curva in celeste, valore nominale 1,15) e aumenta dal valore iniziale di 1,28 fino a 1,4 (quando tutti i bruciatori sono in funzione). L'aumento di consumo di energia risultante (riferito a $\lambda = 1,15$) viene rappresentato mediante la superficie rossa. Inizialmente, tale aumento di

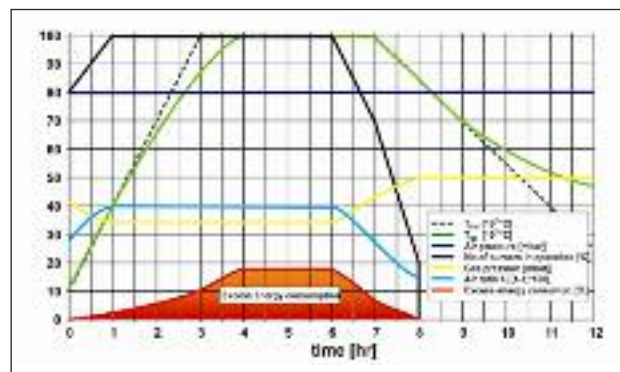


FIG. 7 *Svolgimento temporale di un processo di trattamento termico.*

Development through time of a heat treatment process.

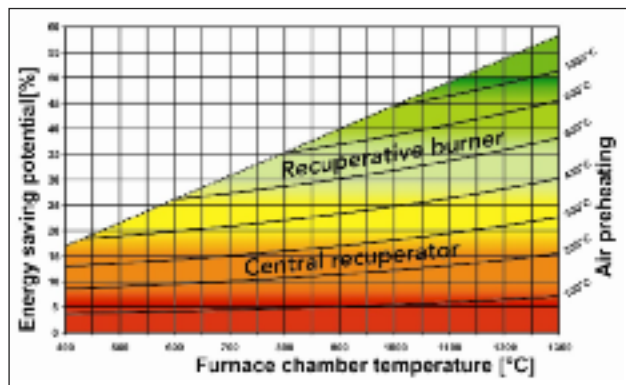


FIG. 8 *Potenziale di risparmio energetico mediante preriscaldamento dell'aria di combustione.*

Energy saving potential through pre-heating of combustion air.

consumo assume valori leggermente crescenti dovuto alla bassa temperatura dei gas combusti, raggiungendo al massimo lambda e alla massima temperatura del gas combusto il suo valore massimo di ca. 18%.

In questo esempio concreto, i costi supplementari dovuto alla mancanza di gas in 2 cariche di un forno al giorno e ad un prezzo del metano di 4 cent/kWh si attestano annualmente a ca. 20.000€. In caso di un funzionamento a pieno carico per un periodo più lungo e di temperatura elevate nella camera del forno, tali costi registrano un ulteriore aumento. L'impiego di bruciatori a recupero consente un risparmio annuale di ca. 25.000€.

BRUCIATORI A RECUPERO

Il preriscaldamento dell'aria di combustione attraverso l'utilizzo dell'energia contenuta nel gas combusto caldo costituisce una delle tante possibilità di recupero del calore e quindi di risparmio energetico.

Da una parte, il recuperatore centrale (recupero centralizzato del calore) e il bruciatore a recupero (recupero decentrato del calore) dall'altra, si sono imposti nella prassi nel preriscaldamento dell'aria.

Fig. 8 rappresenta il potenziale di risparmio energetico mediante il preriscaldamento dell'aria di combustione a seconda della tempera-

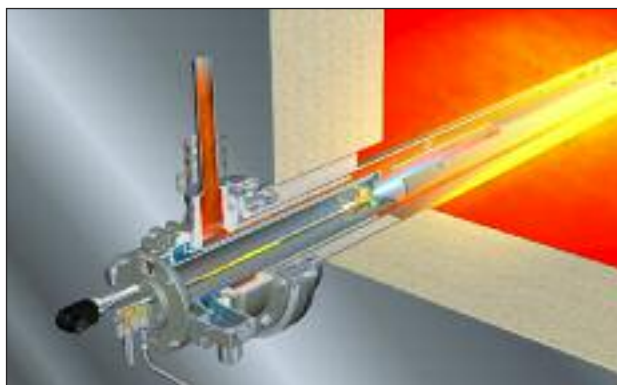


FIG. 9 *Bruciatore a recupero con tubo radiante in ceramica per il riscaldamento indiretto.*

Recuperative burner with ceramic jacket tube for indirect heating

tura della camera del forno (riscaldamento diretto) e del preriscaldamento dell'aria. Le emissioni del gas serra CO₂ si riducono in modo analogo al risparmio del gas di combustione. Nel recupero decentrato del calore si ottengono preriscaldati dell'aria più elevati e quindi un migliore grado di efficacia, poiché l'aria viene riscaldata direttamente nel bruciatore. I costi di acquisto presumibilmente più elevati si compensano sia con il risparmio energetico sia con il dispendio minore di manutenzione nonché con una maggiore possibilità di impiego dell'impianto. Anche nel caso di vecchi impianti, non è raro che una modifica con l'installazione di moderni bruciatori a recupero possa essere conveniente.

Nell'esempio in fig. 7, l'impiego di bruciatori a recupero consente un risparmio annuale di costi supplementari di ca. 25.000 €.

L'IMPIEGO DI TUBI RADIANTI OTTIMIZZATI

Nel riscaldamento indiretto vengono impiegati di solito bruciatori a recupero in combinazione con tubi radianti, come rappresentato in fig. 9.

In tal caso è possibile combinare diversi tubi radianti con lo stesso bruciatore, modificando lunghezza o diametro.

Un bruciatore a recupero di 40 kW in ceramica del tipo NOX-MAT K-RHGB40, ad esempio, consente combinazioni con tubi radianti in ceramica di diametro di 140, 165 e 200 mm e lun-

FIG. 10 *Risparmio energetico e tempi di ammortamento nell'impiego di un bruciatore a recupero in combinazione con tubi radianti di diametri e lunghezze diversi.*

Energy savings and payback time with the use of a recuperative burner combined with jacket tubes having different diameters and lengths.

Boundary conditions													
Burner type	NOXMAT K-RHGB 40												
connected load [kW]	40												
furnace temperature [°C]	900												
time-on duty cycle burner [%]	80												
shifts per day	2												
production days per week	6												
price natural gas [Cent/kWh]	4,0												
		Jacket tube											
Ø [mm]		140				165				200			
size		7	8	9	16	7	8	9	16	7	8	9	16
L [mm]		1155	1255	1355	1395	1155	1255	1355	1395	1155	1255	1355	1395
free radiating [m ² /m]		0,51	0,55	0,60	0,66	0,66	0,65	0,70	1,31	0,73	0,79	0,85	1,23
combustion efficiency		0,63	0,63	0,63	0,71	0,69	0,70	0,73	0,75	0,70	0,71	0,71	0,73
connected load net [kW]		27,1	27,3	27,8	28,5	27,6	27,8	28,8	28,9	28,1	28,3	28,5	29,2
heat flux [kWh/m ² h]		55,3	49,3	48,3	33,2	48,1	42,8	39,3	28,5	38,7	35,9	35,9	23,8
energy savings for the same length based on Ø = 140 mm [%]						1,9	1,9	1,5	1,2	3,7	3,6	3,2	2,3
energy savings for the same diameter based on L = 1155 mm [%]			0,8	1,9	5,1		0,8	1,5	4,4		0,8	1,4	3,8
payback time for the same length based on Ø = 140 mm [years]						3,9	4,2	4,4	9,3	5,0	5,3	6,4	11,2
payback time for the same diameter based on L = 1155 mm [years]			1,9	1,6	2,5		2,6	1,6	3,9		3,1	3,6	5,4

ghezze libere di radiazione di 1155 - 1955 mm.

Maggiori diametri e lunghezze comportano costi più elevati di acquisto. La superficie più ampia del tubo radiante consente però anche una potenza di radiazione più elevata ad una uguale potenza di allacciamento e conseguentemente una maggiore efficienza energetica.

Oltre al risparmio energetico, nella fig. 10 vengono anche illustrati i tempi di ammortamento di un tale investimento in base ad un esempio di diametri e lunghezze selezionati. La riga superiore riporta il rispettivo risparmio energetico (colore arancione), il tempo di ammortamento (colore verde) nel caso di aumento del diametro e lunghezza costante.

La riga inferiore si riferisce al risparmio energetico e al tempo di ammortamento nel caso di aumento della lunghezza e diametro costante.

L'impiego di un tubo radiante 140 della grandezza 15 consente un risparmio energetico del 5,1% (casella con sfondo di colore rosso) rispetto alla grandezza 7. Il tempo di ammortamento di un tubo radiante 165 della grandezza 9 è di 1,6 anni rispetto ad un tubo radiante di uguale diametro della grandezza 7 (casella di colore blu).

RIASSUNTO

Come sempre, i bruciatori a recupero rappresentano il livello della tecnica che permette un risparmio energetico notevole con poco dispendio in caso di riscaldamento diretto e quello indiretto. L'alimentazione costante quasi stechiometrica dei servo mezzi di combustione ha un ruolo decisivo nel funzionamento efficace dal punto di vista energetico di bruciatori a metano e dovrebbe essere sottoposta a regolari controlli. Tale alimentazione esercita un'influenza diretta sul grado di efficacia della tecnica di combustione e può provocare, in caso di oscillazioni e di regolazioni errate, un considerevole aumento di consumo del gas di combustione. Una volta rilevate le cause, misure spesso semplici possono portare a risultati notevoli.

Nel caso del riscaldamento indiretto, l'aumento della superficie del tubo radiante conduce ad un miglioramento del grado di efficacia della tecnica di combustione e ad una diminuzione del carico della superficie. I tempi di ammortamento sono in parte inferiori a 2 anni, rendendo quindi consigliabile una verifica individuale di impianti vecchi e nuovi.

Abstract

How to recognize and make use of the savings potential offered by heating equipment fueled by natural gas

Keywords: heat treatments - burners - energy efficiency

The energy-efficient operation of a heat treatment plant heated with natural gas depends greatly on the quality and design of the burners used. Often, the burners do not show their full potential due to inconsistencies in operation or unfavorable conditions. Regardless which type of burner is used, whether it is a modern recuperator or a simple cold air burner, operated directly or indirectly, the air ratio is the first important factor for using the fuel effectively. For normal burner operation an air ratio of 1.05 - 1.2 (slightly above stoichiometric combustion) is usually chosen, corresponding to a level of remaining oxygen of 1.0 to 3.5%. The higher the air ratio is above 1, the more excess air has to be heated in the combustion chamber, which in the case of a cold air burner then leaves the furnace chamber unused. The excess consumption rises sharply with increasing temperature in the combustion chamber.

The simplest mixture settings are possible when there is no connection between the gas and air supplies to the burner. The quantities of gas and air can be set separately and in an operator-friendly manner. The advantages of this configuration shown can be demonstrated particularly when looking at the individual cycle time, i.e. from when the air is released, to ignition, the burning phase and extinguishing, to the next release of air in the burner.

The supply of the fuel gas and combustion air with constant pressures to the burner inlets is also vital for operating the burner efficiently. It is not uncommon for these pressures to vary greatly for the same plant with varying furnace loads. On the one hand there is the combustion air fan and on the other hand the heat treatment plant's gas inlet section has to be mentioned. Both have a significant influence on the inlet pressures.

With the help of practical examples, it is demonstrated how unnecessary excess consumption can arise and how it can be avoided effectively and permanently.

Alongside many other possibilities, one way of recovering heat and saving energy is to preheat the incoming air using the energy in the hot waste gas. For recuperative air preheating, central recuperators (central heat recovery) and recuperative burners (decentralized heat recovery) have become established in the industry. A high potential energy savings is the result from preheating the incoming air, depending on different furnace chamber temperatures and levels of air preheating. The reduction in the emissions of the greenhouse gas CO₂ corresponds to the fuel gas savings. With decentralized heat recovery, a higher level of air preheating and therefore a better efficiency is reached as the air is heated directly in the burner without being diverted.

Furthermore it is shown, that in case of indirect heating the combustion-efficiency directly depends on the surface size of the jacket tube. A larger surface size can be achieved by a variation of the diameter and the jacket tube height. The use of larger Jacket tubes means at first a higher investment amount, but on the other hand it would reduce the fuel costs while using the burner. As noted in a table the payback period can vary considerably.