

Posibilitatea trecerii unor consumatori energetici industriali de la combustibil gazos la combustibil biogenic – aplicație la generatoarele de aer cald

Possibility of switching some industrial consumers from gaseous fuel to biogenic fuel – application for hot air generators

Nicolae Antonescu, Paul-Dan Stănescu

UTC București – Facultatea de Inginerie a Instalațiilor
București, sector 2, blv. Pache Protopopescu 66, Romania
E-mail: nicuant@yahoo.com

Rezumat. *In multe aplicații industriale de producere de aer cald pentru scopuri tehnologice sau de încălzire se folosesc arzătoare de combustibil gazos. Înlocuirea arzătoarelor de combustibil gazos cu unele utilizând combustibili biogenici, în particular peleți, prezintă o serie de avantaje. Pe lângă aspectul ecologic de reducere a amprente de CO₂ se generează și importante economii materiale în paralel cu mărirea gradului de independență energetică a consumatorului. În prezenta lucrare se analizează funcțional o soluție de generator de aer cald de tip cameră de ardere, oferindu-se caracterizarea parametrică atât pentru funcționarea cu combustibil gazos cât și pentru funcționarea cu combustibil biogenic de tip peleți din rumeguș.*

Cuvinte cheie: peleți, combustibil gazos, generator de aer cald, amprentă CO₂, economii.

Abstract. *In many industrial applications gaseous fuels are used for the production of hot air for technological or heating purposes. Replacing fuel gas burners with ones using biogenic fuels, in particular pellets, provides a number of advantages. In addition to reducing the CO₂ footprint, significant savings are generated along with enhancing the consumer energy independence. The present paper analyzes functionally a typical solution of hot air generator, combustion chamber type, offering parametric characterization for both functioning with gaseous fuel or biogenic fuel, namely sawdust pellets.*

Key words: pellets, gaseous fuel, hot air generator, CO₂ footprint reduction, savings.

1. Cadru general

In multe aplicații industriale de producere de aer cald pentru scopuri tehnologice sau de încălzire se folosesc arzătoare de combustibil gazos.

In general, schimbătoarele utilizate sunt de tip focar din tablă cu manta de aer. Pentru scăderea temperaturii peretelui metalic se pot aplica două soluții tehnologice și

anume izolarea refractară la interior (pe partea gazelor de ardere) sau extinderea de suprafață la exterior (în traseul de aer).

Prima soluție prezintă avantajul simplității de proiectare dar și o serie de dezavantaje, cum ar fi:

- creșterea gabaritului și a masei utilajului;
- creșterea semnificativă a costurilor de materiale și manoperă;
- limitarea fiabilității ansamblului datorită problemelor inerente generate de tencuielile sau zidăriile refractare aplicate pe pereți metalici răciți;
- datorită masei de material termorezistent, apare limitarea drastică a posibilității de reglare rapidă a parametrilor de funcționare, în paralel cu o intrare în regim dificilă și pierderi mari de căldură la răcirea utilajului.

Cea de-a doua soluție elimină dezavantajele enunțate anterior dar necesită o proiectare de tip optimizare de soluție, ceea ce, pentru acest tip de utilaje, implică realizarea unui program de calcul automat. Mai mult, așa cum s-a arătat într-o comunicare anterioară [Antonescu N.N., Stănescu P.D. - *Calculul focarelor tip tub de flacără cu pereți de înaltă temperatură* - 2012], însuși modelul de calcul al focarului trebuie adaptat, ținând cont atât de particularitatea dată de peretele cald cât și de cea dată de geometria suprafeței de schimb de căldură pe partea aerului. În figura 1 se prezintă generic o soluție constructivă de focar încălzitor de aer cu extindere de suprafață pe partea aerului.

Date fiind disponibilitățile de spațiu și lipsa unor constrângeri de tip estetic sau de confort acustic, înlocuirea arzătoarelor de combustibil gazos cu unele utilizând combustibili biogenici, în particular peleți, prezintă o serie de avantaje. Pe lângă aspectul ecologic de reducere a amprente de CO₂ se generează și importante economii materiale datorită scăderii costurilor cu combustibilul, în paralel cu mărirea gradului de independență energetică a consumatorului.

Trecerea de la utilizarea combustibilului gazos la utilizarea combustibilului biogenic, în speță a peleților din rumeguș, se poate face, din punct de vedere funcțional, păstrând utilajul focar încălzitor de aer, în două moduri:

- fie se cuplează schimbătorul de căldură cu un antefocar de ardere a peleților;
- fie se prevede un arzător cu aer insuflat pe flanșa de racord a schimbătorului de căldură, în locul arzătorului de combustibil gazos, flacăra dezvoltându-se chiar în volumul schimbătorului.

În situația utilizării unui antefocar, avantajul major este dat de gradul mare de siguranță a procesului de ardere și de compatibilitatea generală a oricărui sistem de ardere cu orice focar, singurele condiții de cuplare fiind date de sarcina termică și de suprapresiunea sistemului schimbător de căldură. În cazul alegerii soluției de arzător de peleți montat direct pe focar, pe lângă impunerea condițiilor de sarcină și suprapresiune a gazelor de ardere se impun și condiții de geometrie a flăcării.

Din punct de vedere funcțional, al fenomenelor de transfer de căldură, principala diferență este generată de lipsa radiației flăcării în cazul utilizării antifocarelor.

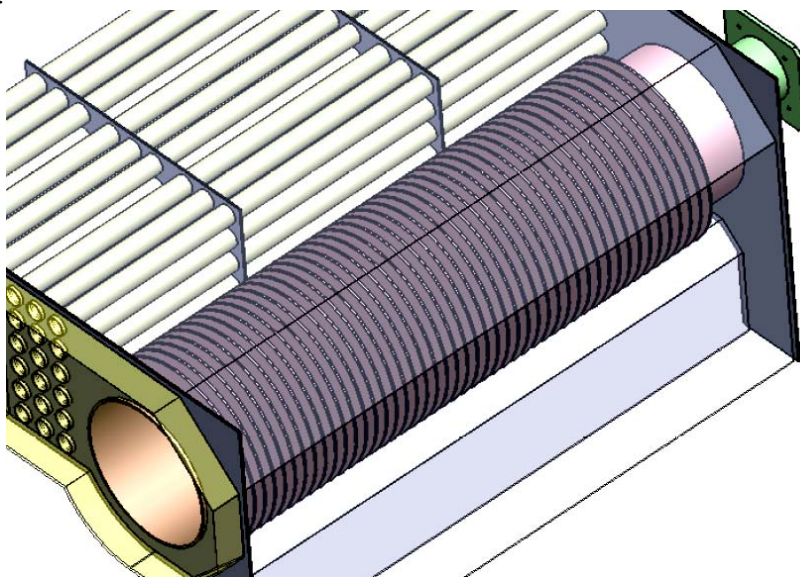


Figura 1 : soluție de focar încălzitor de aer cu extindere de suprafață

În prezenta lucrare se analizează funcțional o soluție de generator de aer cald de tip cameră de ardere, oferindu-se caracterizarea parametrică atât pentru funcționarea cu combustibil gazos cât și pentru funcționarea cu combustibil biogenic de tip peleți din rumeguș.

2. Variante analizate și metodică de calcul:

Pentru a putea face o analiză funcțională comparativă între situația utilizării combustibilului gazos și situația utilizării peletilor, au fost în primul rând definite soluțiile de ardere, astfel:

- arzător cu combustibil gazos, ardere în volumul focarului încălzitor de aer;
- antifocar cvasiadiabat pentru arderea combustibilului peletizat;
- ardere directă a peletilor, cu aer insuflat, în volumul focarului.

În vederea identificării facile acelor trei variante de ardere, se vor utiliza în continuare notații sugestive abreviate după cum urmează:

- pentru cazul utilizării arzătorului cu aer insuflat de combustibil gazos -> **ACG** (Arzător de Combustibil Gazos);
- pentru situația arderii peletilor în antifocar -> **AFP** (AnteFocar pentru Peleți);
- pentru situația arderii peletilor direct în focar, cu arzător cu aer insuflat -> **AZP** (ArZător pentru Peleți).

Modelul de calcul, prezentat anterior în lucrarea „Calculul focarelor tip tub de flacără cu pereți de înaltă temperatură”, este foarte potrivit pentru calculul sistemelor radiante în regim radiant-convectiv și în situația particulară a temperaturilor de perete înalte, de peste 250 °C, dar nu ține cont de radiația flăcării. Faptul este normal,

deoarece modelul derivă din calculul convectivelor de temperatură înaltă, situație care exclude prezența fizică a flăcării și deci implicit efectele acesteia asupra transferului de căldură. Dacă acest aspect este acceptabil pentru situația funcționării focarului cu combustibil gazos (flacără neluminoasă și încărcări volumice sub 500 kW/m^3) și corect pentru focarul cu precameră de ardere a peleiilor, în situația arderii directe a peleiilor în volumul focar această particularitate nu mai poate fi păstrată.

Tinând cont de acest aspect, modelul de calcul a fost modificat, prin corectarea coeficientului de absorbție cu componenta de emisivitate a flăcării. S-a realizat astfel o combinație între modelul de calcul radiativ al focarului și modelul de calcul radiativ-convectiv al convectivelor de temperatură înaltă, preluându-se metodică de calcul a coeficientului de absorbție al amestecului gaze de ardere – flacără de la calculul focarelor clasice și metodică de echivalare a radiației în termeni de convecție de la calculul convectivelor.

Astfel, modelul rezultat a avut capacitatea de a ține cont de toți factorii definitorii și de particularitățile pentru situația dată:

- transfer de căldură radiativ cu componentă luminoasă a flăcării;
- transfer de căldură convectiv datorită vitezelor de curgere a gazelor de ardere în focar;
- temperatură a peretelui focar ce poate atinge valori de $400 - 500 \text{ }^{\circ}\text{C}$ și chiar mai mult.

Ca algoritm, modelul fizico-matematic al focarului încălzitor de aer cu suprafață extinsă pe partea aerului a fost conceput și transpus în program de calcul automat ca și calcul de verificare, pornindu-se de la o soluție constructivă dată și determinându-se parametrii funcționali pentru o anumită situație de lucru.

Parametrii constructivi aleși au fost:

- diametru focar = 500 mm ;
- lungime focar = 2000 mm ;
- înălțime aripioară circulară = 150 mm , cu grosime de tablă = 4 mm și pas între aripioare de 24 mm (20 mm canal liber între aripioare).

Parametrii funcționali pentru cazul studiat au fost:

- sarcină termică la arzător (pentru fiecare tip de combustibil în parte) cuprinsă între 50 și 150 kW ;
- viteză de circulație a aerului de 20 m/s ;

Sarcinile termice au fost alese în domeniul enunțat avându-se în vedere cifrele de încărcare volumică și pe secțiune ale focarului, uzuale pentru acest tip de aplicații. Astfel, au rezultat încărcări volumice ($Q_{\text{combustibil}}/\text{Volum focar}$) în domeniul $150 - 400 \text{ kW/m}^3$ și încărcări pe secțiunea de curgere a gazelor de ardere ($Q_{\text{comb}}/\text{Scurgere focar}$) de $250 - 750 \text{ kW/m}^2$.

În figura 2 se prezintă o serie de vederi ale utilajului și se precizează mărimile principale ale geometriei suprafeței de schimb de căldură. În aceeași figură se pot urmări și traseele celor 2 agenți termici.

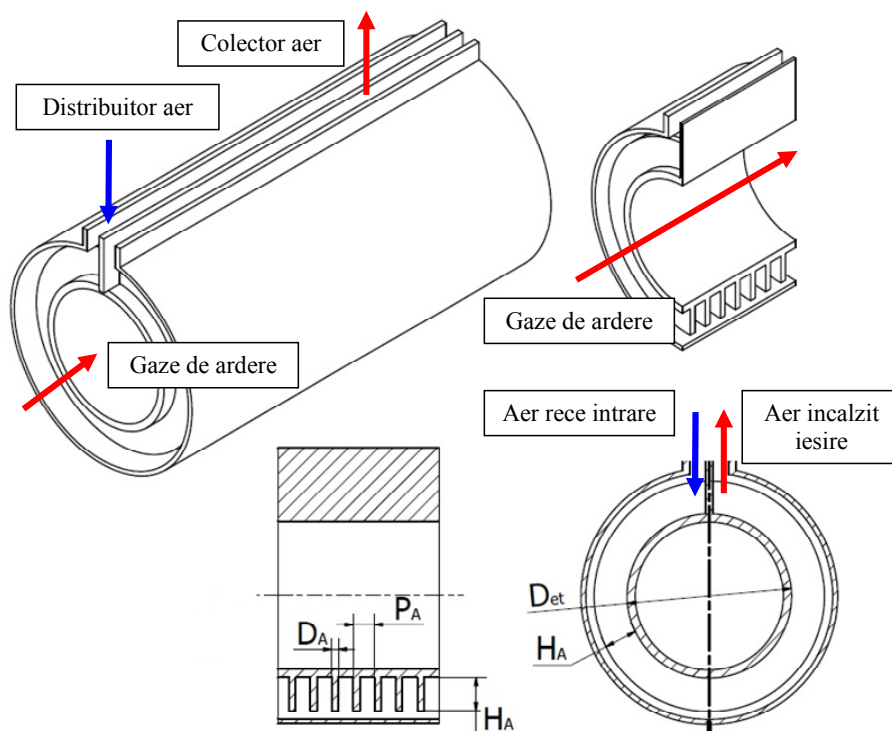


Figura 2 : vederi ale utilajului și circulația agenților termici

Combustibilul gazos ales pentru modelare a fost combustibilul gazos de rețea iar pentru peleți s-a ales o compoziție medie caracteristică pentru o umiditate de 2% (peleți de calitate bună).

Considerând un exces de aer 1,2 pentru combustibilul gazos și un exces de aer 1,4 pentru combustibilul solid, au rezultat temperaturile teoretice de 1760 °C și respectiv 1580 °C.

Din punct de vedere al geometriei de transfer de căldură, a rezultat un raport de creștere pentru suprafața exterioară (pe partea aerului) față de suprafața interioară (lisă, pe partea gazelor de ardere) de cca. 17,5 în condițiile unui randament al extinderii de suprafață de cca. 30 %.

Pentru calculul schimbătorului de căldură a fost folosită o metodologie de verificare, adică de determinare a parametrilor de ieșire din schimbător, pornindu-se de la parametrii de intrare și geometria schimbătorului.

Astfel, prin bucle de convergență a rezultatului, s-au calculat și s-au închis cu o eroare relativă sub 0,5 % temperaturile de ieșire ale celor doi agenți termici și temperatura peretelui focar (temperatura medie pe partea lisă). A rezultat, implicit,

debitul de căldură cedat de gazele de ardere și respectiv primit de aerul cald preparat (s-a considerat randamentul schimbătorului egal cu unitatea).

O particularitate a condițiilor de inițializare este aceea că nu a fost impus un debit fix de aer ce se încălzește, ci s-a impus o viteză de circulație medie, în domeniul uzual aplicațiilor industriale (20 m/s), rezultând ca parametri calculați temperatura de ieșire și debitul de aer preparat.

Desigur, o astfel de abordare prezintă riscul unei convergențe dificile sau chiar al unei divergențe, datorită implicațiilor majore asupra regimului de transfer de căldură ale debitului și mai ales ale temperaturii agentului secundar, dar totuși sistemul și-a păstrat convergența, rezultatele finale obținându-se fără a fi necesare atenuări la modificarea parametrilor pentru reluarea buclelor de calcul. Mai mult, condițiile de verificare ale închiderii temperaturilor pe bucla de calcul s-au impus numai pentru temperatura de ieșire a gazelor de ardere și respectiv temperatura de ieșire a aerului încălzit. Cu toate că pentru temperatura peretelui focar diferența de temperatură pe buclă a fost doar înregistrată, în urma analizei rezultatelor, s-a observat încadrarea convergenței soluției pentru temperatura peretelui focar în limita de 0,5 % , rezultând ca nefiind necesară inițierea suplimentară a unei bucle de închidere separat pentru această mărime.

3. Rezultatele modelării:

În vederea caracterizării funcționării încălzitorului industrial de aer la schimbarea combustibilului (și a arzătorului, implicit), după cum am arătat anterior, s-au definit trei variante funcționale: **ACG** (Arzător de Combustibil Gazos), **AFP** (AnteFocar pentru Peleți) și **AZP** (ArZător pentru Peleți).

Ca prim parametru analizat, de importanță majoră în evaluarea deciziei de schimbare a combustibilului (sau completare a posibilităților funcționale), se prezintă în continuare, în figura 3, variația fluxului util de căldură în cele trei situații de lucru.

Analizând comparativ cele 3 curbe rezultate, se poate observa scăderea fluxului util transmis de focar în cazul utilizării peleților în sistem de ardere cu precameră în comparație cu situația funcționării cu combustibil gazos, fapt datorat în principal scăderii temperaturii teoretice de ardere în condițiile menținerii debitului de gaze de ardere (variația de viteză medie a gazelor de ardere în focar este de numai cca. 5 % între cele 3 soluții funcționale). Pentru situația arderii directe însă, datorită componentei radiative a flăcării luminoase de combustibil solid, nu numai că se menține fluxul util transmis, dar chiar se înregistrează o creștere a acestuia.

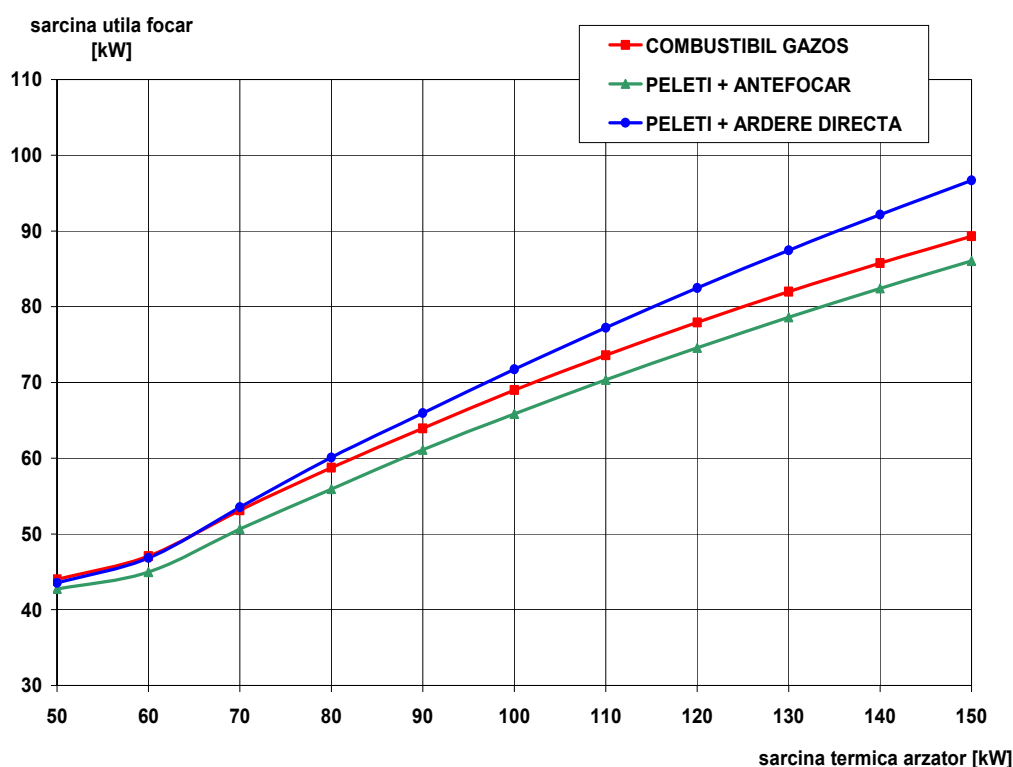


Figura 3 : fluxul util de căldură în cele trei situații de lucru analizate

Privind însă ansamblul curbelor, deoarece variația se încadrează într-un domeniu de $(-5) \% \leftrightarrow (+8) \%$, se poate concluziona că, din punct de vedere al sarcinii utile, cele trei variante funcționale sunt echivalente, permițând funcționarea în oricare configurație de lucru.

În figura 4 se prezintă graficele de variație ale temperaturii gazelor de ardere la ieșirea din focar și graficele de variație ale încălzirii termice specifice ale suprafeței focarului ($Q_{util}/S_{focar} - [kW/m^2]$), pe partea lisă (a gazelor de ardere).

Pentru a putea trage o concluzie finală referitor la problema analizată, este necesară cunoașterea a încă unui parametru definitoriu pentru funcționarea unei astfel de aplicații industriale, și anume temperatura peretelui. În figura 5 se prezintă variația acestei temperaturi.

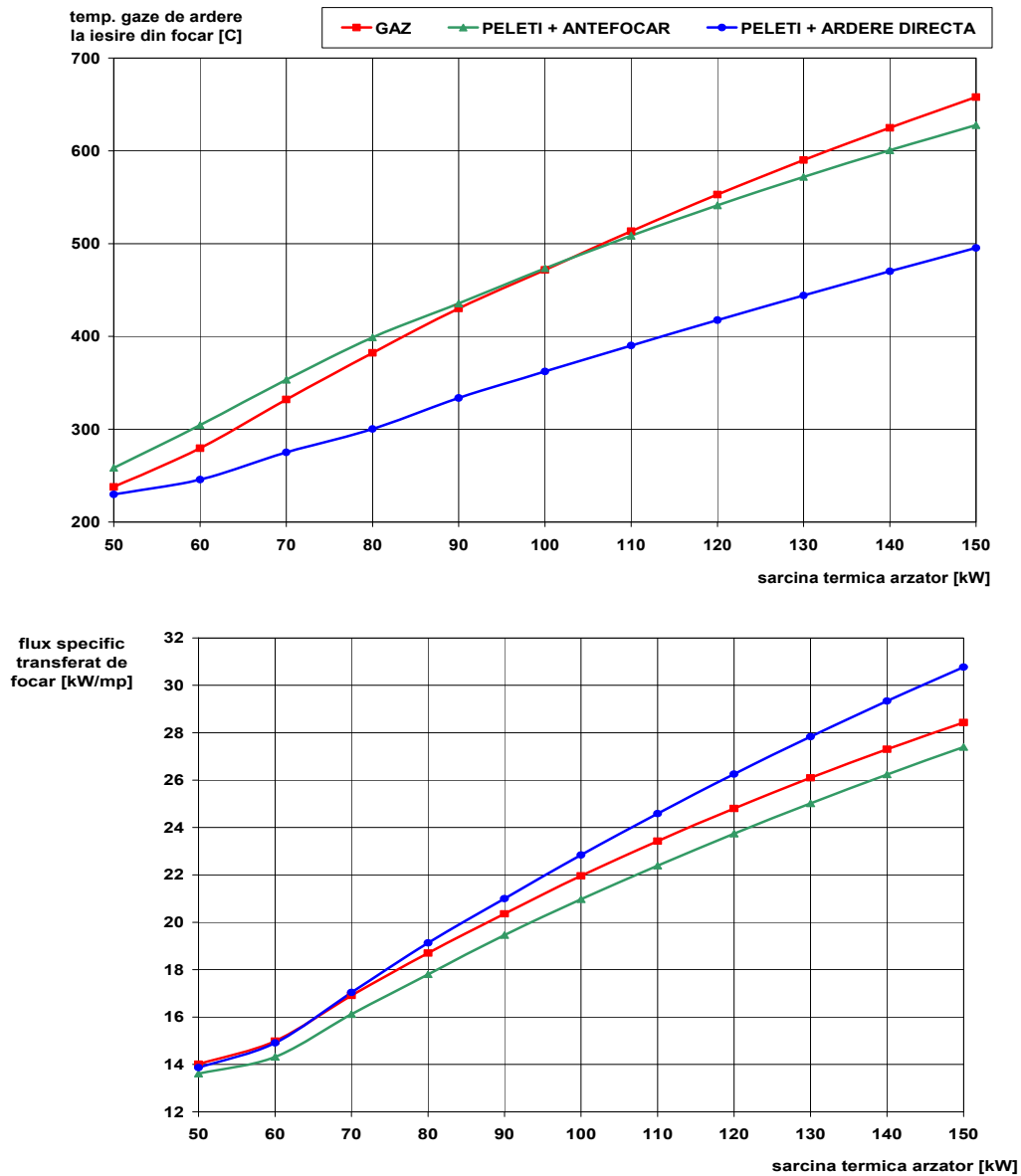


Figura 4 : temperatura gazelor de ardere la ieșirea din focar și încărcarea termică specifică

Chiar dacă în cazul **AZP** temperatura peretelui este sensibil mai mare decât în celelalte două situații funcționale, totuși se poate observa că nu depășește pragul critic de 500 °C, ceea ce sugerează posibilitatea menținerii soluției constructive din oțeluri clasice, nerefractare.

Calculul focarelor tip tub de flacără cu pereți de înaltă temperatură

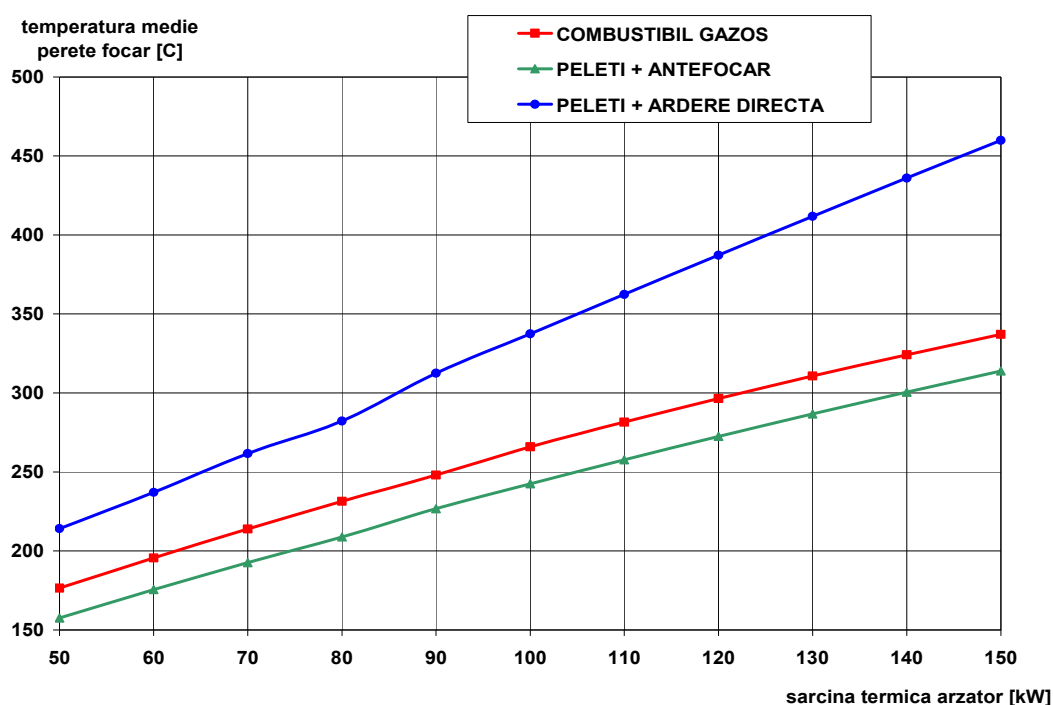


Figura 5 : temperatura medie a peretelui focar

Explicația acestei temperaturi semnificativ mai ridicate în cazul **AZP** se găsește în valoarea coeficientului de transfer de căldură de la gazele de ardere la pereții focar, coeficient care are valori de 30 – 45 [W/(m².K)] pentru cazurile **ACG** și **AFP** și valori de ordinul 50 – 90 [W/(m².K)] pentru situația **AZP**. În condițiile unor coeficienți convectivi absoluți pe partea aerului (fără considerarea randamentului extinderii de suprafață) de cca. 50 [W/(m².K)] și a unor coeficienți corecți (caracteristici pentru ansamblul suprafeței extinse) de 16 – 17 [W/(m².K)] pentru toate cele 3 soluții, este normal fenomenologic să se înregistreze un salt de temperatură a peretelui focar pentru situația **AZP**.

Debitele de aer preparat, datorită condiției de închidere impuse (viteză medie constantă), scad cu creșterea sarcinii termice, în contrapartidă cu creșterea temperaturii finale a aerului. Astfel, pentru sarcina termică de 100 kW, debitele normalizate de aer sunt între 530 și 630 m³_N/h la temperaturi cuprinse între 300 și 350 °C.

Analizând comparativ temperaturile de perete și cele ale aerului, reiese că la nivel global calculul este corect, dar în această variantă nu se pot oferi informații legate de variația temperaturii peretelui, neputându-se astfel prezice nici valoarea maximă și nici intervalul de variație al acesteia. Deoarece ambii parametri sunt definitorii pentru buna proiectare și funcționare a unui astfel de utilaj industrial, rezultă clar necesitatea rafinării modelului de calcul prin trecerea de la o abordare globală la una de tip diferențe finite, păstrând însă modelele fizice, seturile de ecuații și algoritmul de calcul, elemente care și-au dovedit deja corectitudinea și coerența în prezenta modelare.

4. Concluzii:

În urma modelării realizate, cu toate că datorită generalității rezultatelor (valori medii sau globale pe întreg schimbătorul) nu se poate face o proiectare detaliată și nici o optimizare parametrică a unor factori cum ar fi geometria extinderii de suprafață sau vitezele de circulație ale agentului secundar, se pot trage însă concluzii valide și argumentate referitor la problema pusă inițial și anume posibilitatea de înlocuire a combustibilului gazos cu combustibil biogenic la utilaje industriale, în speță la generatoarele de aer cald de tip convectiv-radiativ.

Analizând datele prezentate, rezultă clar că soluția de înlocuire propusă este perfect fezabilă și acceptabilă atât la nivelul utilajului cât și la nivelul procesului în care acesta funcționează, variația principalilor parametri de lucru încadrându-se în limite suficient de strânse pentru a nu pune nici un fel de probleme unui reglaj funcțional sau unei automatizări de proces.

În consecință, perspectiva înlocuirii arzătoarelor de combustibil gazos cu unele utilizând combustibili biogenici, în particular peleti, obținându-se astfel o serie de avantaje privind aspectul ecologic de reducere a amprente de CO₂ și aspectul material al realizării unor importante economii datorită scăderii costurilor cu combustibilul, în paralel cu mărirea gradului de independență energetică, se prezintă ca o alternativă viabilă și deosebit de interesantă pentru o serie de consumatori energetici industriali.

Bibliografie

- *ANTONESCU N., CALUIANU V., STANESCU D., ANTONESCU N.N.* – Echipamente termice pentru instalații de habitat și industriale – Editura BLACK SEA – București 2003 – 246 pag.
- *ANTONESCU N.N., STANESCU P.D.* - Calculul focarelor tip tub de flacără cu pereți de înaltă temperatură – Editura MATRIXROM – RRIC 2012.
- *CALUIANU V., STANESCU D., ANTONESCU N.N.* – Aparatură termică – Schimbătoare de căldură - îndrumător de proiectare – Editura U.T.C.B.- –București ISBN 973-8165-85-7 dec. 2003 - 174 pag.
- *ANTONESCU N.N.* - Instalații de ardere și cazane cu eficiență energetică ridicată și poluare redusă – Complemente de curs - Editura MATRIX ROM – București 2011-ISBN 978-973-755-699-8 – 269 pag.
- *ANTONESCU N.N.* - Studiu comparativ privind procesele și parametrii funcționali ai focarelor de cazane mici - comunicare și publicat în volumul Conferința XXX de Instalații - Sinaia oct.1996;
- *ANTONESCU N., ANTONESCU N.N.*- Metode analitice de determinare a fluxului termic al tuburilor radiante pe suprafețe cu obiecte verticale – Conferința a XXI-a „Știința modernă și energia” - Universitatea Tehnică Cluj-Napoca – mai 2002 - - volumul: „Producerea, Transportul și Utilizarea Energiei” - pg.83-90 – ISBN 973-656-224 -7 ;
- *ANTONESCU N.N.* - Modelisation numerique de la distribution des radiations thermiques dans une enceinte - comunicare SIENE - sept. 1991;