

Calculul focarelor tip tub de flacără cu pereți de înaltă temperatură

Dimensioning of the tube furnaces with high surface temperature

Nicolae Antonescu, Dan-Paul Stănescu

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

Rezumat. *In cazul generatoarelor de aer cald folosind arderea combustibililor, calculul focarului cu metoda clasică a invarianților (Boltzmann – θ_f) are o aplicabilitate limitată, deoarece nu ține cont de temperatura peretelui focar, aceasta putând atinge valori semnificative în cazul agentului secundar gazos. Lucrarea de față se axează pe identificarea unor metode alternative de calcul pentru focarele tip tub de flacără cu agent secundar aer și pe metodica de determinare a temperaturii peretelui focar. Luând în considerare o serie de parametrii definitorii cum ar fi temperatura peretelui focar, încărcarea termică volumică, viteza de circulație a gazelor de ardere, viteza de circulație a aerului și geometria suprafeței de transfer, se determină erorile ce apar prin folosirea metodei clasice și se analizează funcțional focarul la variația parametrilor amintiți.*

Cuvinte cheie: calcul focar, transfer de căldură, temperatură perete, încălzitor aer, cazan.

Abstract. *In hot air generators using fuel combustion, furnace calculation by the classical invariants empiric equation (Boltzmann - θ_f) has a limited application for gaseous secondary agent because it does not take into account the temperature of the furnace wall that can reach significant values. This paper focuses on identifying alternative methods for calculating the tube type furnaces with air as secondary agent and identifies a method for determining furnace wall temperature. Taking into account a number of defining parameters such as furnace wall temperature, volumic thermal load, flow speed of the flue gases, air circulation and transfer surface geometry, we determine the errors that occur using conventional method and analyze the functional parameters.*

Key words: furnace dimensioning, heat transfer, wall temperature, air heater, boiler.

1. Cadru general

În multe situații tehnice, prepararea de aer cald fie pentru scopuri de încălzire, fie pentru diverse aplicații tehnologice (cuptoare de uscare, cuptoare de polimerizare etc.), implică folosirea unor schimbătoare de căldură de tip cazan cu agent secundar aer. Soluțiile constructive sunt în general caracterizate de prezența unei trepte de transfer de căldură de tip focar, prevăzută cu arzător de combustibil superior sau, în

unele situații, cuplate la o cameră de ardere, mai ales în cazul utilizării combustibililor alternativi, cum ar fi peleții din biomase. Ca la orice cazan, treapta focar este urmată de una sau mai multe trepte convective, uzual realizate ignitubular pentru facilitarea curățirii.

Temperatura peretelui focar, datorită solicitării de temperatură înaltă specifică gazelor de ardere în focar, se estimează că va avea valori semnificativ mai mari decât în cazul pereților focarelor din aplicațiile de cazane cu agent secundar apă sau emulsie. De altfel, ca la orice schimbător de căldură de tip preîncălzitor de aer, se pune problema determinării temperaturii peretelui, în vederea stabilirii nivelului de refractaritate necesar pentru oțelul utilizat.

Problema care derivă din estimarea de temperatură înaltă a peretelui este că metoda clasică de dimensionare sau verificare a focarelor, bazată pe ecuația criterială a invarianților Boltzmann și θ_f , nu ține cont tocmai de această temperatură. Este ușor de urmărit că singurele temperaturi care apar în invarianții amintiți sunt cea teoretică și cea de ieșire a gazelor de ardere din focar. De asemenea, nici în ceilalți parametri fizico – chimici cuprinși în forma determinată empiric a ecuației criteriale pentru focare, nu apare temperatura de perete ca parametru de calcul. Explicația este evidentă, deoarece însăși utilizarea criteriul Boltzmann în calculul focarelor are la bază neglijarea temperaturii peretelui în raport cu temperatura teoretică de ardere (situație care nu mai este evidentă în cazul aplicației studiate).

Este necesară deci aplicarea unei metodici de calcul care să țină cont de parametrul temperatură de perete, fiind propusă în prezenta lucrare metoda de estimare a transferului global de căldură de la gazele de ardere la perete prin definirea unui coeficient global de convecție care cuprinde echivalarea în termeni de convecție a radiației gazelor și suprapunerea cu fenomenul de convecție la perete generat de curgerea gazelor de ardere în focar. Metoda este clasică pentru calculul convectivelor în situația temperaturilor ridicate ale gazelor de ardere (peste 400 °C) și deci este amplu verificată în practică.

Această alegere este susținută de faptul că vitezele de curgere ale gazelor de ardere în focarele tip tub de flacără specifice pentru acest tip de aplicații sunt semnificative, uzual cuprinse în domeniul 3 – 8 m/s, iar caracterul transferului radiativ la tuburile de flacără cu raport lungime/diametru mai mare de 2 poate fi asimilat cu radiația în țevi, lungimea caracteristică (de radiație) fiind puternic influențată de diametrul focarului.

Tocmai pentru limitarea temperaturii peretelui focar (în vederea generării posibilității folosirii unor oțeluri cât mai puțin refractare și deci considerabil mai ieftine ca material și costuri de prelucrare), soluțiile constructive ale tuburilor de flacără prevăd extinderea suprafeței prin aripare pe partea agentului rece (aerul). Astfel, deoarece curgerea aerului se face prin canale, devine hotărâtor în calculul

coeficientului de transfer de căldură parametrul temperatură de perete, atât pentru estimarea randamentului extinderii de suprafață (randamentul aripioarei), cât și pentru estimarea parametrilor fizici ai aerului în zona de transfer de căldură.

2. Metodica de calcul:

Metodica vizează realizarea unui calcul de verificare deoarece, pentru scopul studiului, este importantă setarea unui set de parametrii constructivi și de solicitare funcțională și verificarea performanțelor de transfer de căldură în paralel cu determinarea temperaturii peretelui.

Date fiind particularitățile funcționale ale focarului în acest tip de aplicații, a fost ales ca parametru central de calcul și implicit parametru de închidere finală, temperatura peretelui focar.

Calculul începe cu determinarea temperaturii teoretice de ardere și estimarea, pe baza geometriei interioare a focarului, a temperaturii de ieșire din focar, cu ajutorul metodei clasice de verificare, bazată pe ecuația criterială empirică a focarului (funcție de invarianții Boltzmann și $\theta_f = T_f/T_t$, a_f – coeficient de absorbție al focarului și M – factor de poziție al flăcării):

$$Bo = \frac{\varphi \cdot B \cdot V_g \cdot c_{pg}}{C_0 \cdot 10^{-8} \cdot \xi \cdot S_R \cdot T_t^3}$$

unde : $\varphi = 1 - q_{ext}$; B = debit de combustibil; C_0 = constanta Stefan-Boltzmann; V_g = volumul de gaze de ardere din arderea reală; c_{pg} = căldura specifică a gazelor de ardere; S_R = suprafața de transfer de căldură în focar.

Ecuația criterială a focarului :

$$\theta = \frac{Bo^{0,6}}{(M \cdot a_f)^{0,6} + Bo^{0,6}}$$

de unde rezultă temperatura de ieșire a gazelor de ardere din focar :

$$t_f = \frac{T_t}{\left(M \frac{C_0 \xi T_t^3 S_R}{(1 - q_{ext}) B V_g c_{pg}} \right)^{0,6} + 1} - 273,15 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Parametrii calculați, temperatura gazelor de ardere la ieșirea din focar TFR și fluxul de căldură cedat de gazele de ardere în focar QFR , sunt reținuți pentru compararea ulterioară cu valorile determinate prin metoda de calcul ce ține seama de temperatura peretelui focar, iar mărimile corespondente vor fi notate TF și QF .

După inițializarea parametrului temperatură a peretelui focar TPF (sau T_p) la o valoare estimată și preluarea valorii TFR (din calculul clasic, ca valoare setată de inițializare), se determină coeficientul echivalent convectiv de transfer de căldură generat de radiația gazelor din focar pe baza ecuațiilor caracteristice radiației în țevi a gazelor de ardere:

$$AGR = Co \cdot 10^{-8} \frac{a_p + 1}{2} a_g T_{gm}^3 \left[\frac{1 - \left(\frac{T_p}{T_{gm}} \right)^{3,6}}{1 - \left(\frac{T_p}{T_{gm}} \right)} \right] \quad [W/(m^2 \cdot K)]$$

Este important de menționat că pentru moment a fost considerat doar cazul utilizării combustibilului gazos gaz metan ($G20$) care nu generează flăcări luminoase și deci nu este necesară calcularea unui coeficient de absorbție compus gaze de ardere – flacăra pentru mediul radiativ din focar.

După determinarea vitezei de curgere a gazelor de ardere prin tubul focar, se determină coeficientul convectiv de transfer de căldură generat la peretele focar AGC și prin adunare cu coeficientul echivalent convectiv de transfer de căldură generat de radiația gazelor din focar AGR , se determină un coeficient global de transfer de căldură AGF de la gazele de ardere la peretele focar.

În continuare se determină caracteristicile de transfer de căldură pe partea aerului ($ALFAER$ – coeficient de convecție corectat cu randamentul aripioarei $RAND$ sau η_{nerv} și ținând cont de geometria extinderii de suprafață și de condițiile de transfer de căldură):

$$X_D = \frac{D_{nerv}}{d_e}$$

$$X_I = H_{nerv} \left(\frac{2 \cdot \alpha_{aer}^*}{\lambda_{nerv} \cdot B_{nerv}} \right)^{0,5}$$

D_{nerv} = diametru exterior nervură; d_e = diam. exterior focar; H_{nerv} = înălțime nervură; B_{nerv} = grosime nervură; λ_{nerv} = conductivitate termică material nervură; α^* = coef. convectiv la ext. nervurii

- pentru $X_I > 0.8$:

$$A_\eta = 0,8 - 0,05 \cdot (X_D - 2)^{0,797}$$

$$B_\eta = 0,363 + 0,14 \cdot (X_D - 2)^{-0,631}$$

$$C_\eta = 0,525 - 0,071 \cdot (X_D - 2)^{2,359}$$

$$\eta_{nerv} = A_\eta - B_\eta \cdot (X_I - 0,8)^{C_\eta}$$

- pentru $X_I < 0.8$:

$$A_\eta = 1$$

$$B_\eta = 0,295 + 0,066 \cdot (X_D - 2)^{0,71}$$

$$C_\eta = 1,737 - 0,093 \cdot (X_D - 2)^{1,13}$$

$$\eta_{nerv} = A_\eta - B_\eta \cdot (X_I)^{C_\eta}$$

$$ALFAER = \alpha_{AER} \cdot \frac{RAND \cdot S_{ARIP} + S_{LIS}}{S_{ARIP} + S_{LIS}} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Este interesant de observat că, datorită raportului mic între înălțimea aripioarei și diametrul la bază, nu se pot aplica ecuațiile criteriale specifice țevilor cu aripioare, ci se folosește ecuația criterială a transferului de căldură convectiv la curgerea prin canale, lungimea caracteristică fiind diametrul echivalent hidraulic al canalului format între aripioare.

Se recalculează temperatura peretelui TPF cu ecuația:

$$t_{pf} = \frac{\left(\alpha_{ga} \cdot t_{ga} + \alpha_{aer} \cdot \frac{S_{tot}}{S_R} \cdot t_{aer} \right)}{\left(\alpha_{ga} + \alpha_{aer} \cdot \frac{S_{tot}}{S_R} \right)} \quad [^{\circ}C]$$

Pornind de la noua valoare a temperaturii medii a peretelui, se calculează, cu relația de verificare a suprafețelor convective, temperatura de ieșire a gazelor de ardere din focar TF :

$$t_f = t_{pf} + (t_t - t_{pf}) \cdot e^{-\frac{AGF \cdot S_R}{B \cdot V_g \cdot c_{pg} \cdot \varphi}} \quad [^{\circ}C]$$

În continuare, după determinarea căldurii specifice a gazelor de ardere la temperatura teoretică și la temperatura de ieșire din focar, se determină fluxul de căldură cedat de debitul de gaze de ardere în focar, adică tocmai QF :

$$QF = B \cdot V_g \cdot (1 - q_{ext}) \cdot \left(c_{pg}^{(t_t)} \cdot t_t - c_{pg}^{(t_f)} \cdot t_f \right) \quad [W]$$

Se determină erorile de închidere între valorile de inițializare și cele calculate pentru temperatura de ieșire a gazelor de ardere din focar ($TF \leftrightarrow TFR$) și pentru sarcina termică utilă a focarului ($QF \leftrightarrow QFR$).

Dacă erorile sunt mai mari decât cele admisibile (de ordinul 0,1 %) se reia bucla de calcul reinițializându-se valorile cu cele calculate.

Dacă erorile sunt mai mici decât cele admisibile, calculul se consideră încheiat și se memorează parametrii funcționali ai focarului.

3. Metodica de studiu și parametrării de calcul:

În vederea determinării validității metodei clasice de calcul (cu invarianți) pentru situația funcțională analizată în prezenta lucrare și pentru a identifica principalii parametri constructivi sau funcționali care influențează parametri urmăriți (TF și QF), s-au executat rulări în condițiile variației următorilor parametri:

- *Debitul de combustibil* a fost variat într-un domeniu care să acopere o plajă de cca. 30% ↔ 150% față desituațiile de lucru nominale. Incadrarea domeniului s-a realizat și prin determinarea încărcării termice volumice a focarului ($q_f = B \cdot H_i / \text{volum focar}$) și compararea acesteia cu situațiile clasice funcționale. Au fost studiate trei geometrii de focar, cu diametre de 500, 1000 și 1500 mm și lungimi de 1500, 2500 și respectiv 4000 mm (pentru menținerea raportului lungime/diametru în domeniul 2,5 ... 3, caracteristic focarelor tip tub de flacăra cu străbatere).
- *Lungimea focarului* a fost variată în domeniul 1200 ... 2800 mm, pentru o soluție constructivă cu diametrul de 700 mm; domeniul a fost ales pentru a genera o variație a raportului lungime/diametru în domeniul 1,6 ... 4. Sarcina termică dată de combustibil ($100 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$) a fost menținută constantă, la o valoare normală pentru dimensiunile medii ale focarului.
- *Diametrul focarului* a fost variat, pentru un debit de combustibil constant de $50 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ și o lungime de 1500 mm, în domeniul 400 ... 900 mm. Alegerea domeniului a fost generată la limita inferioară de dimensiunile flăcării (diametru minim de cuprindere a flăcării la sarcina termică stabilită), iar la limita superioară de scăderea raportului lungime/diametru sub valoarea 2.
- *Viteza de curgere a aerului* la exteriorul tubului focar (curgere transversală) a fost variată în domeniul 5 ... 15 m/s, domeniu uzual pentru generatoarele de aer cald. Soluția constructivă calculată a fost cu diametru de 700 mm și lungime de 2000 mm, debitul de combustibil fiind stabilit la $100 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$.
- *Înălțimea aripioarei* a fost variată în domeniul 20 ... 100 mm, obținându-se un grad de extindere al suprafeței interioare cuprins între 2,5 și 9, domeniu uzual pentru acest tip de generatoare de aer cald. Pentru tubul focar a fost ales un diametru de 500 mm și lungime de 1500 mm, debitul de combustibil fiind stabilit la $100 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$. Valorile au fost alese pentru a simula o solicitare termică mare pe partea gazelor de ardere, în vederea amplificării efectelor extinderii de suprafață (față de o situație în care rezistența termică a transferului de căldură de la gazele de ardere la perete ar fi mare).

Pentru toate situațiile de calcul, grosimea aripioarei a fost aleasă de 5 mm (pentru a avea o rezistență mecanică ridicată și a avea rigiditate în situațiile de dilatare) iar spațiul liber dintre aripioare a fost stabilit la 25 mm.

Parametrii urmăriți au fost, după natura lor :

- *Temperaturi* : temperatura peretelui focar TPF (sau T_{per}) și temperatura gazelor de ardere la ieșirea din focar, în cazul calculului cu invarianți Tf_{Bo} iar în cazul calculului propus T_f .
- *Sarcini termice* : atât cele utile preluate de focar QFR (notate și Qf_{Bo} – sarcină cu invariant Boltzmann) și respectiv QF (notate și Qf – sarcină cu calcul radiativ și convectiv), cât și valorile specifice corespunzătoare, exprimate ca încărcare termică specifică de transfer de căldură qFR [kW/m^2] și respectiv qF [kW/m^2].
- *Coeficienți de transfer de căldură* : pe partea gazelor de ardere, din transferul radiativ AGR , din convecția forțată AGC și suma lor AGF și, pe partea aerului, ca valoare brută a convecției la curgerea prin canale α_{AER} și ca valoare corectată cu randamentul extinderii de suprafață $ALFAER$. De asemenea, a fost determinat coeficientul global de transfer de căldură K_{foc} .

4. Prelucrarea rezultatelor și concluzii parțiale:

Au fost realizate determinări pentru un număr de circa 100 de situații constructiv – funcționale **distincte, semnificative și reprezentative**, pe baza cărora s-au putut trage concluzii referitoare la comportamentul focarului în condițiile varierii parametrilor de bază și domeniul de validitate al metodei clasice de dimensionare (metoda cu invarianți $Bo - \Theta_f$, fără considerarea temperaturii peretelui focar ca parametru de calcul).

Astfel, în graficul fig.1 se prezintă evoluția comparativă a principalilor parametri de temperatură și sarcină termică. Rulările au fost facute pentru o geometrie medie a focarului, diametru de 1000 mm și lungime 2500 mm, fiind variat debitul de combustibil între 50 și 450 m^3_N/h (sarcină termică cca. 500 – 4500 kW).

Este important de observat că **pentru sarcini termice mici și medii** ($B_h = 50 - 200 m^3_N/h$) **calculul sarcinii termice transferate în focar este subevaluat de metoda cu invarianți** față de metoda care ține cont de efectul combinat al convecției și radiației (notată în continuare metoda CVR), **cu toate că temperatura peretelui este semnificativă** ($T_{per} = 600 - 800$ °C).

De asemenea, la sarcini termice mari, cu toate că solicitarea convectivă crește, totuși calculul cu invarianți oferă valori superioare calculului cu metoda CVR , datorită caracterului de tub de flacără al focarului, caracter care nu este luat în considerare de ecuația criterială a focarelor (care se referă în principal la geometriile tip cameră, fără încărcări volumice mari).

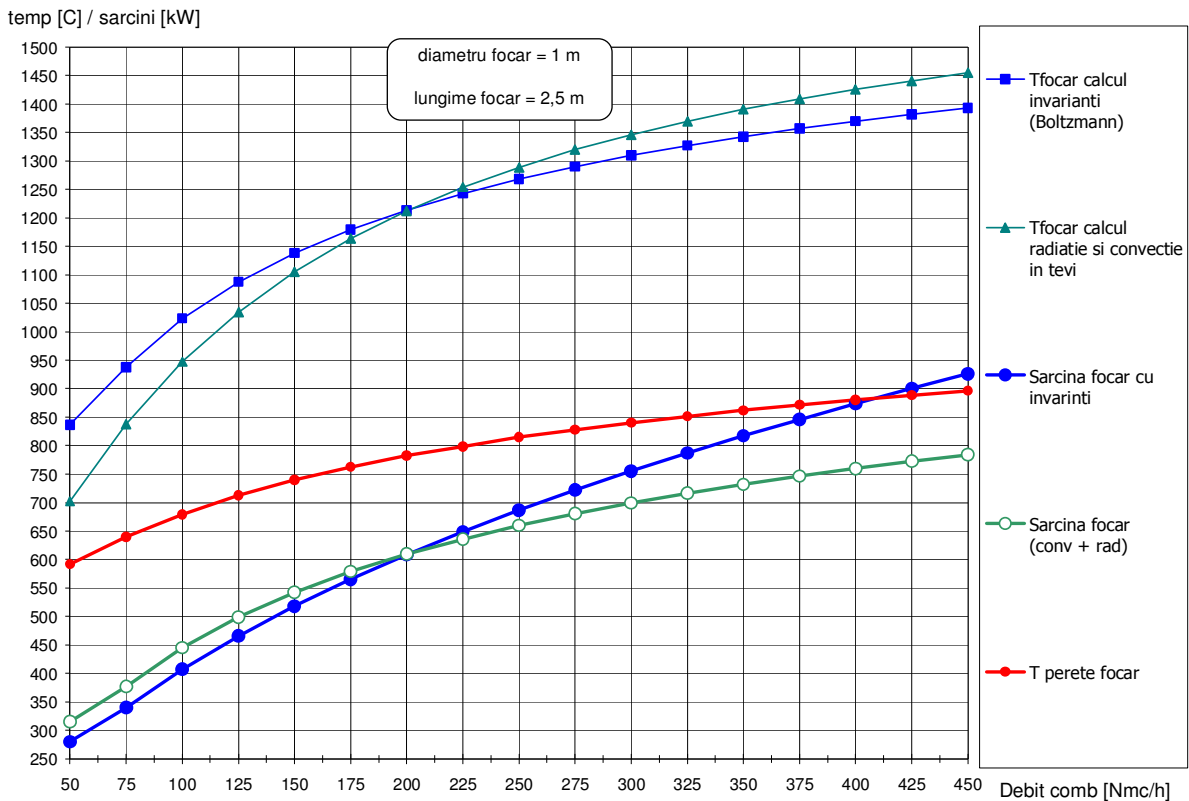


Figura 1 : Evoluția comparativă a principalilor parametri de temperatură și sarcină termică

Diferențele de temperaturi ale gazelor de ardere la ieșirea din focar între calculul cu invarianti și metoda *CVR* scad gradual cu creșterea debitului de combustibil de la + 150 °C la – 50 °C (dar influența la debite mari de combustibil este importantă , de cca. 20% supraevaluare a transferului de căldură față de metoda *CVR*, considerată mai exactă datorită faptului că ține cont și de temperatura peretelui focar și de combinația convecție – radiație).

În graficul fig.1, înălțimea aleasă de aripioară a fost de 50 mm, cu grosime de 5 mm, determinând un grad de extindere al suprafeței interioare de cca. 4,62. Chiar și în aceste condiții de extindere de suprafață, datorită solicitării termice importante pe partea gazelor de ardere, temperatura peretelui focar (pentru o viteză a aerului de 10 m/s) este peste 600 °C, impunându-se deci utilizarea unor oțeluri refractare pentru realizarea focarului.

În graficul fig. 2 se prezintă pe de o parte raportul (exprimat procentual) dintre fluxul de căldură calculat cu metoda *CVR* și cel calculat cu invarianti, iar pe de altă parte, se prezintă valorile pentru coeficienții globali de transfer de căldură caracteristici focarelor din situațiile modelate.

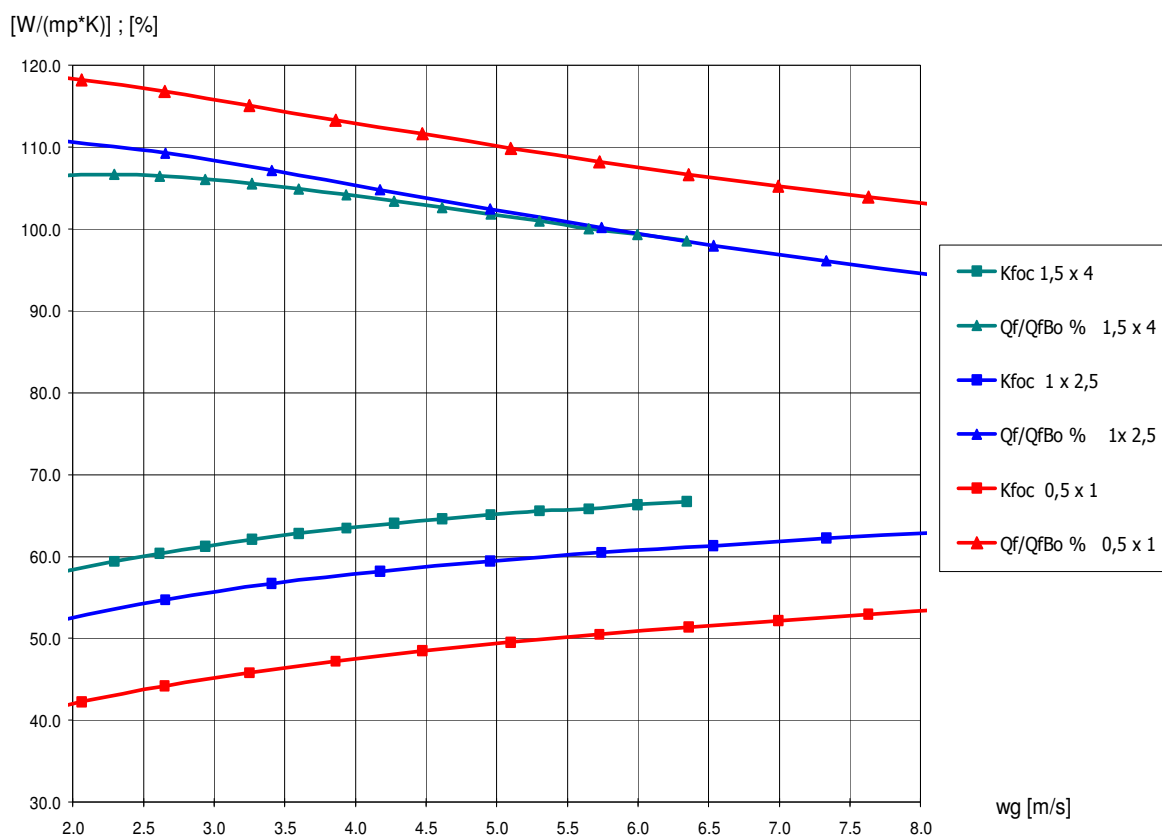


Figura 2 : Coeficienții globali de transfer de căldură și raportul sarcinilor calculate prin cele două metode

Din nou se pot observa subevaluările de sarcină termică (cca. 5 – 15 %) ale metodei clasice în domeniul încărcărilor mici și supraevaluările (de până la 10 %) la sarcini specifice (viteze de curgere gaze) mari.

În graficul fig. 3 se prezintă variația temperaturii la ieșire din focar, calculată în cele două variante de modelare, în funcție de încărcarea termică volumică a focarului și dimensiunile de gabarit ale acestuia ($L_{ung} \times \Phi$).

Este important de observat, ca și în figurile analizate anterior, că **metodica de calcul cu invarianți subevaluează transferul de căldură pentru geometriile cu lungime de radiație mare (tip cameră) și încărcări volumice mici (focare cu diametre peste 1200 -1500 mm și încărcări sub 700 kW/m^3) și îl supraevaluează pentru încărcări mari.**

La geometrii cu lungime de radiație mică (focare cu diametre sub 700 mm) metodica de calcul cu invarianți subevaluează transferul de căldură pe tot domeniul funcțional.

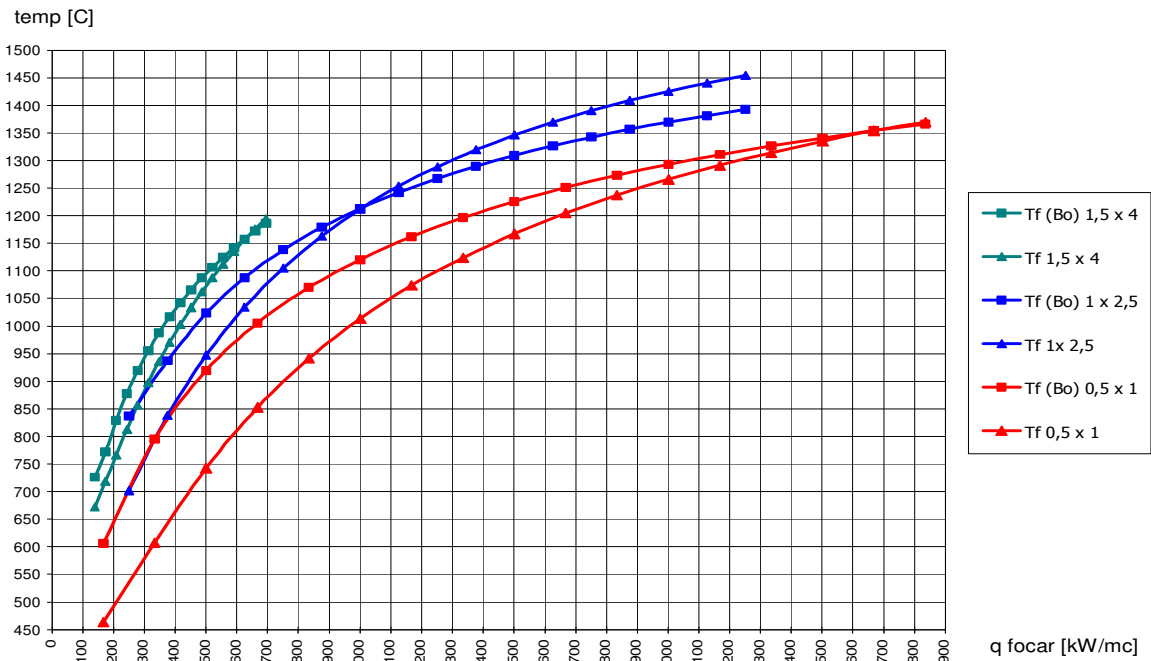


Figura 3 : Temperatura de ieșire din focar în funcție de metoda de calcul și geometria focarului, la variația încărcării volumice a focarului

Se constată astfel că metoda de calcul cu invarianți, aplicată la tuburi de flacără, în ciuda faptului că nu ține cont de temperatura peretelui (care este de ordinul $750\text{ }^{\circ}\text{C}$), ceea ce ar sugera o supraevaluare a schimbului de căldură, realizează de fapt, în multe situații de lucru, o subevaluare a acestuia. Consecința este că **dacă s-ar realiza un calcul al temperaturii de perete prin echivalarea fluxului de căldură calculat cu metoda invarianților, s-ar subestima temperatura peretelui față de situația reală.**

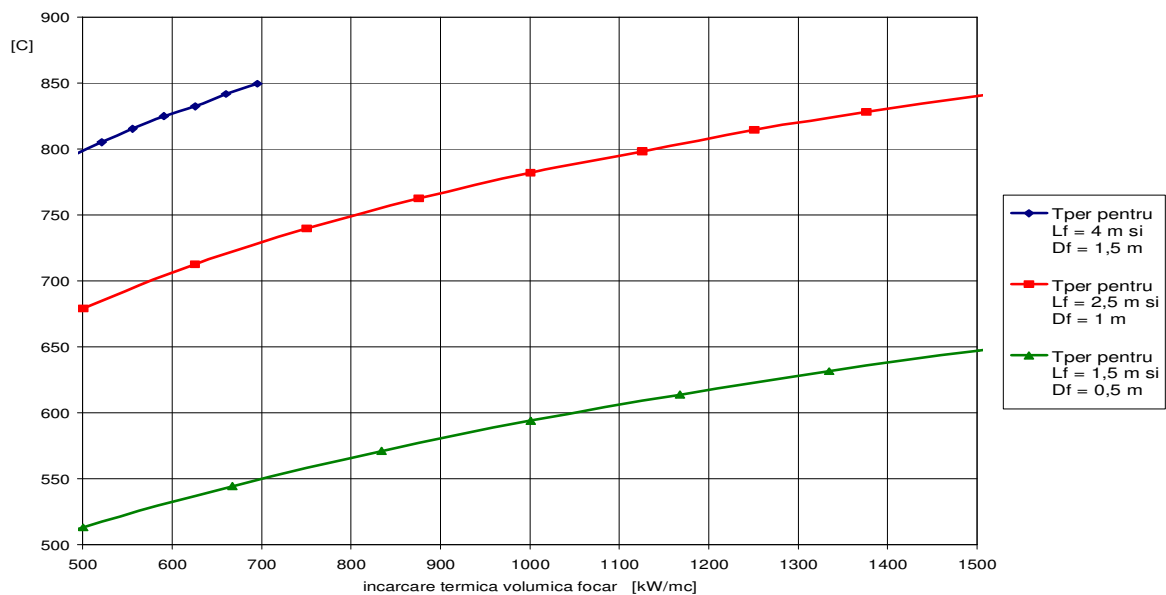


Figura 4 : Dependența $t_{\text{per}} - q_{\text{vol}}$ pentru diverse geometrii de focar

Figura 4 ilustrează că pentru încărcări volumice normale, cuprinse între 500 și 1500 kW/m³, temperatura peretelui este peste 500 °C, cu atât mai mare cu cât volumul focar este mai mare, atingând valori 800 – 850 °C către limita superioară a domeniului. Se impune deci ca soluțiile constructive să fie protejate prin alegerea de material refractar la realizarea focarului.

Pentru o situație medie de dimensiuni și încărcări termice, a fost analizată evoluția coeficienților parțiali de transfer de căldură la modificarea diametrului focarului și efectul cumulat asupra transferului de căldură, rezultatele fiind prezentate în figura 5. Se poate observa că, pe măsură ce scade diametrul focar, se compensează scăderea de radiație cu creșterea de convecție, coeficientul global de transfer de căldură rămânând relativ constant (variație sub 5% pe domeniul analizat).

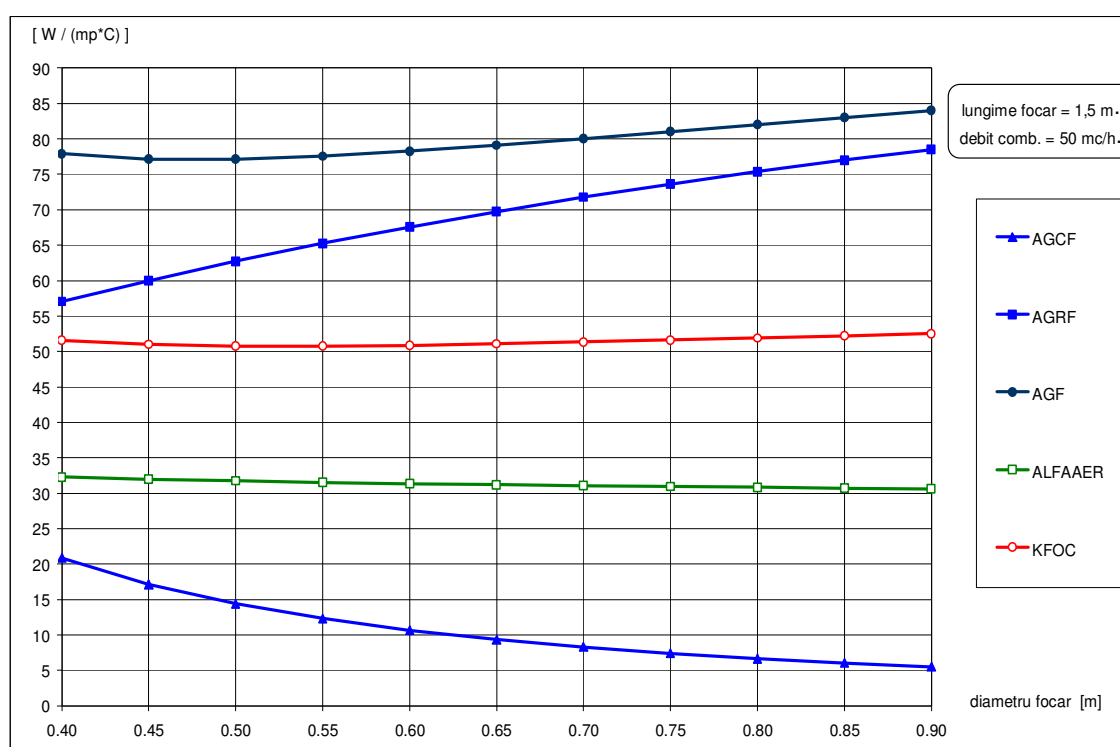


Figura 5 : Evoluția coeficienților de transfer de căldură la modificarea diametrului focarului

Lungimea focarului reprezintă un alt parametru a cărei variație a fost considerată importantă atât în caracterizarea comparației dintre cele două metode de calcul, cât și în caracterizarea funcțională a focarului, mai ales prin prisma temperaturii peretelui.

În graficul fig.6 sunt prezentate variațiile principalelor parametri cu lungimea focarului. Astfel, se constată că temperatura peretelui scade cu mărirea lungimii de focar (datorită scăderii temperaturii medii a gazelor de ardere din focar, determinată de creșterea sarcinii termice schimbate) având o variație între 680 și 780 °C pentru situația funcțională analizată.

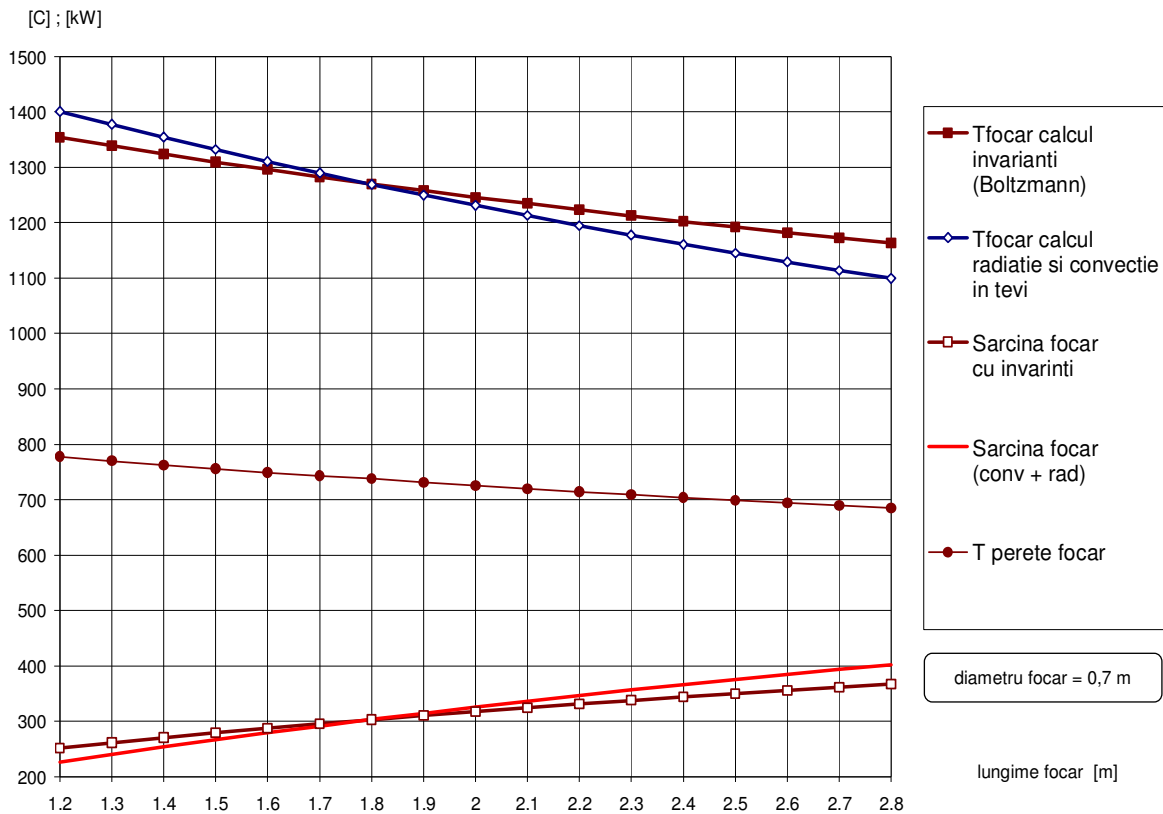


Figura 6 : Variația parametrilor cu lungimea focarului

În figura 7 este prezentată influența vitezei de curgere a aerului asupra parametrilor funcționali ai focarului pentru o înălțime de aripioară de 50 mm și un diametru focar de 700 mm, o lungime focar de 1200 mm și o sarcină dată de combustibil de 1000 kW (condiții de încărcare mare).

Astfel, la creșterea vitezei de curgere a aerului, randamentul aripioarei scade, de la valori de cca. 88 % pentru 5 m/s la valori de cca. 75 % pentru 15 m/s, dar creșterea de coeficient convectiv de la 20 la 40 $W/(m^2 \cdot K)$ acoperă această scădere, ducând în final la o creștere a coeficientului global de transfer de căldură de la 48 la 58 $W/(m^2 \cdot K)$.

Un parametru constructiv definitiv pentru soluția de focar aleasă este înălțimea aripioarei. Pentru a analiza influența acesteia asupra transferului de căldură și asupra temperaturii peretelui, a fost aleasă o soluție constructivă de focar cu un diametru de 500 mm, o lungime de 1500 mm și o sarcină dată de combustibil de cca. 1000 kW (condiții de încărcare mare).

Pentru aripioare s-a ales o grosime constantă de 5 mm și un pas de 25 mm iar înălțimea a fost variată în domeniul 20 – 100 mm.

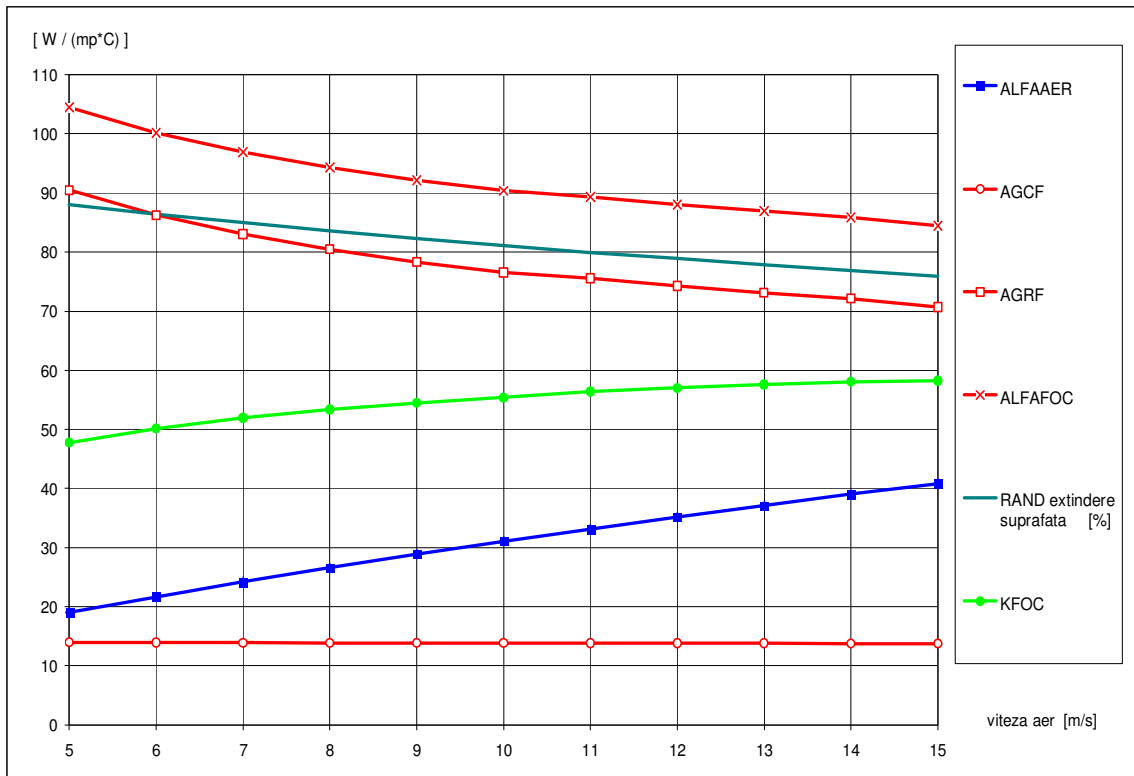


Figura 7 : Influența vitezei aerului asupra parametrilor funcționali ai focarului

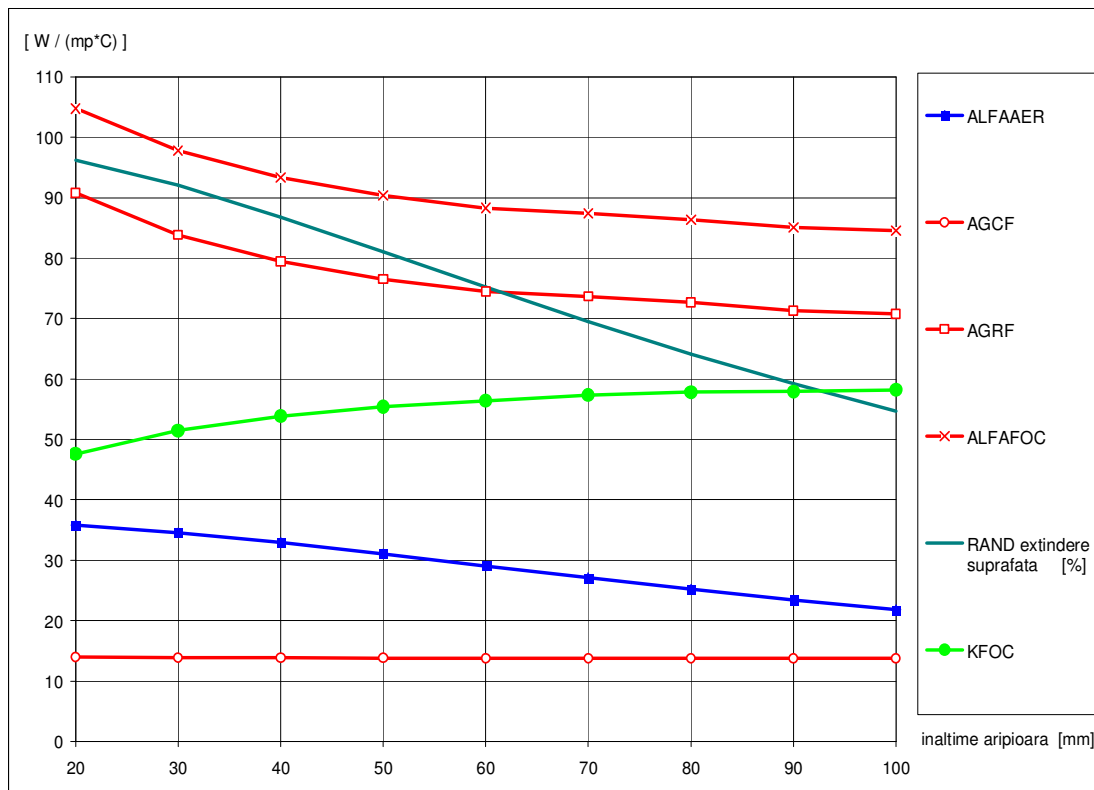


Figura 8 : Influența înălțimii aripioarei asupra transferului de căldură

În figura 8 este prezentată grafic variația parametrilor de transfer de căldură și se poate observa efectul pozitiv al creșterii înălțimii asupra coeficientului global de transfer de căldură.

Astfel, în ciuda scăderii randamentului extinderii de suprafață de la 95% la 55% și a scăderii concomitente a coeficienților de transfer de căldură atât pe partea aerului (de la 36 la 22 W/(m²·K)) cât și pe partea gazelor de ardere (de la 105 la 85 W/(m²·K)), datorită creșterii gradului de extindere S_{tot}/S_{foc} de la 2,5 la 9, coeficientul global de transfer al focarului crește de la 48 la 58 de W/(m²·K).

În figura 9 este prezentat efectul creșterii extinderii de suprafață asupra temperaturii peretelui și se poate observa scăderea semnificativă a acesteia pentru cazul studiat, de la 950 °C la 625 °C.

În același timp se poate observa cum, spre deosebire de modelul de calcul cu invarianți, care generează pe tot domeniul de variație a înălțimii de aripioară o temperatură de ieșire a gazelor de ardere constantă (independentă de temperatura peretelui), modelul CVR oferă rezultate mult mai corecte și concordante cu realitatea fizică a procesului de transfer de căldură analizat.

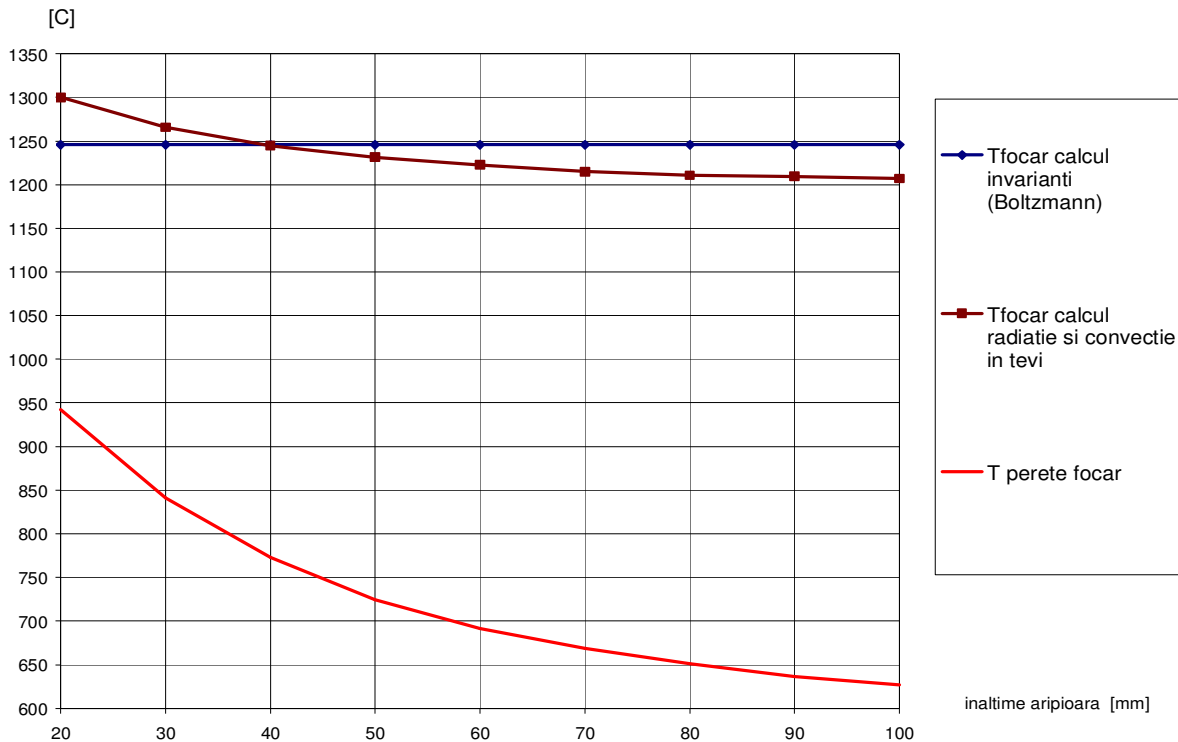


Figura 9 : Influența înălțimii aripioarei asupra temperaturii peretelui focar

5. Concluzii și perspective:

În urma analizei datelor de calcul, au rezultat următoarele **concluzii referitoare la comparația dintre modelul de calcul bazat pe ecuația criterială cu invarianți și modelul de calcul bazat pe superpoziția efectelor convecției și radiației**, aplicate la focarele tubulare cu extindere de suprafață, din construcția încălzitoarelor de aer cu gaze de ardere:

- a. Modelul de calcul clasic, cu invarianți (ecuația criterială $Bo - \Theta_f - a_f - M$), a sarcinii termice pentru focarele încălzitoarelor de aer, are dezavantajul că nu ține cont de temperatura peretelui focar, în condițiile în care aceasta variază uzual într-o plajă foarte largă, de la 300 la 900 °C;
- b. **Modelul de calcul cu invarianți subevaluează transferul de căldură pentru cazurile de focare cu o construcție de tip tubular cu lungime de radiație mică** (diametre mici, sub 700 mm și/sau raport lungime/diametru mare, peste 2,5);
- c. **Modelul de calcul cu invarianți subevaluează transferul de căldură pentru focarele tubulare cu încărcări termice volumice mici** (sub 700 kW/m³);
- d. Pentru calculul temperaturii de perete și pentru o mai mare exactitate în dimensionarea sau verificarea focarelor de tip tub de flacără se recomandă aplicarea metodicii *CVR*, dar pentru predimensionare sau verificarea rapidă a condițiilor de lucru, admitând erori de până la 20%, se poate folosi modelarea transferului de căldură cu invarianți (fără a se ține cont de temperatura peretelui);
- e. **Temperatura peretelui focar depășește uzual valoarea de 600 °C, ajungând până la valori de 900 °C**; determinarea exactă a temperaturii peretelui în acest domeniu de temperaturi este deosebit de importantă pentru alegerea tipului de material refractar în vederea asigurării durabilității focarului cu costuri minime;
- f. Creșterea gradului de extindere a suprafeței pe partea aerului este o soluție sigură și eficientă de scădere a temperaturii peretelui focar, eventual în paralel cu creșterea vitezelor de curgere pe partea aerului.

Perspectivile cercetării vizează:

Îmbunătățirea metodicii de calcul prin introducerea unor zonări în focar (calcularea focarului pe volume discrete) cu scopul determinării curbei de variație a temperaturii peretelui în lungul tubului focar.

Se va avea în vedere introducerea unor corecții de calcul pentru coeficientul convectiv echivalent de transfer de căldură generat de radiația mediului din focar, care să țină cont, pe lângă radiația gazelor de ardere, de radiația flăcării (pentru focarele cu combustibil lichid sau cele cu combustibil gazos și încărcări termice mari).

Se va lărgi domeniul de modelare prin introducerea unor parametri variabili suplimentari, cum ar fi temperatura aerului sau geometria extinderii de suprafață (alte variante în afara aripioarelor circulare), poate duce la obținerea unor recomandări de optimizare constructiv – funcțională pentru acest tip de aplicații.

O altă direcție de cercetare este reprezentată de realizarea unor modele experimentale în vederea rafinării modelării numerice și validării rezultatelor de calcul.

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.
- CALUIANU V., STANESCU D., ANTONESCU N.N. – Aparate termice – Schimbătoare de căldură - îndrumător de proiectare – Editura U.T.C.B.- –București ISBN 973-8165-85-7 dec. 2003 - 174 pag.
- STANESCU P.D., ANTONESCU N.N., POPESCU-OLEA LELIA – Indrumător de proiectare cazane - Editura MATRIX ROM - ISBN 973-755-087-0 - Bucuresti 2006 - 265 pag.
- ANTONESCU N.N. - Instalații de ardere și cazane cu eficiență energetică ridicată și poluare redusă – Complemente de curs - Editura MATRIX ROM – Bucuresti 2011-ISBN 978-973-755-699-8 – 269 pag.
- ANTONESCU N.N. - Modelisation numerique de la distribution des radiations thermiques dans une enceinte - comunicare SIENE - sept. 1991;
- CALUIANU V., ANTONESCU N.N. - Cercetări privind focare cu întoarcere de flacără - comunicare și publicat în volumul Conferința XXIX de Instalații - Sinaia oct.1995;
- ANTONESCU N.N. - Studiu comparativ privind procesele și parametri funcționali ai focarelor de cazane mici - comunicare și publicat în volumul Conferința XXX de Instalații - Sinaia oct.1996;
- ANTONESCU N., CALUIANU V., STANESCU D., ANTONESCU N.N. - Studiul comparativ al solutiilor constructive de focare specifice cazanelor mici - revista "Instalatorul", 1999, nr.1 , pg.55-58;
- 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 si Utilizarea Energiei” - pg.83-90 – ISBN 973-656-224 -7 ;
- ANTONESCU N., CALUIANU V.,STANESCU D., ANTONESCU N.N. – Analiza constructivă și de modelare pentru cazanele de condensatie "KESTON" de tip serpentină - Conferinta a X-a " Termodinamica si transfer de căldură" - Facultatea de Instalații București - nov.2003 – publicat în volumul „Eficiență, Confort, Conservarea Energiei și Protecția Mediului” pg. 195-203 – București 2003 ;
- ANTONESCU N., CALUIANU V.,STANESCU D., ANTONESCU N.N. –Rezultate de calcul și validarea experimentală pentru modelul de calcul al transferului de căldură și masă la cazanele cu condensatie - Conferința a X-a "Termodinamică și transfer de căldură" - Facultatea de Instalații București - nov.2003 – publicat în volumul „Eficiență, Confort, Conservarea Energiei și Protecția Mediului” pg. 203-211 – București 2003.