poele1d

Modèle thermique et aéraulique 1D d'un poêle de masse
Fondements théoriques, hypothèses et validation

Document de travail — à relire et à critiquer

Version 0.4 — octobre 2026

Avertissement

`poele1d` est un outil *expérimental* de simulation, non certifié et non validé au sens réglementaire. Ses résultats sont des estimations, avec des incertitudes importantes (de l'ordre de ± 25 °C sur la température des fumées dans les cas testés), fournies à titre indicatif et pédagogique. Ils ne remplacent ni un calcul normatif (EN 13384-1, EN 15544), ni l'étude d'un professionnel qualifié, ni des mesures sur l'installation réelle. Les auteurs déclinent toute responsabilité quant à l'usage qui en est fait. Le dimensionnement et la pose d'un conduit de fumée relèvent d'un professionnel.

Comment lire ce document. Il s'adresse à un lecteur de formation scientifique qui n'est pas spécialiste de thermique. Chaque partie part d'un principe général, rappelé dans un encadré bleu, puis le particularise au poêle. Les encadrés verts donnent des ordres de grandeur chiffrés sur un Oxa-Libre L ; les encadrés orange signalent les hypothèses, pour que chacun puisse les juger ; les encadrés gris résument l'idée en une phrase.

Table des matières

1 Le problème en une page **2**
- 1.1 Ce qui se passe dans un poêle de masse . . . 2
- 1.2 Ce que le modèle calcule . . . 2
- 1.3 Ce qu'il ne fait pas . . . 2
- 1.4 Philosophie . . . 2

2 La combustion **3**
- 2.1 Ce qu'est une combustion . . . 3
- 2.2 La stœchiométrie . . . 3
- 2.3 L'excès d'air . . . 3
- 2.4 Mesurer l'excès d'air : l'O_2 des fumées . . . 4
- 2.5 La chaleur libérée : PCS et PCI . . . 4
- 2.6 La température des fumées à la sortie de la flamme . . . 5
- 2.7 Propriétés des fumées . . . 5

3 Les transferts de chaleur : rappels **6**
- 3.1 Conduction : la loi de Fourier . . . 6
- 3.2 Convection : la loi de Newton et le coefficient h . . . 6
- 3.3 Rayonnement . . . 7
- 3.4 Résistances thermiques : l'analogie électrique . . . 7

4 Les fumées le long du parcours **8**
4.1 Découpage du poêle . . . 8
4.2 Le bilan d'énergie d'un élément . . . 8
4.3 Le coefficient de convection forcée . . . 9
4.4 La convection naturelle et le mélange des deux . . . 10
4.5 Le rayonnement dans le poêle . . . 10
4.6 Le dôme de la cloche . . . 11
4.7 L'incertitude affichée . . . 12

5 Les parois : stocker la chaleur **12**
5.1 L'équation de la chaleur . . . 12
5.2 Deux grandeurs qui expliquent le comportement d'un poêle de masse . . . 12
5.3 La discrétisation : comment l'ordinateur résout l'équation . . . 13
5.4 Ce qu'il y a de l'autre côté de la paroi . . . 14
5.5 Le cœur rayonne vers l'enveloppe, et réchauffe la cloche . . . 14
5.6 Le couplage entre fumées et parois . . . 14
5.7 Matériaux par défaut . . . 14

6 Le déroulé d'une flambée **15**
6.1 Pour un poêle dessiné : un profil supposé . . . 15
6.2 Pour un poêle mesuré : piloté par l'O_2 . . . 15

7 Ce que le modèle restitue **15**
7.1 Le rendement . . . 15
7.2 L'indicateur de combustion complète . . . 16
7.3 Les entrées du calcul de conduit . . . 16

8 L'aéraulique : quel tirage le poêle demande-t-il ? **16**
8.1 Pertes de charge . . . 16
8.2 L'effet cheminée . . . 16
8.3 Le bilan de pression du poêle . . . 17

9 Extraire la géométrie d'un modèle SketchUp **18**
9.1 Le principe . . . 18
9.2 Le contrôle . . . 18

10 Confrontation aux mesures **18**
10.1 Données disponibles . . . 18
10.2 Résultat sur le L de Lowtonom . . . 19
10.3 Cohérence avec la formule empirique Oxalibre . . . 19

11 Récapitulatif des hypothèses et limites **20**

12 Les données qui feraient le plus progresser le modèle **20**

A Données examinées et écartées **21**
A.1 Courbe de Yasin (L, « 8 kW ») . . . 21
A.2 Test de Lowtonom sur un M . . . 21

1 Le problème en une page

1.1 Ce qui se passe dans un poêle de masse

Le bois brûle vite et fort dans le foyer. Les gaz très chauds produits par la combustion (les *fumées*) parcourent un circuit maçonné avant de rejoindre le conduit. Le long de ce parcours, ils cèdent une grande partie de leur chaleur aux parois. La maçonnerie stocke cette chaleur pendant la flambée et la restitue à la pièce pendant des heures. Ce qui n'a pas été cédé repart dans le conduit : c'est la perte principale, mais aussi ce qui fait tirer le conduit.

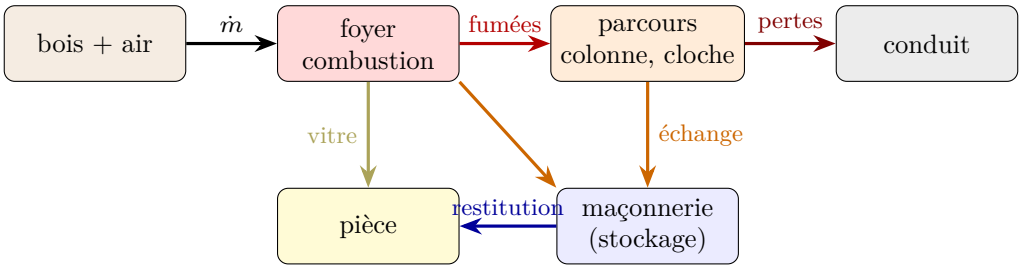


Fig. 1 : Flux d'énergie dans un poêle de masse pendant une flambée.

1.2 Ce que le modèle calcule

Le modèle suit les fumées le long du parcours, pas de temps par pas de temps, et répond à trois questions :

1. **Combien de fumées, de quelle composition, à quelle température en entrée ?** C'est la *combustion* (section 2).
2. **Combien de chaleur cèdent-elles en chemin ?** C'est l'*échange gaz–paroi* (sections 3 et 4) et l'*échauffement des parois* (section 5).
3. **Quel tirage le poêle demande-t-il au conduit ?** C'est l'*aéraulique* (section 8).

En sortie : débit, composition et température des fumées, rendement, et pression de débit nécessaire. Ce sont les entrées d'un logiciel de dimensionnement de conduit selon l'EN 13384-1.

1.3 Ce qu'il ne fait pas

- Il ne prédit pas les émissions (CO, particules) : elles dépendent de la chimie de la flamme.
- Il ne prédit pas la vitesse à laquelle le bois brûle : la charge et la durée de combustion sont des *données*.
- Il ne dimensionne pas le conduit, et ne modélise pas encore la restitution après la flambée.

1.4 Philosophie

La méthode normalisée de dimensionnement des poêles maçonnés construits sur site, l'EN 15544, est issue des normes autrichiennes ÖNORM B 8301 à 8303 et de plus d'un siècle de pratique. Elle combine des équations physiques et des équations empiriques issues de mesures, dans un domaine de validité défini : argile réfractaire de propriétés données, charge de 10 à 40 kg, restitution de 8 à 24 h, foyers de types validés par essais [20, 19]. Elle fixe aussi des valeurs de référence pour le calcul, notamment une durée de flambée de 77 min quelle que soit la charge et un facteur d'air de 2,95 [21]. Le refroidissement des fumées le long des carneaux y suit une décroissance exponentielle dont le coefficient a été déterminé empiriquement [20]. Sa mise en œuvre passe en pratique par le logiciel BASIC 2+, développé par l'institut de recherche des poêliers autrichiens (VFH) et utilisé en France par les poêliers formés [19].

`poele1d` fait un choix différent : n'utiliser que des lois générales de la littérature (convection, rayonnement, conduction, pertes de charge), sans coefficient ajusté sur des poêles. Il est moins

précis qu'une méthode calée sur une famille donnée, mais applicable à n'importe quelle géométrie, y compris hors du domaine de l'EN 15544 (cloches, boîtes à feu percées, arrivée d'air par le dessous). Les mesures servent à *vérifier* la physique, pas à la régler. Il ne se substitue en aucun cas à l'EN 15544 pour les poêles qui entrent dans son domaine.

2 La combustion

2.1 Ce qu'est une combustion

Une combustion est une réaction chimique entre un combustible et le dioxygène (O_2) de l'air, qui libère de la chaleur. Pour le bois, les éléments qui brûlent sont le carbone (C) et l'hydrogène (H) :

$$\mathrm{C} + \mathrm{O_2} \longrightarrow \mathrm{CO_2}, \qquad \mathrm{H_2} + \tfrac{1}{2}\,\mathrm{O_2} \longrightarrow \mathrm{H_2O}.$$

L'azote de l'air (N_2, 79 % en volume) ne participe pas : il traverse le foyer et se retrouve dans les fumées, qu'il dilue.

2.2 La stœchiométrie

Rappel : stœchiométrie

La *stœchiométrie* est la comptabilité des atomes dans une réaction : rien ne se perd, rien ne se crée. Elle dit exactement combien de molécules d'O_2 il faut pour brûler complètement une quantité donnée de combustible, et combien de produits on obtient. Une **mole** est un paquet de $6{,}022 \times 10^{23}$ molécules ; sa masse, la *masse molaire* M, vaut 12 g pour le carbone, 1 g pour l'hydrogène, 32 g pour O_2. Raisonner en moles permet de lire directement les proportions des équations chimiques.

Le bois sec est décrit par sa composition élémentaire en masse ($Y_\mathrm{C}, Y_\mathrm{H}, Y_\mathrm{O}, Y_\mathrm{N}$), par défaut 0,500, 0,060, 0,435 et 0,002 pour des feuillus [16]. Un kilogramme de bois sec contient donc $n_X = Y_X / M_X$ kilomoles de chaque élément. Pour tout brûler, il faut :

- une molécule d'O_2 par atome de carbone ;
- une demi-molécule d'O_2 pour deux atomes d'hydrogène, soit un quart par atome ;
- moins l'oxygène déjà présent dans le bois, une demi-molécule d'O_2 par atome d'oxygène.

D'où le besoin *stœchiométrique* en O_2, c'est-à-dire juste suffisant pour une combustion complète :

$$n_{\mathrm{O_2,st}} = n_\mathrm{C} + \frac{n_\mathrm{H}}{4} - \frac{n_\mathrm{O}}{2}. \tag{1}$$

Exemple chiffré : le besoin en air du bois

$n_\mathrm{C} = 0{,}500/12{,}011 = 0{,}0416\,\mathrm{kmol\,kg^{-1}}$, $n_\mathrm{H} = 0{,}060/1{,}008 = 0{,}0595$, $n_\mathrm{O} = 0{,}435/15{,}999 = 0{,}0272$.
$n_{\mathrm{O_2,st}} = 0{,}0416 + 0{,}0149 - 0{,}0136 = 0{,}0429\,\mathrm{kmol\ d'O_2}$, soit 1,37 kg d'$O_2$ par kilogramme de bois sec.
L'air contenant 21 % d'O_2 en moles, il faut $0{,}0429/0{,}21 = 0{,}204\,\mathrm{kmol}$ d'air, soit environ 5,9 kg **d'air par kilogramme de bois sec**.

2.3 L'excès d'air

En pratique, on fournit toujours plus d'air que le strict nécessaire, sinon une partie du bois brûlerait mal. On définit le **facteur d'air**

$$\lambda = \frac{\text{air réellement fourni}}{\text{air stœchiométrique}}. \tag{2}$$

$\lambda = 1$: stœchiométrie exacte ; $\lambda = 2$: deux fois trop d'air (« 100 % d'excès d'air »). L'air en trop traverse le foyer sans réagir : il refroidit la flamme et emporte de la chaleur dans le conduit.

Avec λ et une humidité du bois w (masse d'eau par masse de bois humide), les fumées contiennent, par kilogramme de bois sec :

$$n_{CO_2} = n_C, \qquad n_{H_2O} = \frac{n_H}{2} + \frac{w}{(1-w)\,M_{H_2O}}, \tag{3}$$

$$n_{O_2} = (\lambda - 1)\, n_{O_2,\mathrm{st}}, \qquad n_{N_2} = 3{,}76\,\lambda\, n_{O_2,\mathrm{st}} + \frac{n_N}{2}. \tag{4}$$

Le facteur 3,76 est le rapport 79/21 entre l'azote et l'oxygène de l'air. Le second terme de n_{H_2O} est l'eau contenue dans le bois, qui s'évapore.

2.4 Mesurer l'excès d'air : l'O_2 des fumées

Un analyseur mesure les teneurs des fumées *sèches* (après condensation de l'eau). Plus il y a d'air en excès, plus il reste d'O_2 non consommé. Pour le bois, une bonne approximation relie les deux :

$$\lambda \simeq \frac{21}{21 - [O_2]_{\%}}. \tag{5}$$

Exemple chiffré : lecture d'une mesure

13 % d'O_2 donne $\lambda \simeq 21/8 = 2{,}6$; 16,7 % (moyenne mesurée par Lowtonom) donne $\lambda \simeq 4{,}9$; 10,5 % donne $\lambda \simeq 2$.

Hypothèse : combustion complète, air sec

Le CO, les imbrûlés, les cendres et l'humidité de l'air sont négligés dans la composition des fumées. Quelques centaines à milliers de ppm de CO ne modifient pas sensiblement le débit ni la composition majoritaire.

2.5 La chaleur libérée : PCS et PCI

Le *pouvoir calorifique* est l'énergie libérée par la combustion complète d'un kilogramme de combustible. Le **PCS** (supérieur) compte aussi la chaleur récupérable en condensant la vapeur d'eau des fumées ; le **PCI** (inférieur) ne la compte pas. Comme les fumées d'un poêle sortent sans condenser, on raisonne sur le PCI. Pour un bois humide :

$$\mathrm{PCI}_h = \mathrm{PCI}_s\,(1-w) - L_v\, w, \qquad \mathrm{PCI}_s \approx 18{,}5\,\mathrm{MJ\,kg^{-1}}, \quad L_v = 2{,}443\,\mathrm{MJ\,kg^{-1}}. \tag{6}$$

Le premier terme : il y a moins de bois dans un kilogramme de bois humide. Le second : il faut évaporer l'eau, ce qui coûte L_v par kilogramme (chaleur latente de vaporisation).

Pour une charge m brûlée en une durée τ : débit moyen de bois $\dot m_b = m/\tau$, puissance de combustion $P = \dot m_b\,\mathrm{PCI}_h$, débit de fumées $\dot m = \dot m_b(1-w)\sum_i n_i M_i$.

Exemple chiffré : un L en pleine charge

14 kg à 15 % d'humidité en 1,5 h : $\dot m_b = 2{,}6\,\mathrm{g\,s^{-1}}$ de bois humide, dont $2{,}2\,\mathrm{g\,s^{-1}}$ de bois sec.
$\mathrm{PCI}_h = 18{,}5 \times 0{,}85 - 2{,}443 \times 0{,}15 = 15{,}4\,\mathrm{MJ\,kg^{-1}}$, d'où $P \approx 40\,\mathrm{kW}$.
À $\lambda = 2{,}6$: air $= 2{,}6 \times 5{,}9 \times 2{,}2 \approx 34\,\mathrm{g\,s^{-1}}$, fumées $\approx 36\,\mathrm{g\,s^{-1}}$, CO_2 sec $\approx 7{,}9\,\%$.

Exemple chiffré : recoupement avec une note de calcul BASIC 2+

Une note de calcul BASIC 2+ reproduite dans le rapport de l'ADEME [19] indique, pour un poêle de 18,5 kg de charge maximale, 14,4 kg h^{-1} de bois brûlé (soit 18,5/14,4 ≈ 77 min de flambée) et un débit de fumées de 0,065 kg s^{-1}. Avec ces 14,4 kg h^{-1} et le facteur d'air de référence de l'EN 15544 ($\lambda = 2{,}95$), le module de combustion de `poele1d` donne de 60 à 65 g s^{-1} pour une humidité du bois de 20 à 12 %. Les deux calculs, indépendants, concordent.

2.6 La température des fumées à la sortie de la flamme

Rappel : enthalpie et chaleur massique

L'*enthalpie* h mesure l'énergie thermique d'un gaz qui s'écoule. Chauffer un gaz de T_1 à T_2 demande $\Delta h = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)\,dT$, où la *chaleur massique* c_p (J kg^{-1} K^{-1}) est l'énergie nécessaire pour élever d'un kelvin un kilogramme de gaz. Elle augmente avec la température.

Si toute la chaleur de combustion servait à chauffer les fumées, sans aucune perte, elles atteindraient la **température adiabatique** T_{ad}, solution de

$$\sum_i n_i \,\Delta h_i(T_{air} \to T_{ad}) = \frac{\mathrm{PCI}_h}{1 - w}. \tag{7}$$

La chaleur molaire de chaque espèce est représentée par la forme de Maier–Kelley [13], valable entre 300 et 2000 K environ :

$$c_{p,i}(T) = a_i + b_i T + \frac{c_i}{T^2}, \qquad \Delta h_i = a_i(T_2 - T_1) + \frac{b_i}{2}(T_2^2 - T_1^2) - c_i\left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1}\right). \tag{8}$$

Espèce	a (kJ kmol^{-1} K^{-1})	b	c
N_2	27,87	$4{,}27 \times 10^{-3}$	0
O_2	29,96	$4{,}18 \times 10^{-3}$	$-1{,}67 \times 10^{5}$
CO_2	44,22	$8{,}79 \times 10^{-3}$	$-8{,}62 \times 10^{5}$
H_2O	30,54	$10{,}29 \times 10^{-3}$	0

L'équation est résolue numériquement par dichotomie. À $\lambda = 2{,}6$, on obtient $T_{ad} \approx 970$ °C ; à $\lambda = 2$, environ 1150 °C. On voit ici l'effet refroidissant de l'excès d'air.

Hypothèse : chaleur libérée d'un coup, au λ global

Dans le modèle, les fumées entrent dans le foyer à T_{ad}, calculée avec le facteur d'air global. En réalité, la flamme brûle localement avec moins d'air, donc plus chaude, puis se dilue. Ce choix sous-estime la température de la zone de flamme.

2.7 Propriétés des fumées

- Masse volumique : loi des gaz parfaits $\rho = pM/(RT)$, avec la pression corrigée de l'altitude z : $p = p_0\, e^{-z/8400}$.
- Viscosité dynamique μ : loi de Sutherland de l'air [12],

$$\mu = 1{,}716 \times 10^{-5} \left(\frac{T}{273{,}15}\right)^{3/2} \frac{273{,}15 + 110{,}4}{T + 110{,}4} \ \text{Pa s}.$$

- Conductivité thermique k : celle de l'air, $k = 0{,}0241\,(T/273{,}15)^{0{,}81}$ W m^{-1} K^{-1}.
- Chaleur massique : moyenne des $c_{p,i}$ pondérée par la composition.

Hypothèse : fumées assimilées à l'air pour μ et k

Les fumées contiennent environ 75 % de N_2 en volume ; l'erreur sur la viscosité et la conductivité est de quelques pourcents.

3 Les transferts de chaleur : rappels

La chaleur passe d'un corps chaud à un corps froid selon trois modes. Le modèle les utilise tous les trois.

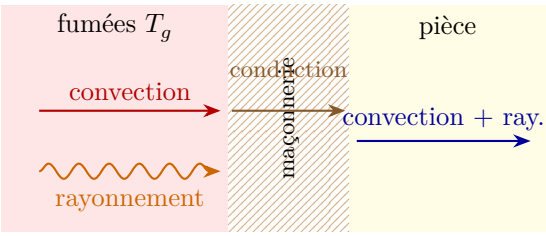


Fig. 2 : Les trois modes de transfert, des fumées vers la pièce.

3.1 Conduction : la loi de Fourier

Rappel : loi de Fourier

Dans un solide, la chaleur s'écoule des zones chaudes vers les zones froides. La densité de flux ($\mathrm{W\,m^{-2}}$) est proportionnelle au gradient de température :

$$\vec{q} = -k\,\overrightarrow{\mathrm{grad}}\,T, \tag{9}$$

où k ($\mathrm{W\,m^{-1}\,K^{-1}}$) est la *conductivité thermique* du matériau. Dans beaucoup de textes français, elle est notée λ ; ici, λ est réservé au facteur d'air. En une dimension, à travers une paroi d'épaisseur e dont les faces sont à T_1 et T_2 en régime permanent : $q = k\,(T_1 - T_2)/e$.

3.2 Convection : la loi de Newton et le coefficient h

Rappel : loi de Newton

Entre un fluide en mouvement à T_g et une paroi à T_s, on écrit

$$q = h\,(T_g - T_s), \tag{10}$$

où h ($\mathrm{W\,m^{-2}\,K^{-1}}$) est le *coefficient d'échange convectif*. Ce n'est pas une propriété du fluide : il résume la façon dont l'écoulement renouvelle le fluide près de la paroi. Près d'une paroi, le fluide est freiné dans une fine *couche limite* ; la chaleur doit la traverser. Plus l'écoulement est rapide et brassé, plus cette couche est mince et plus h est grand.

Le coefficient h s'obtient par des *corrélations* expérimentales, écrites avec des nombres sans dimension :

Nombre	Sens physique	Définition
Reynolds Re	inertie / viscosité ; laminaire si < 2300 en conduit	$\rho v D_h/\mu$
Prandtl Pr	diffusion de quantité de mouvement / diffusion de chaleur ($\approx 0{,}7$ pour les gaz)	$\mu c_p/k$
Nusselt Nu	h adimensionné : échange réel / conduction pure dans le fluide	hD_h/k
Rayleigh Ra	intensité de la convection naturelle (flottabilité / freinages)	$g\beta\Delta T H^3/(\nu\alpha)$
Graetz Gz	développement thermique à l'entrée d'un conduit	$(D_h/L)\mathrm{RePr}$

Le **diamètre hydraulique** $D_h = 4A/P$ (A section, P périmètre mouillé) permet d'appliquer aux sections quelconques les corrélations établies pour des tubes ronds : pour un rond, $D_h = D$; pour un carré de côté a, $D_h = a$.

On distingue la convection *forcée*, où l'écoulement est imposé (ici par le tirage), et la convection *naturelle*, où c'est la différence de densité entre gaz chaud et gaz plus froid près d'une paroi qui met le fluide en mouvement.

3.3 Rayonnement

Rappel : rayonnement thermique

Tout corps émet un rayonnement électromagnétique d'autant plus intense qu'il est chaud. Un corps noir idéal émet σT^4 (loi de Stefan–Boltzmann, $\sigma = 5{,}67 \times 10^{-8}\,\mathrm{W\,m^{-2}\,K^{-4}}$, T en kelvins) ; un corps réel émet $\varepsilon\sigma T^4$, avec une *émissivité* $0 < \varepsilon \leq 1$. Entre deux corps, l'échange net dépend de la différence $T_1^4 - T_2^4$.

Deux sources rayonnent dans un poêle :

- **la flamme**, chargée de particules de suie incandescentes, qui rayonne beaucoup ;
- **les gaz** CO_2 et H_2O, qui émettent et absorbent dans certaines bandes de l'infrarouge. Leur émissivité dépend de la quantité de gaz traversée. Selon la loi de Beer–Lambert, un rayon qui traverse une épaisseur L de gaz absorbant est atténué en $e^{-\kappa p L}$, d'où une émissivité $\varepsilon_g = 1 - e^{-\kappa p L}$, faible pour une petite épaisseur. N_2 et O_2 sont transparents.

Mise sous la forme d'un coefficient. Pour additionner rayonnement et convection, on écrit l'échange radiatif comme un « coefficient h_r ». Ce n'est pas une approximation : c'est une factorisation exacte,

$$T_g^4 - T_s^4 = (T_g^2 + T_s^2)(T_g + T_s)\,(T_g - T_s) \quad \Longrightarrow \quad q_r = \underbrace{\sigma\varepsilon\,(T_g^2 + T_s^2)(T_g + T_s)}_{h_r}\,(T_g - T_s). \tag{11}$$

h_r dépend des températures ; il est simplement recalculé à chaque pas de temps.

3.4 Résistances thermiques : l'analogie électrique

Rappel : résistances en série

Un flux de chaleur à travers plusieurs couches se calcule comme un courant à travers des résistances en série : $Q = \Delta T / \sum R$. Une couche d'épaisseur e et de surface A a une résistance de conduction $R = e/(kA)$; un échange de surface, $R = 1/(hA)$.

Cette image vaut en régime permanent. Pendant une flambée, la maçonnerie stocke de la chaleur et le régime est transitoire : c'est pourquoi le modèle résout l'équation de la chaleur complète (section 5).

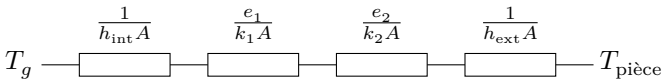
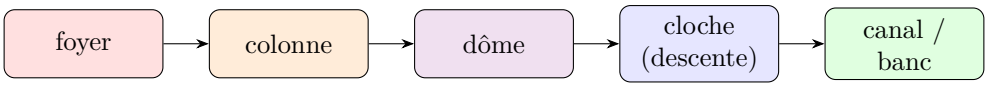


Fig. 3 : Paroi multicouche vue comme des résistances en série (régime permanent).

4 Les fumées le long du parcours

4.1 Découpage du poêle

Le parcours des fumées est une chaîne de *tronçons*, chacun décrit par sa section A, son périmètre mouillé P, sa longueur L, son dénivelé Δz et ses parois.



Foyer volume où brûle la charge ; contient la flamme et la porte vitrée.
Colonne tronçon montant de section modérée qui prolonge la combustion (cheminée interne).
Canal passage de section définie, rempli par des gaz rapides (au-delà d'environ $0{,}5\,\mathrm{m\,s^{-1}}$).
Cloche grand volume fermé en haut, sortie en bas, où les gaz ralentissent et se stratifient. La partie au-dessus du cœur est le *dôme* (§4.6).
Chaque tronçon est subdivisé en éléments d'environ 20 cm, sur lesquels on fait le bilan suivant.

4.2 Le bilan d'énergie d'un élément

Rappel : premier principe pour un écoulement

Pour un volume traversé en régime permanent par un débit $\dot{m}$, l'énergie se conserve : ce qui entre avec le fluide, moins ce qui sort, égale la chaleur cédée aux parois. En négligeant les énergies cinétique et potentielle, faibles ici :

$$\dot{m}\,(h_{\text{entrée}} - h_{\text{sortie}}) = Q_{\text{parois}}. \tag{12}$$

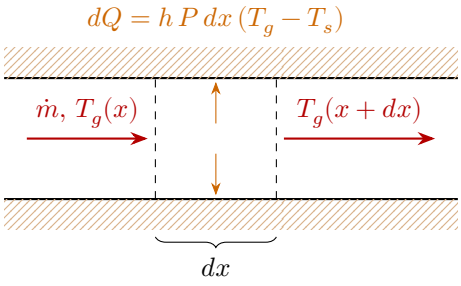


Fig. 4 : Tranche de conduit : les fumées cèdent dQ aux parois sur une longueur dx.

Sur une tranche de longueur dx, la variation d'enthalpie est $\dot{m}\,c_p\,dT_g$, et la chaleur cédée vaut $h\,P\,dx\,(T_g - T_s)$. Le bilan s'écrit :

$$\dot{m}\,c_p\,\frac{dT_g}{dx} = -h\,P\,(T_g - T_s). \tag{13}$$

Si h et T_s sont constants sur l'élément, c'est une équation différentielle linéaire du premier ordre, de solution exponentielle :

$$T_g(x) - T_s = (T_{g,\text{entrée}} - T_s)\,\exp\!\left(-\frac{h\,P\,x}{\dot{m}\,c_p}\right). \tag{14}$$

Sur l'élément entier ($x = \Delta x$, surface d'échange $hPx \to \sum_j h_j A_j$ si plusieurs parois), on obtient la formule utilisée dans le code :

$$T_{g,\text{sortie}} = \bar{T}_s + (T_{g,\text{entrée}} - \bar{T}_s)\, e^{-\text{NTU}} + \frac{Q_{\text{couplage}} - Q_{\text{vitre}}}{\dot{m}\, c_p}, \qquad \text{NTU} = \frac{\sum_j h_j A_j}{\dot{m}\, c_p}, \quad \bar{T}_s = \frac{\sum_j h_j A_j T_{s,j}}{\sum_j h_j A_j}. \tag{15}$$

Le dernier terme ajoute les échanges qui ne passent pas par une paroi de l'élément : la chaleur rendue par le cœur à la cloche (§5.5) et le rayonnement perdu par la vitre.

En clair

Le **NTU** (*nombre d'unités de transfert*) compare la capacité d'échange des parois (hA) au débit de chaleur transporté par les fumées ($\dot{m}c_p$). Pour NTU = 1, les fumées parcourent environ 63 % du chemin vers la température de paroi ; pour NTU = 3, 95 %.

Exemple chiffré : la cloche d'un L

$h \approx 5\,\text{W m}^{-2}\,\text{K}^{-1}$ sur environ $6{,}5\,\text{m}^2$ de parois : $hA \approx 33\,\text{W K}^{-1}$. Fumées : $\dot{m}c_p \approx 0{,}036 \times 1150 \approx 42\,\text{W K}^{-1}$. D'où NTU $\approx 0{,}8$: la cloche fait parcourir aux fumées un peu plus de la moitié de l'écart qui les sépare de la température des parois.

Les propriétés (c_p, ρ, μ, k) dépendent de la température : elles sont calculées à la température moyenne de l'élément, en deux passes.

Hypothèse : écoulement piston 1D

Les gaz sont supposés homogènes dans chaque section et avancent « en bloc ». Recirculations, stratification et zones mortes ne sont pas représentées, sauf par le traitement du dôme. C'est l'hypothèse la plus forte du modèle pour les cloches.

4.3 Le coefficient de convection forcée

Dans un poêle de masse, les gaz vont lentement (0,3 à $2\,\text{m s}^{-1}$) : avec une viscosité cinématique de l'ordre de $1\times10^{-4}\,\text{m}^2\,\text{s}^{-1}$ à 500 °C, le nombre de Reynolds reste de quelques centaines à quelques milliers. L'écoulement est donc souvent *laminaire* ou de transition.

Laminaire (Re < 2300). Dans un conduit, le profil de température met une certaine longueur à s'établir ; sur cette longueur d'entrée, l'échange est plus fort. La corrélation de Hausen [2, 1] en tient compte :

$$\text{Nu} = 3{,}66 + \frac{0{,}0668\,\text{Gz}}{1 + 0{,}04\,\text{Gz}^{2/3}}. \tag{16}$$

La constante 3,66 est la valeur théorique pour un écoulement établi dans un tube à paroi isotherme ; le second terme est le bonus d'entrée.

Turbulent (Re > 4000). Corrélation de Gnielinski [3], l'une des plus précises pour les conduits :

$$\text{Nu} = \frac{(f/8)(\text{Re} - 1000)\text{Pr}}{1 + 12{,}7\sqrt{f/8}\,(\text{Pr}^{2/3} - 1)}, \qquad f = (0{,}79\ln\text{Re} - 1{,}64)^{-2}. \tag{17}$$

Transition. Interpolation linéaire entre 2300 et 4000. Dans tous les cas, $h = \text{Nu}\,k/D_h$.

4.4 La convection naturelle et le mélange des deux

Dans les grands volumes lents comme une cloche, la flottabilité compte autant que l'écoulement imposé. Près d'une paroi plus froide, le gaz se refroidit, s'alourdit et descend, créant un écoulement propre. On utilise la corrélation de Churchill et Chu pour une paroi verticale de hauteur H [4] :

$$\mathrm{Nu}_H = \left\{ 0{,}825 + \frac{0{,}387\,\mathrm{Ra}_H^{1/6}}{\left[1 + (0{,}492/\mathrm{Pr})^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2, \qquad \mathrm{Ra}_H = \frac{g\,\beta\,|T_g - T_s|\,H^3}{\nu\,\alpha}, \tag{18}$$

avec $\beta = 1/T_f$ (coefficient de dilatation d'un gaz parfait), $\nu = \mu/\rho$, $\alpha = k/(\rho c_p)$, propriétés prises à la température de film $T_f = (T_g + T_s)/2$, et H la longueur du tronçon. Les deux contributions sont combinées selon la règle de Churchill [5] :

$$h_c = \left(h_{\text{forcée}}^3 + h_{\text{naturelle}}^3\right)^{1/3}. \tag{19}$$

Cette moyenne « cubique » donne à peu près le plus grand des deux quand l'un domine, et un peu plus que chacun quand ils sont comparables.

Hypothèse : convection mixte

La règle cubique suppose que les deux effets coopèrent. Dans une descente, flottabilité et écoulement s'opposent. La corrélation de paroi verticale isolée ignore aussi le confinement et la recirculation propres aux cloches.

4.5 Le rayonnement dans le poêle

Forme utilisée. D'après la factorisation de la section 3,

$$h_r = \sigma\,\varepsilon_{\text{eff}}\,(T_g^2 + T_s^2)(T_g + T_s), \qquad \varepsilon_{\text{eff}} = \varepsilon_g\,\frac{1 + \varepsilon_p}{2}. \tag{20}$$

Le facteur $(1 + \varepsilon_p)/2$, avec $\varepsilon_p = 0{,}85$ pour les parois maçonnées, est la correction usuelle pour un gaz entouré de parois grises peu réfléchissantes : une partie de ce que la paroi réfléchit est réabsorbée par le gaz [7].

Dans le foyer. La flamme est traitée comme un émetteur gris d'émissivité $\varepsilon_{\text{flamme}}$ (défaut 0,4, paramètre d'entrée).

Ailleurs. Le mélange CO_2–H_2O est traité comme un gaz gris (même absorption à toutes les longueurs d'onde) :

$$\varepsilon_g = 1 - \exp(-\kappa\,p_a\,L_m)\,, \qquad \kappa = \kappa_{\text{ref}}\sqrt{1000/T}, \quad p_a = (x_{\mathrm{CO_2}} + x_{\mathrm{H_2O}})\,\frac{p}{p_0}, \tag{21}$$

avec $\kappa_{\text{ref}} = 3\,\mathrm{atm}^{-1}\,\mathrm{m}^{-1}$ et p_a la pression partielle des gaz absorbants en atmosphères. La *longueur moyenne de faisceau* L_m est l'épaisseur de gaz « vue » en moyenne par une paroi : $L_m \approx 0{,}95\,D_h$ dans un conduit long [7, 8].

Exemple chiffré : émissivité des fumées

$p_a \approx 0{,}15$ atm, $L_m \approx 0{,}2$ m, $T \approx 900$ K : $\kappa p_a L_m \approx 3{,}2 \times 0{,}15 \times 0{,}2 \approx 0{,}095$, donc $\varepsilon_g \approx 0{,}09$. Les gaz rayonnent peu, contrairement à la flamme. Cet ordre de grandeur est cohérent avec les abaques de Hottel.

Hypothèse : gaz gris simplifié

Les gaz réels absorbent par bandes, pas uniformément. Le modèle de somme pondérée de gaz gris (WSGG, [9]) serait plus juste ; il est prévu. Le coefficient κ_{ref} est un paramètre d'entrée.

La vitre. Elle laisse passer une partie du rayonnement de la flamme vers la pièce :

$$Q_{\text{vitre}} = \sigma\, \varepsilon_{\text{flamme}}\, \tau_v\, (T_g^4 - T_{\text{pièce}}^4)\, A_v, \tag{22}$$

avec une transmission effective τ_v (défaut 0,5) : la vitrocéramique transmet bien le visible et le proche infrarouge, mal l'infrarouge lointain.

4.6 Le dôme de la cloche

Au-dessus du cœur, la cloche forme un volume ouvert où les fumées sortant de la colonne viennent frapper le plafond, comme un jet sur une plaque. Un jet qui frappe une paroi y amincit fortement la couche limite : l'échange y est bien plus intense que le long d'une paroi parallèle à l'écoulement.

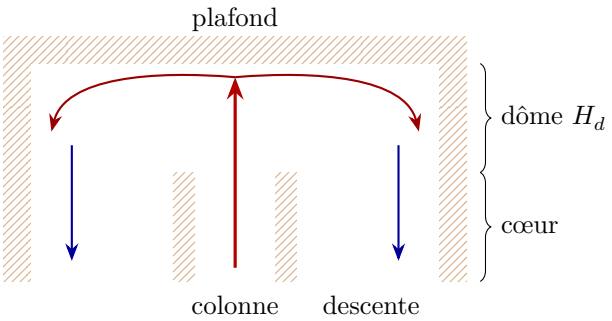


Fig. 5 : Dôme : le jet issu de la colonne frappe le plafond avant de redescendre le long de l'enveloppe.

Pour les éléments du dôme (hauteur H_d, par défaut la longueur de la cloche moins celle du foyer et de la colonne) :

- le coefficient forcé est remplacé, s'il est plus grand, par celui d'un jet impactant, sous une forme moyennée inspirée de Martin [6] :

$$\text{Nu}_j = 1{,}0\, \text{Re}_j^{1/2}\, \text{Pr}^{0{,}42}, \qquad \text{Re}_j = \frac{\rho\, v_j\, D_j}{\mu}, \tag{23}$$

  avec v_j et D_j la vitesse et le diamètre hydraulique de la colonne ;

- le gaz rayonne sur un volume plus épais : $L_m = 3{,}6\, V/S$, formule générale pour un volume quelconque, avec $V = A_{\text{plafond}} H_d$ et $S = 2A_{\text{plafond}} + P\, H_d$;

- les parois de plafond ne sont rattachées qu'aux éléments du dôme.

Hypothèse : dôme

Les corrélations de jet impactant ont été établies pour des buses rondes, à des distances buse–plaque modérées. Le jet d'un poêle est confiné, très chaud et à faible Reynolds. L'option `modele_cloche = "piston"` désactive ce traitement.

4.7 L'incertitude affichée

Tous les coefficients d'échange sont multipliés par un facteur $M \in \{0{,}75; 1; 1{,}25\}$, ce qui donne la plage affichée. Cette plage ne couvre que l'incertitude sur les corrélations, pas celle sur les entrées (charge, durée, géométrie).

5 Les parois : stocker la chaleur

5.1 L'équation de la chaleur

Rappel : d'où vient l'équation de la chaleur

Deux ingrédients suffisent.

1. **Conservation de l'énergie** dans un petit volume de matière : sa température monte si le flux de chaleur qui y entre dépasse celui qui en sort,

$$\rho c \, \frac{\partial T}{\partial t} = - \operatorname{div} \vec{q}, \tag{24}$$

où ρc ($\mathrm{J\,m^{-3}\,K^{-1}}$) est la capacité thermique volumique et $\operatorname{div}\vec{q}$ le bilan net de flux sortant par unité de volume.

2. **Loi de Fourier** : $\vec{q} = -k \, \overrightarrow{\operatorname{grad}}\, T$.

En combinant les deux :

$$\rho c \, \frac{\partial T}{\partial t} = \operatorname{div}\left(k \, \overrightarrow{\operatorname{grad}}\, T \right), \tag{25}$$

et, en une dimension x à travers l'épaisseur d'une paroi :

$$\rho c \, \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\left(k \, \frac{\partial T}{\partial x} \right) \xrightarrow{\;k \text{ constant}\;} \frac{\partial T}{\partial t} = a \, \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \qquad a = \frac{k}{\rho c}. \tag{26}$$

La *diffusivité* a ($\mathrm{m^2\,s^{-1}}$) mesure la vitesse à laquelle une variation de température se propage dans le matériau.

Hypothèse : conduction 1D

Chaque paroi est traitée en une dimension, à travers son épaisseur. La chaleur qui circule le long de la paroi, les angles et les ponts thermiques sont ignorés, ainsi que les résistances de contact entre briques.

5.2 Deux grandeurs qui expliquent le comportement d'un poêle de masse

La profondeur de pénétration. Pour un mur épais dont la surface est chauffée brusquement, la solution de l'équation de la chaleur (fonction erreur, [1]) montre que la chaleur ne pénètre que sur une épaisseur de l'ordre de

$$\delta \approx \sqrt{a \, t}. \tag{27}$$

Exemple chiffré : une flambée dans la chamotte

$k \approx 1\,\mathrm{W\,m^{-1}\,K^{-1}}$, $\rho c \approx 2000 \times 900 = 1{,}8 \times 10^6\,\mathrm{J\,m^{-3}\,K^{-1}}$, donc $a \approx 5{,}6 \times 10^{-7}\,\mathrm{m^2\,s^{-1}}$. Sur 1,5 h : $\delta \approx \sqrt{5{,}6 \times 10^{-7} \times 5400} \approx 5{,}5\,\mathrm{cm}$. Pendant la flambée, seuls les cinq premiers centimètres de maçonnerie travaillent vraiment.

L'effusivité. La capacité d'une paroi à absorber de la chaleur *sans que sa surface s'échauffe trop vite* est mesurée par l'effusivité $e = \sqrt{k\rho c}$ (environ $1300\,\mathrm{W\,s^{1/2}\,m^{-2}\,K^{-1}}$ pour la chamotte). Une surface qui reste fraîche maintient un grand écart avec les fumées, donc un bon échange.

En clair

Pendant la flambée, c'est la surface d'échange et l'effusivité des parois qui comptent, pas la masse totale. La masse au-delà de quelques centimètres sert ensuite, à la restitution.

5.3 La discrétisation : comment l'ordinateur résout l'équation

Un ordinateur ne sait pas résoudre directement une équation aux dérivées partielles. On découpe donc la paroi en petites tranches et le temps en petits pas, et on écrit le bilan d'énergie de chaque tranche. C'est la méthode des *volumes finis* [14].

Étape 1 : découper l'épaisseur. Chaque paroi est un empilement de couches (chamotte, laine, brique…), chacune découpée en tranches d'au plus 1 cm. Au centre de chaque tranche i se trouve un *nœud* de température T_i.

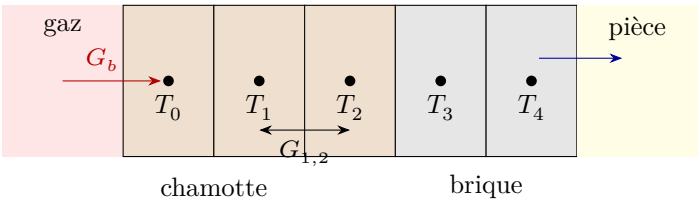


Fig. 6 : Paroi découpée en volumes de contrôle ; chaque nœud échange avec ses voisins à travers une conductance G.

Étape 2 : écrire le bilan d'une tranche. L'énergie stockée dans la tranche i varie de la différence entre ce qui arrive de ses voisins :

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = G_{i-1,i}\,(T_{i-1} - T_i) + G_{i,i+1}\,(T_{i+1} - T_i), \qquad C_i = \rho_i c_i \Delta x_i \ (\mathrm{J\,m^{-2}\,K^{-1}}). \tag{28}$$

La *conductance* G entre deux nœuds est l'inverse de la résistance qui les sépare : une demi-tranche de chaque côté, en série,

$$G_{i,i+1} = \left(\frac{\Delta x_i}{2k_i} + \frac{\Delta x_{i+1}}{2k_{i+1}} \right)^{-1}. \tag{29}$$

Cette écriture traite naturellement les interfaces entre matériaux différents, sans moyenne arbitraire de k.

Étape 3 : les bords. Côté gaz, le premier nœud échange avec les fumées à travers la résistance de surface $1/h$ et la demi-tranche : $G_b = (1/h + \Delta x_0/2k_0)^{-1}$. Même chose côté pièce, avec h_{ext}.

Étape 4 : avancer dans le temps. On remplace dT_i/dt par $(T_i^{n+1} - T_i^n)/\Delta t$, et il faut choisir à quel instant évaluer les températures du membre de droite.

- **Schéma explicite** (températures à l'instant n, connues) : chaque nœud se calcule directement, mais le calcul n'est stable que si Δt est assez petit, $\mathrm{Fo} = a\,\Delta t/\Delta x^2 \le 1/2$. Pour 1 cm de chamotte, $\Delta t \le 90\,\mathrm{s}$; pour 0,6 mm d'inox, $\Delta t \le 0{,}05\,\mathrm{s}$, ce qui rendrait le calcul très lent.
- **Schéma implicite** (températures à l'instant $n+1$, inconnues) : stable quel que soit Δt. Le modèle utilise ce schéma (Euler implicite), avec $\Delta t = 10\,\mathrm{s}$.

Le bilan implicite donne, pour chaque nœud :

$$\frac{C_i}{\Delta t}\left(T_i^{n+1} - T_i^n\right) = G_{i-1,i}\left(T_{i-1}^{n+1} - T_i^{n+1}\right) + G_{i,i+1}\left(T_{i+1}^{n+1} - T_i^{n+1}\right). \tag{30}$$

Étape 5 : résoudre. Chaque équation ne fait intervenir qu'un nœud et ses deux voisins. L'ensemble forme un système linéaire *tridiagonal*, résolu exactement en une passe aller-retour par l'algorithme de Thomas [15]. La température de surface vue par les fumées s'en déduit : $T_s = (h\,T_g + (2k/\Delta x)\,T_0)/(h + 2k/\Delta x)$.

5.4 Ce qu'il y a de l'autre côté de la paroi

La pièce coefficient global convection + rayonnement $h_{\text{ext}} = 9\,\text{W m}^{-2}\,\text{K}^{-1}$ vers la température de la pièce.

Rien (adiabatique) : flux nul, par exemple sous la sole.

Un autre tronçon la face extérieure du cœur (foyer, colonne) donne dans la cloche : elle échange avec le gaz de la cloche, et par rayonnement avec l'enveloppe (§5.5).

5.5 Le cœur rayonne vers l'enveloppe, et réchauffe la cloche

Le cœur chaud et l'enveloppe plus froide se font face à travers la cloche, dont le gaz est presque transparent. Ils échangent directement par rayonnement, comme deux surfaces grises en regard [1] :

$$h_{r,12} = \sigma\,F\,(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2), \qquad F = \left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)\right]^{-1}. \tag{31}$$

Le flux est réparti uniformément sur l'enveloppe. De même, la chaleur que le cœur cède au gaz de la cloche est réinjectée dans le bilan des éléments de la cloche (terme Q_{couplage}).

5.6 Le couplage entre fumées et parois

À chaque pas de temps de 10 s, on résout d'abord les fumées avec les températures de surface du pas précédent, puis on avance les parois d'un pas avec les coefficients et températures obtenus. Ce découplage est justifié par les échelles de temps : les fumées traversent le poêle en quelques secondes, alors que les surfaces mettent plusieurs minutes à changer de température.

5.7 Matériaux par défaut

Matériau	k ($\text{W m}^{-1}\,\text{K}^{-1}$)	ρ (kg m^{-3})	c ($\text{J kg}^{-1}\,\text{K}^{-1}$)
Chamotte	1,0	2000	900
Brique	0,8	1800	880
Brique de terre crue	1,0	1900	900
Terre cuite	0,9	1800	880
Enduit terre	0,8	1700	900
Béton réfractaire	1,2	2200	1000
Laine céramique	0,12	128	1000
Laine de roche	0,045	100	1030
Sable sec	0,33	1600	800

Ordres de grandeur à température ambiante, modifiables dans le fichier d'entrée. La conductivité des réfractaires varie avec la température et la porosité.

6 Le déroulé d'une flambée

6.1 Pour un poêle dessiné : un profil supposé

La charge m, la durée de combustion τ et le facteur d'air λ sont des données. La puissance suit un profil relatif $f(t)$ de moyenne 1 : constant par défaut, ou de type montée–plateau–décroissance. La courbe de température obtenue *n'est pas une prévision* : c'est une évolution cohérente avec ces hypothèses, qui sert à estimer le pic de débit et la température de fin de flambée.

Hypothèse : durée de combustion

τ est la durée *totale* de combustion, braises comprises (tant que l'O_2 reste sous 19 % environ), pas la durée des flammes. C'est l'entrée la plus déterminante et la plus mal connue : à charge égale, brûler deux fois plus vite fait passer deux fois plus de fumées dans le même échangeur, qui ressortent nettement plus chaudes.

6.2 Pour un poêle mesuré : piloté par l'O_2

Avec une courbe $[O_2](t)$ mesurée, on prend $\lambda(t) = 21/(21 - [O_2](t))$ à chaque instant. La vitesse de combustion n'étant pas mesurée, on la reconstruit en supposant le débit d'air à peu près constant (tirage établi) : le bois brûlé est alors proportionnel à $1/\lambda$,

$$\dot{m}_b(t) \propto \frac{1}{\lambda(t)}, \qquad \int_0^{\tau} \dot{m}_b \, dt = m. \tag{32}$$

Une variante fait dépendre le débit d'air du tirage, $\dot{m}_{\text{air}} \propto \sqrt{\Delta p \, \rho}$, avec une échelle ajustée pour brûler exactement la charge.

Hypothèse : vitesse de combustion reconstruite

L'O_2 donne la proportion d'air, pas la quantité. Cette reconstruction est la principale limite des validations actuelles ; une mesure du débit d'air comburant la lèverait.

7 Ce que le modèle restitue

7.1 Le rendement

Le rendement est calculé par la *méthode des pertes* : tout ce qui n'est pas perdu dans les fumées a été utilement transmis (à la masse ou à la pièce par la vitre).

$$\eta = 1 - \frac{\text{énergie emportée par les fumées}}{\text{énergie libérée}} = 1 - \frac{\int \dot{m}_{\text{sec}}(t)\, h_{\text{fum}}(T_{\text{sortie}}(t))\, dt}{\int P(t)\, dt}, \tag{33}$$

où $h_{\text{fum}}(T)$ est l'enthalpie des fumées au-dessus de la température de l'air. Rendement sur PCI ; les imbrûlés sont négligés (environ 0,5 à 1 point pour 1000 ppm de CO).

Pour une utilisation en continu à partir de mesures, la même méthode prend la forme simplifiée de Siegert, dont les coefficients ont été recalculés avec ce modèle pour un bois à 15 % d'humidité :

$$q_A\,(\%) = (T_{\text{fum}} - T_{\text{air}}) \left(\frac{A_2}{21 - [O_2]} + B \right), \qquad A_2 = 0{,}708, \quad B = 0{,}0101, \tag{34}$$

avec un écart inférieur à un point sur la plage utile. On y lit les deux leviers du rendement : la température de sortie, et l'excès d'air via $[O_2]$.

7.2 L'indicateur de combustion complète

Une combustion propre demande « les 3 T » : une *température* suffisante, de la *turbulence* pour mélanger gaz et air, et du *temps* [16]. Le modèle ne sait pas calculer le mélange, mais il sait dire combien de temps les gaz restent chauds dans la zone de combustion (foyer et colonne) :

$$t_{\text{chaud}} = \sum_{\substack{\text{éléments,}\\ T_g > 800\,^\circ\text{C}}} \frac{\rho\, A\, \Delta x}{\dot{m}}, \qquad \text{cible : } t_{\text{chaud}} \geq 0{,}5\,\text{s}. \tag{35}$$

Ce n'est pas une prédiction du CO : c'est un signal indiquant si la géométrie laisse aux gaz le temps de finir de brûler. Calculé au λ global, il est prudent.

7.3 Les entrées du calcul de conduit

Pour la pleine charge et la fin de flambée : puissance de combustion et puissance utile (ηP), débit massique, CO_2, température moyenne des fumées, et pression de débit nécessaire (section suivante).

8 L'aéraulique : quel tirage le poêle demande-t-il ?

8.1 Pertes de charge

Rappel : pression dynamique et pertes de charge

Un fluide à la vitesse v porte une *pression dynamique* $\frac{1}{2}\rho v^2$. En s'écoulant, il perd de la pression par frottement le long des parois (pertes *régulières*) et à chaque accident de parcours : coude, rétrécissement, élargissement (pertes *singulières*). Toutes s'écrivent comme un multiple de la pression dynamique :

$$\Delta p_{\text{régulière}} = f\,\frac{L}{D_h}\,\tfrac{1}{2}\rho v^2, \qquad \Delta p_{\text{singulière}} = \zeta\,\tfrac{1}{2}\rho v^2. \tag{36}$$

f est le coefficient de frottement de Darcy, ζ un coefficient tabulé pour chaque accident [11].

Exemple chiffré : pourquoi les fumées coûtent si peu

Dans une cloche à $0{,}5\,\text{m}\,\text{s}^{-1}$ et $\rho \approx 0{,}7\,\text{kg}\,\text{m}^{-3}$, la pression dynamique vaut $\frac{1}{2}\times 0{,}7\times 0{,}25 \approx 0{,}09\,\text{Pa}$. Même un ζ de 2 ne coûte que 0,2 Pa. À l'entrée d'air, au contraire, si tout l'air d'un L en pleine charge passait par les 200 trous de 8 mm de la boîte à feu, il les traverserait à environ $4{,}5\,\text{m}\,\text{s}^{-1}$ et y perdrait une dizaine de pascals : l'entrée d'air domine le bilan.

8.2 L'effet cheminée

Rappel : tirage naturel

Dans une colonne de hauteur H, la pression diminue avec l'altitude de $\rho g H$ (hydrostatique). Une colonne de gaz chaud, plus léger, « pèse » moins qu'une colonne d'air extérieur de même hauteur ; la différence crée une dépression à sa base :

$$\Delta p_{\text{tirage}} = g\,H\,(\rho_{\text{air}} - \rho_{\text{fumées}}). \tag{37}$$

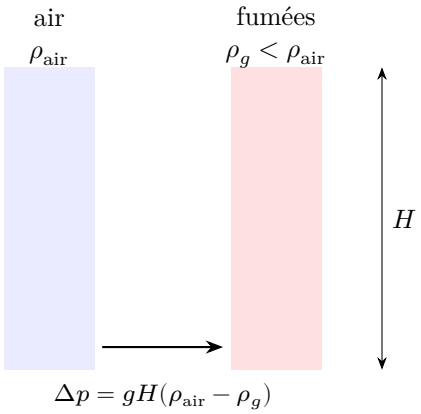


Fig. 7 : L'effet cheminée : à hauteur égale, la colonne chaude est plus légère.

Exemple chiffré : un mètre de colonne à 600 °C

$\rho_{\text{air}} \approx 1{,}2$ et $\rho_g \approx 0{,}40\,\text{kg m}^{-3}$: $\Delta p \approx 9{,}81 \times 1 \times 0{,}8 \approx 8\,\text{Pa}$ par mètre de montée.

Dans un poêle à cloche, les gaz montent dans le foyer et la colonne (effet cheminée favorable), puis redescendent dans la cloche, où leur légèreté s'oppose au mouvement. Ces deux effets se compensent presque.

8.3 Le bilan de pression du poêle

La dépression que le conduit doit fournir en sortie de poêle, la *pression de débit nécessaire*, vaut :

$$\Delta p_{\text{nécessaire}} = \Delta p_{\text{air}} + \sum \Delta p_{\text{régulières}} + \sum \Delta p_{\text{singulières}} - \sum_{\text{tronçons}} g\,\Delta z\,(\rho_{\text{pièce}} - \rho_g), \qquad (38)$$

avec $\Delta z > 0$ en montée. La conduite d'arrivée d'air elle-même n'y figure pas : elle se décrit à part dans le logiciel de conduit.

L'entrée d'air. Les passages par lesquels l'air entre dans le foyer (trous de la boîte à feu, passage autour d'elle, air de porte, fuites) sont *en parallèle* : l'air se répartit entre eux pour que la chute de pression soit la même partout. Pour des orifices,

$$\Delta p = \frac{1}{2\rho_{\text{air}}}\left(\frac{\dot m_{\text{air}}}{\sum_k C_{d,k}A_k}\right)^2, \qquad \text{part de l'air passant par l'orifice } k = \frac{C_{d,k}A_k}{\sum_j C_{d,j}A_j}, \qquad (39)$$

avec un coefficient de décharge $C_d \approx 0{,}62$ pour un orifice à arête vive [11] : le jet se contracte après l'orifice et n'en utilise qu'environ 62 %. Les éléments *en série* du circuit (débouché du tube, coudes, élargissements) s'ajoutent, chacun avec sa section et son ζ.

Côté fumées.

- Frottement : $f = 64/\text{Re}$ en laminaire ; en turbulent, formule explicite de Haaland [10], $f^{-1/2} = -1{,}8\log_{10}\left[\frac{6{,}9}{\text{Re}} + \left(\frac{\epsilon_r/D_h}{3{,}7}\right)^{1{,}11}\right]$, avec ϵ_r la rugosité.
- Élargissement brusque (Borda–Carnot), sur la pression dynamique amont : $\zeta = (1 - A_1/A_2)^2$.

- Rétrécissement brusque, sur la pression dynamique aval : $\zeta \approx 0{,}5\,(1 - A_2/A_1)$.
- Retournement vertical (la montée devient descente) : $\zeta = 1{,}5$ par défaut.

Hypothèse : aéraulique

Les coefficients ζ sont des valeurs de manuel pour des géométries idéalisées. Le calcul est découplé de la thermique : il utilise les débits et températures déjà calculés, sans les modifier.

9 Extraire la géométrie d'un modèle SketchUp

9.1 Le principe

1. Une extension Ruby exporte toutes les pièces visibles (triangles en coordonnées réelles) et deux repères, FOYER et SORTIE.
2. Le volume est découpé en cubes d'1 cm (*voxels*) : chaque voxel est marqué plein ou vide. Les briques droites sont remplies par leur boîte, les autres par un test géométrique (parité des intersections d'un rayon vertical).
3. Le volume des fumées est le vide intérieur à l'enveloppe, relié au repère FOYER. Une *ouverture morphologique* (éroder d'un voxel puis redilater) supprime les jours d'un centimètre entre briques, sans toucher aux vrais passages.
4. Ce volume est découpé en strates horizontales ; dans chaque strate, les zones de vide séparées sont identifiées et reliées à celles des strates voisines. Le plus court chemin de FOYER à SORTIE dans ce graphe donne le parcours : montée, retournement, descente.
5. Les tronçons sont délimités : foyer et colonne par la meilleure séparation en deux paliers de la section, dôme au-dessus de la jonction entre montée et descente, canal hors de l'empreinte intérieure de l'enveloppe.
6. Périmètres et épaisseurs sont mesurés dans les voxels ; chaque contact gaz–paroi est classé « enveloppe » ou « cœur » selon que le solide mène à l'extérieur ou à d'autres gaz.

9.2 Le contrôle

Les tronçons détectés sont réimportés dans SketchUp en volumes colorés, pour vérification visuelle. Sur un L, cotes extraites et cotes mesurées à la main donnent des simulations identiques à 3 °C près.

10 Confrontation aux mesures

10.1 Données disponibles

Source	Contenu	Limites
Test Lowtonom, L (07/11/2023)	Courbes T et O_2 ; 11 kg de hêtre à 15 % ; banc de 1,5 m ; conduit de 7 m, Ø150	Mesure après banc ; état du registre inconnu
Courbe Yasin, L (« 8 kW »)	Courbes T et O_2 ; moyennes 183 °C, 13 % d'O_2	**Écartée** (annexe A)
Test Lowtonom, M (19/02/2023)	Courbes T et O_2 ; 10 kg à 18,5 % ; sans banc	**Écarté** (annexe A)
Formule Oxalibre	Température de sortie empirique selon le modèle et la longueur de banc	Charge et durée de référence implicites

Les courbes ont été numérisées à partir des graphiques publiés (extraction automatique des pixels de couleur, calage sur la grille).

10.2 Résultat sur le L de Lowtonom

La validation repose sur une seule courbe fiable : le test in situ de Lowtonom, dont les conditions sont décrites (charge pesée, humidité, banc, conduit, durée). La sonde étant placée après 1,5 m de banc, la température mesurée est ramenée en sortie de poêle par le rapport de la formule empirique Oxalibre (×1,146).

Cas	T mes.	T sim.	Écart	Pic mesuré	Pic simulé
Lowtonom (sortie de poêle est.)	155 °C	175 °C	+21	199 à 30 min	204 à 48 min

Le niveau moyen est surestimé d'une vingtaine de degrés, et la dynamique est en retard : la simulation culmine environ 18 min après la mesure. Ce retard désigne la reconstruction de la vitesse de combustion (débit d'air supposé constant) plutôt que la physique de l'échange. Une seule courbe ne permet pas de parler de validation au sens strict : c'est une première confrontation, qui appelle d'autres mesures.

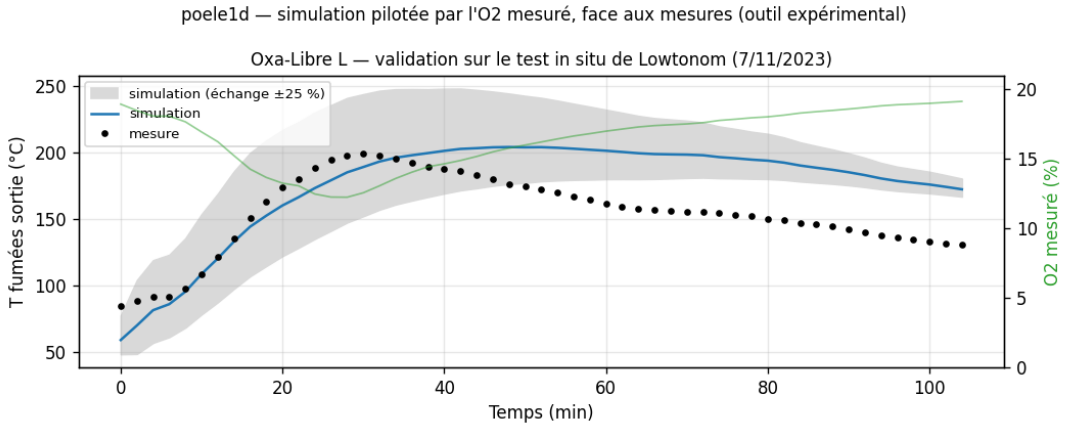


Fig. 8 : Simulation pilotée par l'O_2 mesuré, comparée au test de Lowtonom (plage grise : échange ±25 %).

10.3 Cohérence avec la formule empirique Oxalibre

Le calculateur de dimensionnement publié par Oxalibre [18] estime la température moyenne des fumées en sortie de poêle par une formule empirique, extraite du code source de sa page :

$$T_{\text{sortie}} = \left(250 - 40\sqrt{b + 0{,}5}\right) \frac{\sqrt{P}}{8} \quad (°\text{C}), \tag{40}$$

où b est la longueur du banc en mètres et P un paramètre propre à chaque modèle : $P = 30$ pour le S, 38,5 pour le M et 44 pour le L. La signification physique de P n'est pas documentée ; la formule suppose implicitement une charge et une durée de flambée de référence pour chaque modèle, qui ne sont pas précisées.

Sans banc. Valeurs de la formule et du modèle (géométries extraites des plans SketchUp ; $\lambda = 2{,}6$; bois à 15 % ; profil de puissance montée–plateau–décroissance). Les charges sont estimées à partir des puissances moyennes annoncées par Oxalibre (1 ; 1,5 ; 2 kW), et la durée de combustion, mal connue, est testée selon deux hypothèses.

		Formule	Modèle : 1 h 30 pour tous		Modèle : 1 h / 1 h 15 / 1 h 30	
Poêle	Charge	T (°C)	T (plage)	Écart	T (plage)	Écart
S ($P = 30$)	7 kg	152	109 (88 à 143)	−43	165 (135 à 210)	+13
M ($P = 38{,}5$)	10,5 kg	172	190 (162 à 233)	+18	221 (189 à 267)	+49
L ($P = 44$)	14 kg	184	192 (163 à 236)	+8	192 (163 à 236)	+8

Le L concorde dans les deux cas. Le S et le M basculent d'un côté ou de l'autre de la formule selon la durée de combustion supposée : avec une même durée pour tous, le S est trop froid ; avec des durées croissantes avec la taille, c'est le M qui sort de la plage. La comparaison des niveaux absolus reste donc indéterminée tant que la charge et la durée réelle de combustion de chaque modèle ne sont pas connues. Seule la tendance (le S plus froid que le L) est robuste.

Effet du banc. L'effet d'un banc droit (boisseau de 20 × 20, parois en terre cuite de 5 cm) a été simulé sur un M en charge complète (10 kg, 1 h 30) :

Longueur de banc	0 m	1 m	1,5 m	2 m
Formule Oxalibre (M)	172 °C	156 °C	150 °C	145 °C
Modèle	156 °C	138 °C	131 °C	123 °C
Chute due au banc, formule	–	−16	−22	−27
Chute due au banc, modèle	–	−18	−26	−33

La chute de température due au banc est reproduite à 15–20 % près par deux méthodes indépendantes, l'une empirique et l'autre fondée sur des corrélations générales : c'est le résultat le plus solide de cette comparaison.

11 Récapitulatif des hypothèses et limites

1. Combustion globale complète au λ global ; chaleur libérée à l'entrée du foyer.
2. Charge, durée totale de combustion et profil de puissance imposés, non prédits.
3. Écoulement piston 1D ; stratification et recirculation des cloches non représentées, sauf traitement du dôme.
4. Corrélations générales de convection appliquées hors de leur domaine d'établissement (géométries confinées, faibles Reynolds, gaz très chauds).
5. Rayonnement des gaz par un modèle gris simplifié ; flamme d'émissivité imposée.
6. Conduction 1D dans l'épaisseur des parois ; angles, ponts thermiques et contacts entre briques ignorés.
7. Propriétés des matériaux constantes ; humidité de la maçonnerie ignorée.
8. Aéraulique découplée de la thermique ; coefficients singuliers de manuel.
9. Confrontation limitée à une seule courbe de mesure fiable (test de Lowtonom sur un L) ; deux autres jeux de mesures ont été examinés et écartés (annexe A).

12 Les données qui feraient le plus progresser le modèle

- Charge pesée, durée totale de combustion et humidité du bois, pour chaque test.
- Courbes continues d'O_2, de température des fumées et de tirage en sortie de poêle.
- **Le débit d'air comburant**, mesuré en continu : il fixe la vitesse de combustion, principale inconnue actuelle.

- Position exacte de la sonde, présence d'un banc, état du registre, état initial du poêle.
- La géométrie exacte (modèle 3D) du poêle testé.

Tout constructeur, poêlier ou laboratoire disposant de telles mesures est invité à les confronter au modèle.

A Données examinées et écartées

Pour la transparence, voici les deux jeux de mesures examinés puis écartés de la validation, avec leurs raisons et les résultats obtenus.

A.1 Courbe de Yasin (L, « 8 kW »)

Raisons de l'exclusion. Charge, durée, présence d'un banc et position de la sonde non précisées ; sonde manifestement hors du flux pendant les 20 premières minutes (température stagnant vers 30 °C alors que l'O_2 indique une combustion vive) ; teneurs en O_2 de 5 à 7 % vers la dixième minute, invraisemblables en début de flambée.

Résultats, pour information. Avec 11 kg supposés et une comparaison à partir de 20 min (mesure : 183 °C de moyenne, pic de 238 °C à 50 min) :

Courbe	T sim.	Écart	Pic simulé	Corr.
O_2 brut	156 °C	−26	188 à 72 min	0,76
début type (0–20 min)	181 °C	−2	214 à 65 min	0,83

Le « début type » est le début de flambée mesuré par Lowtonom, raccordé progressivement à la mesure de Yasin à 20 min. La sensibilité du résultat à ces vingt minutes illustre à quel point la répartition du bois brûlé dans le temps pèse sur la simulation.

A.2 Test de Lowtonom sur un M

Raison de l'exclusion. Résultat atypique : 107 °C de moyenne, contre environ 160 à 170 °C attendus par le modèle comme par la formule empirique Oxalibre, alors que la flambée était plus rapide que sur le L (ce qui devrait donner des fumées plus chaudes). Aucun mécanisme d'échange plausible n'explique cet écart ; un poêle encore humide (évaporation de l'eau de la maçonnerie) ou une condition de test particulière sont suspectés.

Résultat, pour information. Simulation pilotée par l'O_2 : 194 °C de moyenne avec les cotes mesurées à la main, 215 °C avec les cotes extraites du modèle SketchUp.

Références

[1] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Wiley.

[2] H. Hausen, « Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch verallgemeinerte Potenzbeziehungen », *Z. VDI Beiheft Verfahrenstechnik* 4 (1943) 91–98.

[3] V. Gnielinski, « New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow », *Int. Chem. Eng.* 16 (1976) 359–368.

[4] S. W. Churchill, H. H. S. Chu, « Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate », *Int. J. Heat Mass Transfer* 18 (1975) 1323–1329.

[5] S. W. Churchill, « A comprehensive correlating equation for laminar, assisting, forced and free convection », *AIChE J.* 23 (1977) 10–16.

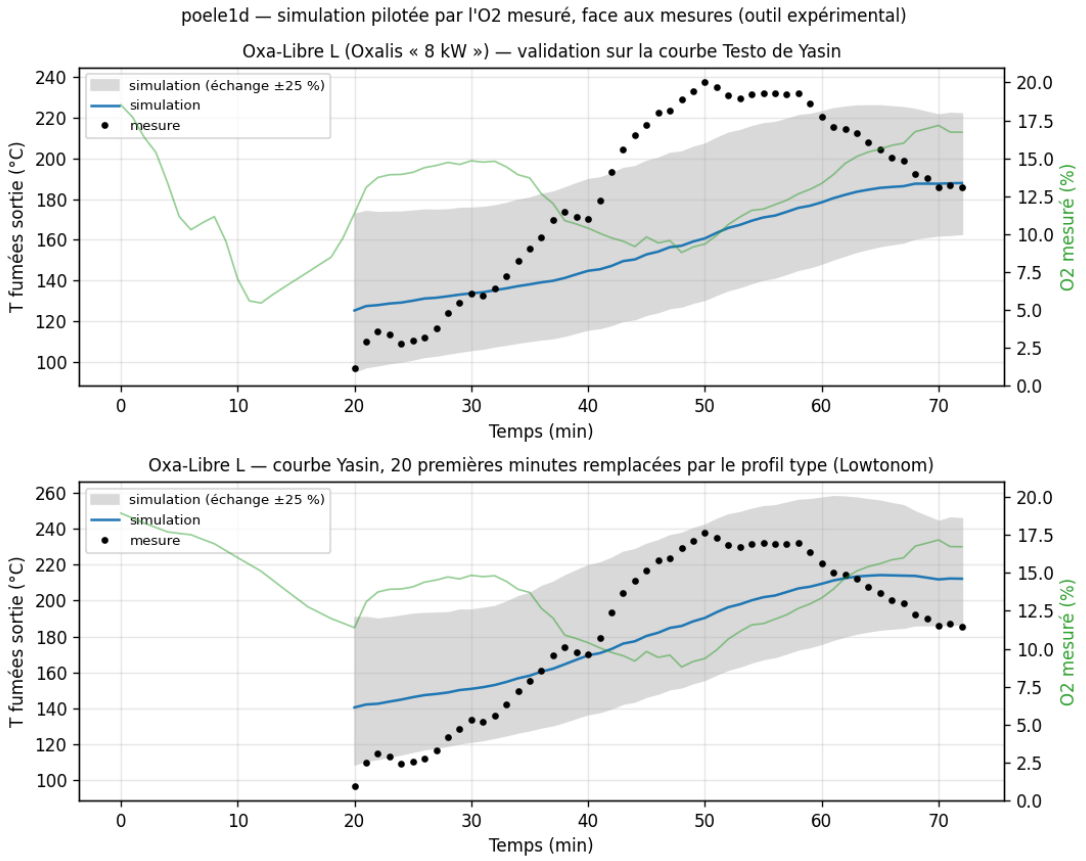


Fig. 9 : Courbe de Yasin : O_2 brut (en haut) et début de flambée remplacé (en bas).

[6] H. Martin, « Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces », *Advances in Heat Transfer* 13 (1977) 1–60.

[7] H. C. Hottel, A. F. Sarofim, *Radiative Transfer*, McGraw-Hill, 1967.

[8] M. F. Modest, *Radiative Heat Transfer*, Academic Press.

[9] T. F. Smith, Z. F. Shen, J. N. Friedman, « Evaluation of coefficients for the weighted sum of gray gases model », *J. Heat Transfer* 104 (1982) 602–608.

[10] S. E. Haaland, « Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow », *J. Fluids Eng.* 105 (1983) 89–90.

[11] I. E. Idelchik, *Handbook of Hydraulic Resistance*, Begell House.

[12] W. Sutherland, « The viscosity of gases and molecular force », *Phil. Mag.* 36 (1893) 507–531.

[13] C. G. Maier, K. K. Kelley, « An equation for the representation of high-temperature heat content data », *J. Am. Chem. Soc.* 54 (1932) 3243–3246.

[14] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, 1980.

[15] W. H. Press et al., *Numerical Recipes*, Cambridge University Press.

[16] S. van Loo, J. Koppejan (dir.), *The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing*, Earthscan, 2008.

[17] EN 13384-1 (conduits de fumée, méthodes de calcul thermo-aéraulique) ; EN 15544 (poêles en faïence et maçonnés construits sur site, dimensionnement) ; EN 15250 et EN 16510-1 (appareils à accumulation, essais).

[18] Oxalibre, *Calcul de dimensionnement de poêle de masse*, calculateur en ligne, `https://www.poeleoxalibre.org/calcul-dimensionnement-poele-de-masse/` (formule extraite du code source de la page, consulté en octobre 2026).

[19] O. Grelier, P. Bourgoin, *Les poêles de masse artisanaux en France*, rapport final pour l'ADEME, contrat n° 16COM005864, 23 novembre 2016.

[20] E. Padouvas, H. Hofbauer, *Report about the test of the guideline « Kachelofen (tiled stove) with standard combustion chamber »*, rapport PL-9841-P, Prüflabor für Feuerungsanlagen, Technische Universität Wien, décembre 2001 (reproduit en annexe de [19]).

[21] Masonry Heater Association of North America, *Computer simulation — goals* (document de travail sur la validation d'un calculateur EN 15544), 2014, `https://www.mha-net.org/docs/codes/EPA/Computer%20Simulation/Goals%20140902.docx`.

[22] V. E. Grum-Grzhimailo, *The Flow of Gases in Furnaces*, trad. A. D. Williams, Wiley, 1923.