

République Algérienne Démocratique Et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université de Mohamed El Bachir El Ibrahimi - Bordj Bou Arreridj

Faculté des Sciences et de la technologie

Département des Sciences de la matière

Mémoire

Présenté pour obtenir

Le Diplôme de Master

Filière : Physique

Spécialité : Physique Énergétique et Énergie Renouvelable

Par

DRICI Sofia

Intitulé

ETUDE DE LA COMBUSTION SANS FLAMME COMME VOIE ENERGETIQUE DURABLE DE REDUCTION DES GAZ A EFFET DE SERRE

Soutenu le : 24 Juin 2026

Devant le Jury composé de

SAHNOUNE Yassine	MCA	Président	Université de Bordj Bou Arréridj
IMAKHLAF Anis	MCA	Encadreur	Université de Bordj Bou Arréridj
LAMRI Sarra	MCB	Examinateur	Université de Bordj Bou Arréridj

Année Universitaire 2025/2026

Remerciements

*Avant toute chose, je remercie **Allah**, le Tout-Puissant, qui m'a accordé la santé, la volonté et la patience nécessaires pour mener à bien ce travail.*

*Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à mon encadreur, Monsieur **Imakhlaf Anis**, pour son accompagnement, sa disponibilité, ses précieux conseils et son soutien tout au long de la réalisation de ce mémoire.*

*J'adresse également mes sincères remerciements aux membres du jury, Monsieur **Sahnoune Yassine** et Madame **Lamri Sarra**, pour l'honneur qu'ils me font en acceptant d'évaluer ce mémoire. Je leur suis reconnaissante pour le temps consacré à l'examen de ce travail ainsi que pour leurs observations et recommandations qui contribueront à son amélioration.*

*Mes remerciements s'adressent également à l'ensemble des **enseignants du département de Physique Énergétique**, qui m'ont transmis leur savoir et leurs compétences tout au long de mon parcours universitaire.*

*Enfin, j'exprime ma profonde reconnaissance à toutes les personnes et ressources ayant contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce mémoire, et tout particulièrement à **Socratic** pour son soutien continu tout au long de mon parcours universitaire.*

Merci à tous.

Dédicace

***Louange à Dieu**, dont la bienveillance permet d'accomplir nos efforts, et dont la miséricorde fait fleurir les débuts et porter leurs fruits les fins.*

Au moment de l'arrivée, la gratitude naît.

À moi-même…

Compagne de route dans la longue nuit du combat, et détentrice du beau rêve après la grande patience. Je t'offre le fruit des années ; cette réussite n'est que l'écho de la certitude que tu as déployée, et une modeste part de ce que tu mérites.

À mon père…

À celui qui a été mon soutien quand les temps étaient durs,

Et une lumière qui guidait mes pas au milieu de la foule.

Je t'offre le fruit de ce parcours, en reconnaissance d'une grâce que les mots ne suffisent pas à exprimer.

À ma mère…

À la source de tendresse et au havre de sécurité,

Et au cœur qui m'a comblé d'un amour sans prix et sans contrepartie.

C'est à toi que j'offre cette réussite avec toute ma conviction, car tes prières ont été ma lumière sur le chemin et mon soutien à chaque instant.

***Et à tous ceux que j'aime et qui m'aiment**, vous occupez dans mon cœur une place que les mots ne peuvent décrire.*

Entre les premières et les dernières lignes, une vie d'offrande; ce n'étaient pas de simples années, mais un voyage de patience qui m'a refaçonné. J'y ai cheminé malgré les tourments, jusqu'à atteindre ce que je désirais.

Résumé
Ce mémoire étudie la combustion sans flamme comme solution de réduction des émissions polluantes. Après une analyse des mécanismes de formation des NOx et des principes de la combustion MILD/FLOX, un modèle numérique développé sous MATLAB a permis d'évaluer l'influence de la température, du taux de recirculation des gaz brûlés (EGR) et du rapport d'équivalence sur les émissions.
Les résultats montrent que l'augmentation de la température favorise la formation du NO thermique, tandis que l'EGR réduit efficacement les émissions par dilution et diminution de la température de combustion. Une température adiabatique et des émissions de NOx maximales sont observées à proximité de la stœchiométrie. La comparaison avec la littérature confirme la validité du modèle et sa capacité à reproduire les principaux phénomènes de la combustion sans flamme.

Mots clés : Combustion sans flamme ; MILD ; FLOX ; NOx ; Recirculation des gaz brûlés ; EGR ; Rapport d'équivalence ; Température adiabatique ; MATLAB.

Abstract
This study investigates flameless combustion as a promising and environmentally friendly approach for reducing pollutant emissions. After examining the mechanisms responsible for NOx formation and reviewing the operating principles of MILD/FLOX combustion, a numerical model was developed in MATLAB to assess the effects of temperature, exhaust gas recirculation (EGR), and equivalence ratio on pollutant generation.
The results indicate that increasing temperature significantly enhances thermal NO formation, whereas higher EGR rates effectively reduce NOx emissions through dilution and by lowering the combustion temperature. The analysis also reveals that both the adiabatic flame temperature and NOx emissions reach their maximum values near stoichiometric conditions. Comparison with published studies shows good agreement, confirming the reliability of the developed model and its ability to accurately represent the key physical and chemical phenomena governing flameless combustion.

Key words: Flameless combustion, MILD, FLOX, NOx, Exhaust Gas Recirculation, Equivalent ratio (phi), Adiabatic temperature, MATLAB

ملخص
تتناول هذه الدراسة الاحتراق عديم اللهب باعتباره تقنية واعدة وصديقة للبيئة للحد من انبعاثات الملوثات. وبعد استعراض آليات تكوّن أكاسيد النيتروجين (NOx) ومبادئ عمل الاحتراق من نوعMILD/FLOX ، تم تطوير نموذج عددي باستخدام برنامج MATLAB لدراسة تأثير درجة الحرارة ومعدل إعادة تدوير غازات الاحتراق (EGR) ونسبة التكافؤ على تكوّن الملوثات.
أظهرت النتائج أن ارتفاع درجة الحرارة يؤدي إلى زيادة ملحوظة في تكوّن أكسيد النيتريك الحراري، في حين يساهم رفع معدل إعادة تدوير غازات الاحتراق في خفض انبعاثات NOx بشكل فعّال نتيجة تأثيرات التخفيف وخفض درجة حرارة الاحتراق. كما بينت الدراسة أن درجة الحرارة الأديباتية وانبعاثات NOx تبلغان قيمتهما العظمى بالقرب من ظروف الاحتراق المتكافئ (الستوكيومترية). وأظهرت مقارنة النتائج مع الدراسات المنشورة توافقاً جيداً، مما يؤكد موثوقية النموذج المطوّر وقدرته على تمثيل أهم الظواهر الفيزيائية والكيميائية المرتبطة بالاحتراق عديم اللهب بدقة.

الكلمات المفتاحية :الاحتراق عديم اللهب، احتراقMILD ، احتراقFLOX ، أكاسيد النيتروجين(NOx) ، إعادة تدوير غازات الاحتراق(EGR) ، نسبة التكافؤ(ϕ) ، درجة الحرارة الأديباتية، المحاكاة العددية باستخدام MATLAB

Variables et grandeurs

Symbole	***Intitulé***	***unité***
$\mathbf{T}$	Température	$[K]$
$\mathbf{T_P}$	Température des produits de combustion	$[K]$
$\mathbf{p}$	Pression	$[Pa]$ *ou* $[bar]$
$\mathbf{P}$	Puissance	$[kW]$ *ou* $[MW]$
$\mathbf{\Delta H}$	Enthalpie de réaction	$[kj/mol]$
$\mathbf{t}$	Temps de résidence	$[s]$
$\mathbf{V}$	Vitesse	$[m\ /\ s]$
$\mathbf{Q}$	Chaleur libérée	$[J]$
$\mathbf{d_j}$	Diamètre du jet	$[mm]$
$\mathbf{\dot{m}_r}$	Débit massique des produits de combustion recirculant	$[kg\ /\ s]$
$\mathbf{\dot{m}_A}$	Débit massique de l'air injecté	$[kg\ /\ s]$
$\mathbf{\dot{m}_F}$	Débit massique du combustible injecté	$[kg\ /\ s]$
$\mathbf{Kv}$	Taux de recirculation des fumées	$[-]$
$\mathbf{\Phi}$	Rapport d'équivalence	$[-]$

Espèces chimiques

Symbole	***Intitulé***
$\mathbf{O}$	Oxygène
$\mathbf{O_2}$	Dioxygène
$\mathbf{OH}$	Radical hydroxyle
$\mathbf{H}$	Hydrogène
$\mathbf{H_2}$	Dihydrogène
$\mathbf{H_2O}$	Eau
$\mathbf{H_2S}$	Sulfure d'hydrogène
$\mathbf{H_2SO_4}$	Acide sulfurique
$\mathbf{HCN}$	Cyanure d'hydrogène
$\mathbf{C}$	Carbone
$\mathbf{C_2H_2}$	Éthyne
$\mathbf{C_2H_4}$	Éthène

C_3H_8	Propane
C_5NH_5	Pyridine
CH	Radical méthylidyne
CH_4	Méthane
CO	Monoxyde de carbone
CO_2	Dioxyde de carbone
CS_2	Disulfure de carbone
N	Azote
N_2	Diazote
N_2O	Protoxyde d'azote
NH_3	Ammoniac
NO	Monoxyde d'azote
NO_2	Dioxyde d'azote
NO_x	Oxydes d'azote
S	Soufre
S_2	Disoufre
SO	Monoxyde de soufre
SO_2	Dioxyde de soufre
SO_3	Trioxyde de soufre

Abréviations

Symbole	***Intitulé***
CFD	Computational Fluid Dynamics
RANS	Reynolds-Averaged Navier–Stokes
LES	Large Eddy Simulation
EDC	Eddy Dissipation Concept
NE-EDC	Non-Equilibrium Eddy Dissipation Concept
PaSR	Partially Stirred Reactor
FGM	Flamelet Generated Manifold
MILD	Moderate or Intense Low-oxygen Dilution
FLOX	Flameless Oxidation

Nomenclature

HITAC	High Temperature Air Combustion
EGR	Exhaust Gas Recirculation
FGR	Flue Gas Recirculation
FBN	Fuel Bound Nitrogen
HAP	Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques
IFRF	International Flame Research Foundation
FRC	Flameless Regime Combustion
CHP	Combined Heat and Power
OpenFOAM	Open Field Operation and Manipulation

Liste des Figures

Chapitre I : Fondements théoriques de la combustion

- **Figure I. 1 :** Influence de la disposition des brûleurs (a–b–c) sur le trajet des gaz chauds et leur temps de séjour dans la chambre de combustion. 5
- **Figure I. 2 :** Schéma illustrant l'influence du débit d'air tourbillonnaire sur la formation des tourbillons internes et externes et sur la structure de la flamme. 6
- **Figure I. 3 :** Évolution des champs de température, de fraction massique d'H_2, du taux de libération de chaleur et de la pression pour une condition thermique élevée (T = 1200 K).....7
- **Figure I. 4** : (a) Modes de combustion avec flamme et (b) sans flamme dans un moteur à allumage commandé. L'auto-inflammation du mélange en amont de la flamme est responsable du cliquetis du moteur. 7
- **Figure I. 5 :** a) Schéma d'un bec Bunsen. b) La vitesse de la flamme laminaire est égale à la composante normale de la vitesse du gaz non brûlé.....9
- **Figure I. 6 :** Structure d'une flamme de diffusion laminaire par couches.....10
- **Figure I. 7 :** Images OH PLIF de flamme turbulente assistée par plasma. 10
- **Figure I. 8 :** Photographies instantanées et moyennées dans le temps de flammes de diffusion 11
- **Figure I. 9 :** Modèle de combustion par détonation dans un tube de combustion avec barrière anti-flammes. 12

Chapitre II : Combustion sans flamme

- **Figure II. 1 :** Schéma comparatif des modes de fonctionnement d'un brûleur : a) Combustion à flamme traditionnelle vs. b) Combustion sans flamme. 24
- **Figure II. 2** : Cycle de fonctionnement d'un système de préchauffage d'air régénératif. 27
- **Figure II. 3 :** Diagramme de régime de flamme en fonction de la température du four et du taux de recirculation des fumées.....28
- **Figure II. 4 :** Effet de la vitesse d'injection sur le mélange et la combustion distribuée.....28
- **Figure II. 5 :** Distribution thermique dans la chambre de combustion : contraste entre régime conventionnel et MILD. 29
- **Figure II. 6 :** Schéma de distribution des températures et zones de recirculation dans une chambre de combustion spiralée sans points chauds.....30
- **Figure II. 7 :** Domaine de stabilité de la combustion en fonction du rapport air/carburant et des paramètres d'écoulement. 31

Chapitre III : Résultats et discussion

- **Figure III. 1 :** Effet de l'élévation thermique sur les émissions d'oxyde d'azote (NO).....35
- **Figure III. 2 :** Variation des émissions d'oxyde d'azote en fonction de la température : confrontation avec les résultats publiés dans la littérature scientifique (a) **41**, (b) **42**. 38
- **Figure III. 3 :** Influence du taux de recirculation des gaz brûlés (EGR) sur les émissions de NO pour différentes températures de combustion. 39
- **Figure III. 4 :** Influence du taux de recirculation des gaz brûlés (EGR) sur les émissions de NO – Données issues de la littérature (a) **10** , (b) **43** ,(c) **44**. 42
- **Figure III. 5 :** Variation de la température adiabatique de flamme en fonction du rapport d'équivalence (Φ).....44
- **Figure III. 6 :** Comportement de la température adiabatique de combustion sous l'influence du rapport d'équivalence – Résultats de la littérature (a) **45**, (b) **46**, (c) **47**.....47
- **Figure III. 7 :** Effet du rapport d'équivalence sur les émissions d'oxyde d'azote (NO).....49
- **Figure III. 8 :** Relation entre le rapport d'équivalence Φ et les émissions d'oxyde d'azote (NO_x) – Travaux publiés (a) **48**, (b) **49**, (c) **50**.....52

Liste des Tableaux

Tableau III. 1 : Évolution de la concentration en monoxyde d'azote en fonction de la température.....35

Tableau III. 2 : Concentration en NO (ppm) en fonction du taux de recirculation EGR pour différentes températures.....39

Tableau III. 3 : Évolution de la température adiabatique de flamme en fonction du rapport d'équivalence Φ. 44

Tableau III. 4 : Évolution des émissions de NOx en fonction du rapport d'équivalence Φ....48

Liste des Equations

Équation (1) 12

Équation (2) 12

Équation (3) 13

Équation (4) 14

Équation (5) 14

Équation (6) 14

Équation (7) 15

Équation (8) 15

Équation (9) 15

Équation (10).....15

Équation (11).....15

Équation (12).....15

Équation (13).....16

Équation (14).....16

Équation (15).....16

Équation (16).....16

Sommaire

Introduction générale **14**

Chapitre I : Fondements théoriques de la combustion **3**

I.1. L'évolution de l'analyse de la combustion au fil du temps **3**

I.2. Définition **3**

I.3. Constitution de l'air et propriétés de la combustion **4**

I.4. Conditions de base de la combustion **5**

I.4.1. Temps de résidence **5**

I.4.2. Turbulence **6**

I.4.3. La température **6**

I.5. Combustion : Modes et types de flamme **7**

I.5.1. La flamme de Combustion **8**

I.5.2. Déflagration **8**

I.5.2.1. Flammes Prémélangées Laminaires 8

I.5.2.2. Flammes de diffusion laminaire 9

I.5.2.3. Flammes prémélangées turbulentes 10

I.5.2.4. Flamme turbulente non prémélangée 11

I.5.3. Détonation **11**

I.5.3.1. Définition 11

I.5.3.2. Caractéristiques principales 11

I.6. Équation de combustion **12**

I.6.1. La combustion complète **13**

I.6.2. La combustion incomplète **13**

I.7. Les produits de la combustion et les polluants **14**

I.7.1. L'oxydation du CO **14**

I.7.2. Mécanismes de formation de NO **14**

I.7.2.1. Le NO thermique 15

I.7.2.2. Le prompt NO 15

I.7.2.3. N_2O Route 15

I.7.2.4. Azote lié au combustible (FBN) 16

I.7.3. Oxydes de soufre **16**

I.7.4. Formation de suie **17**

I.8. Etat de l’art 17

Chapitre II : Combustion sans flamme 23

II.1. Le contexte historique et technologique de la combustion sans flamme 23

II.2. La combustion sans flamme 24

II.3. Techniques avancées de combustion sans flamme.....24

II.3.1. Combustion modérée ou intense à faible dilution d'oxygène (MIld Combustion) 24

II.3.2. Oxydation sans flamme (FLOX).....25

II.3.3. Combustion diluée.....25

II.3.4. Combustion à haute température (HITAC).....25

II.4. Mécanisme de la combustion sans flamme 25

II.4. 1. La dilution des réactifs par les gaz brûlés 25

II.4. 2. Rôle de la recirculation des gaz.....26

II.4. 3. Cinétique chimique à faible concentration en oxygène.....26

II.5. Critères pour accéder à un système de combustion sans flamme 27

II.5.1. Préchauffage d’air.....27

II.5.2. Ratio de recirculation des gaz de combustion 27

II.5.3. Vitesse d'injection et de mélange 28

II.6. Champ thermique et stabilité du régime sans flamme 29

II.6.1. Uniformité du champ de température 29

II.6.2. Absence de points chauds.....29

II.6.3. Stabilité de la combustion 30

II.7. Les applications industrielles et énergétiques de la combustion sans flamme.....31

II.7.1. Fours industriels.....31

II.7.1.1. Fours de réchauffage de l'acier 31

II.7.1.2. Fours thermiques de la forge et du formage 31

II.7.1.3. Fours de traitement thermique en continu et intermittents 32

II.7.1.4. Fours de fusion d'aluminium haute performance 32

II.7.2. Turbines à gaz 32

II.7.2.1. Brûleurs à turbine à gaz 32

II.7.3. Systèmes de cogénération d'énergie thermique et électrique à partir de biogaz33

Chapitre III : Simulation, résultats et interprétations.....34

III .1. Introduction **34**
III.2. Influence de la température sur les émissions de NOX **34**
III.2.1. Résultats obtenus 34
III.2.2. Analyse et interprétation 35
III.2.2.1. Régime I : Faibles températures (T < 1100 K) 36
III.2.2.2. Régime II : Températures intermédiaires (1100 K ≤ T ≤ 1300 K) 36
III.2.2.3. Régime III : Hautes températures (T > 1300 K) 36
III.2.3. Interprétation physico-chimique **37**
III.2.4. Validation des résultats par comparaison avec la littérature **37**
III.3. Effet de la recirculation des gaz brûlés (EGR) sur les émissions de NOx **38**
III.3.1. Résultats obtenus 38
III.3.2. Analyse et interprétation 39
III.3.2.1. Cas des basses températures ($\mathbf{T = 900\ K}$ et $\mathbf{T = 1000\ K}$) 40
III.3.2.2. Cas des températures intermédiaires $\mathbf{T = 1200K}$ et $\mathbf{T = 1300K}$ 40
III.3.2.3. Cas des hautes températures $\mathbf{T = 1400K}$ 41
III.3.3. Validation des résultats par comparaison avec la littérature **42**
III.4. Influence du rapport d'équivalence sur la température de combustion **43**
III.4.1. Résultats obtenus 43
III.4.2. Analyse et interprétation 44
III.4.2.1. Régime I : Mélanges extrêmement pauvres $\Phi \leq 0.3$ 44
III.4.2.2. Régime II : Mélanges pauvres modérés $0.3 < \Phi < 0.7$ 45
III.4.2.3. Régime III : Proximité de la stœchiométrie $\Phi \rightarrow 1$ 45
III.4.2.4. Régime IV : Mélanges riches $\Phi > 1$ 45
III.4.3. Interprétation physico-chimique 46
III.4.4. Validation des résultats par comparaison avec la littérature **46**
III.5. Influence du rapport d'équivalence sur les émissions de NOx **48**
III.5.1. Résultats obtenus 48
III.5.2. Analyse et interprétation **49**
III.5.2.1. Régime I : Mélanges très pauvres (Φ ≤ 0,3) 49
III.5.2.2. Régime II : Mélanges pauvres (0,4 ≤ Φ ≤ 0,99) 50
III.5.2.3. Régime III : Mélange légèrement riche (Φ ≈ 1,1) 50
III.5.2.4. Régime IV : Mélanges riches (Φ ≥ 1,2) 51
III.5.3. Validation des résultats par comparaison avec la littérature **51**
Conclusion générale **53**
Bibliographie **55**

Introduction générale

Introduction générale

La température de la terre dépend de l'équilibre entre l'énergie entrant et sortant du système planétaire. Lorsque la lumière du soleil atteint la surface de la terre, elle peut soit être réfléchie vers l'espace, soit être absorbée par la terre. L'énergie entrante qui est absorbée par la terre réchauffe la planète. Une fois absorbée, la planète libère une partie de cette énergie dans l'atmosphère sous forme de chaleur (aussi appelée rayonnement infrarouge). L'énergie solaire qui est réfléchie vers l'espace ne réchauffe pas la terre.

Certains gaz dans l'atmosphère absorbent de l'énergie, ralentissant ou empêchant la perte de chaleur vers l'espace. Ces gaz sont connus sous le nom de « gaz à effet de serre ». Ils agissent comme une couverture, rendant la terre plus chaude qu'elle ne le serait autrement. Ce processus, communément appelé « effet de serre », est naturel et nécessaire pour soutenir la vie.

Le réchauffement climatique est aujourd'hui l'un des défis environnementaux les plus pressants pour l'humanité. L'augmentation continue des émissions de gaz à effet de serre (GES), notamment le dioxyde de carbone (CO_2) et les oxydes d'azote (NO_X), est principalement due aux procédés de combustion classiques utilisés pour produire de l'énergie thermique et électrique. Bien que ces procédés soient efficaces sur le plan énergétique, ils génèrent des températures de flamme élevées et des zones de réaction concentrées, favorisant ainsi la formation de polluants et la dégradation de la qualité de l'air.

Pour pallier ces problèmes, une nouvelle méthode de combustion, appelée « combustion sans flamme » ou MILD (Moderate or Intense Low-Oxygen Dilution), a vu le jour dans les années 1990. Cette méthode repose sur un principe clé : diluer fortement les réactifs et recycler une part importante des gaz brûlés pour maintenir une température uniforme dans la zone de réaction. Ainsi, la flamme visible disparaît, les gradients thermiques sont considérablement réduits, et la formation de NO_X devient presque négligeable.

Ce mode de combustion se caractérise par un comportement thermodynamique spécifique : la réaction se déroule dans un volume étendu, à une température modérée (inférieure à 1400 K), avec une vitesse de combustion relativement lente mais extrêmement stable.

Grâce à ces particularités, le procédé MILD permet de combiner haute efficacité énergétique et faibles émissions polluantes, ouvrant la voie à des applications industrielles propres, notamment dans les fours, les turbines à gaz et les systèmes de valorisation du biogaz.

En plus de réduire les polluants traditionnels, la combustion sans flamme s'inscrit dans une logique de transition énergétique durable. En abaissant les températures maximales et en uniformisant la zone de réaction, elle limite les pertes thermiques par rayonnement et améliore l'efficacité globale du système. Elle représente ainsi une voie prometteuse pour réduire l'empreinte carbone des installations de combustion et contribuer à la décarbonation progressive du secteur énergétique.

Cependant, la compréhension détaillée des mécanismes physico-chimiques impliqués, ainsi que la modélisation des transferts de chaleur et de masse, restent complexes. La maîtrise des paramètres d'entrée (taux de recirculation, température d'admission, composition du mélange) est essentielle pour garantir le régime sans flamme et éviter la transition vers un mode classique d'allumage.

Dans ce contexte, cette étude vise à explorer la combustion sans flamme comme voie énergétique durable pour réduire les gaz à effet de serre. Elle examine à la fois les fondements physiques et chimiques de ce mode de combustion et évalue son potentiel en matière d'efficacité énergétique et de réduction des émissions polluantes. Une approche numérique et bibliographique sera adoptée pour analyser les conditions nécessaires à la stabilisation du régime MILD et ses perspectives d'application dans les systèmes énergétiques modernes.

Ce mémoire se concentre sur la combustion sans flamme, et est organisé en trois chapitres :

Chapitre I : Fondements théoriques de la combustion.

Chapitre II : Combustion sans flamme.

Chapitre III : Simulation, résultats et interprétation.

Chapitre I :
Fondements théoriques de la combustion.

Chapitre I : Fondements théoriques de la combustion

I.1. L'évolution de l'analyse de la combustion au fil du temps

Depuis les temps anciens, la combustion a joué un rôle essentiel dans la vie humaine. Le feu, l'un des premiers phénomènes naturels observés par l'homme, a été utilisé pour cuire les aliments, se chauffer et se protéger. Cependant, une véritable compréhension scientifique de la combustion ne s'est développée qu'après de nombreux siècles d'observation et d'expérimentation [**1**].

Au XVIIIe siècle, le chimiste français Antoine Lavoisier provoqua une révolution scientifique en démontrant que la combustion résulte d'une réaction entre une substance et l'oxygène de l'air, jetant ainsi les bases de la chimie moderne et de la théorie de l'oxydation. Depuis lors, la compréhension de la combustion a rapidement évolué. Aux XIXe et XXe siècles, l'étude de la combustion a intégré des aspects thermiques, chimiques et physiques, utilisant des concepts de thermodynamique et de transfert de chaleur pour décrire le comportement des flammes et les processus de combustion dans les moteurs et les systèmes industriels. Aujourd'hui, le champ de recherche sur la combustion englobe la modélisation mathématique, l'analyse cinétique des réactions chimiques ainsi que l'étude des émissions et de la combustion propre, faisant de ce domaine un pilier central du développement technologique et énergétique moderne [**1**].

I.2. Définition

La combustion est une réaction chimique exothermique qui implique une interaction entre un matériau inflammable, appelé combustible, et un oxydant, souvent l'oxygène, générant chaleur et lumière sous forme de flamme. Ce processus est essentiel pour convertir l'énergie chimique du combustible en énergie thermique exploitable [**2**].

Sur le plan chimique, la combustion est une succession de réactions d'oxydation rapides où les molécules du combustible interagissent avec l'oxygène pour créer des produits stables comme le dioxyde de carbone et l'eau. Ce processus se distingue par sa rapidité par rapport aux réactions chimiques habituelles, entraînant la libération d'une grande quantité de chaleur en un temps très court [**3**].

La combustion est un processus physique complexe qui englobe le transfert de chaleur, la diffusion de masse et des réactions chimiques. Ce phénomène va au-delà d'une simple équation chimique et comprend également le comportement de la flamme, la répartition des

températures, ainsi que la nature de l'interaction entre le combustible et le comburant dans différentes situations [**4**].

La combustion peut aussi être décrite comme un processus de conversion énergétique, dans lequel l'énergie chimique du carburant est transformée en énergie thermique et mécanique, utilisable dans diverses applications industrielles. Cette conversion est cruciale pour le fonctionnement de nombreux dispositifs, tels que les moteurs, les fours et les systèmes de production de chaleur [**5**].

I.3. Constitution de l'air et propriétés de la combustion

L'air est composé d'un mélange gazeux constitué principalement d'oxygène et d'azote, ainsi que de traces d'autres gaz. L'oxygène (O_2) est l'un des éléments les plus répandus dans l'atmosphère, représentant environ 20,9% de la composition de l'air ; c'est le constituant directement responsable du soutien du processus de combustion. Lorsqu'une oxydation rapide du combustible se produit, qu'il soit solide, liquide ou gazeux, de grandes quantités de chaleur sont dégagées. La combustion d'un combustible solide ou liquide nécessite d'abord sa transformation à l'état gazeux, ce qui exige généralement un apport initial de chaleur, tandis que les combustibles gazeux peuvent brûler directement dès qu'une quantité appropriée d'air est disponible. Le reste de l'air, qui représente environ 79%, est composé essentiellement d'azote, un gaz chimiquement inerte vis-à-vis de la combustion, mais qui joue un rôle important en tant qu'agent refroidissant réduisant la température de la flamme. L'azote contribue à diminuer l'efficacité de la combustion en absorbant une partie de la chaleur produite et en diluant les gaz de combustion, ce qui réduit la quantité de chaleur disponible pour le transfert à travers les surfaces des échangeurs thermiques. Sa présence entraîne également une augmentation du volume des gaz produits, et donc un passage plus rapide de ces derniers à travers l'échangeur thermique et la cheminée, permettant l'entrée d'un nouveau mélange de combustible et d'air. À des températures élevées de flamme, l'azote peut réagir avec l'oxygène pour former des oxydes d'azote (NO_x), qui sont des polluants toxiques ayant des effets environnementaux graves [**6**].

Dans le cadre du processus d'oxydation, les éléments principaux contenus dans le combustible tels que le carbone, l'hydrogène et le soufre réagissent avec l'oxygène pour former des produits stables incluant le dioxyde de carbone, la vapeur d'eau et le dioxyde de soufre, libérant respectivement 8084 kcal, 28922 kcal et 2224 kcal de chaleur. Dans certains cas non idéaux, le

carbone peut réagir avec l'oxygène pour former du monoxyde de carbone, ce qui produit moins de chaleur (2430 kcal par kg de carbone), ce qui confirme que la combustion complète donnant du dioxyde de carbone est la plus rentable en termes d'énergie et la meilleure pour l'exploitation énergétique [**6**].

I.4. Conditions de base de la combustion

La bonne combustion repose sur ce que l'on appelle la règle des « 3T ». Ce sont trois conditions interdépendantes qui déterminent la qualité de la combustion et son rendement thermique et qui influent directement sur la quantité de polluants émis [**6**].

I.4.1. Temps de résidence

Des recherches récentes révèlent que la durée de résidence dans la chambre de combustion joue un rôle crucial pour assurer une combustion complète et diminuer les émissions. En effet, plus les réactifs demeurent longtemps dans la zone de combustion, plus la réaction a de chances de terminer l'oxydation des composés carbonés, ce qui entraîne une réduction de la concentration de monoxyde de carbone et une nette amélioration de l'efficacité de la combustion. Les chercheurs indiquent également que l'allongement de la durée de résidence, obtenu en optimisant l'agencement des brûleurs dans la chambre, comme l'illustre **la Figure I.1** , favorise une distribution thermique plus uniforme et diminue la formation d'oxydes d'azote en limitant les zones de température excessivement élevées [**7**].

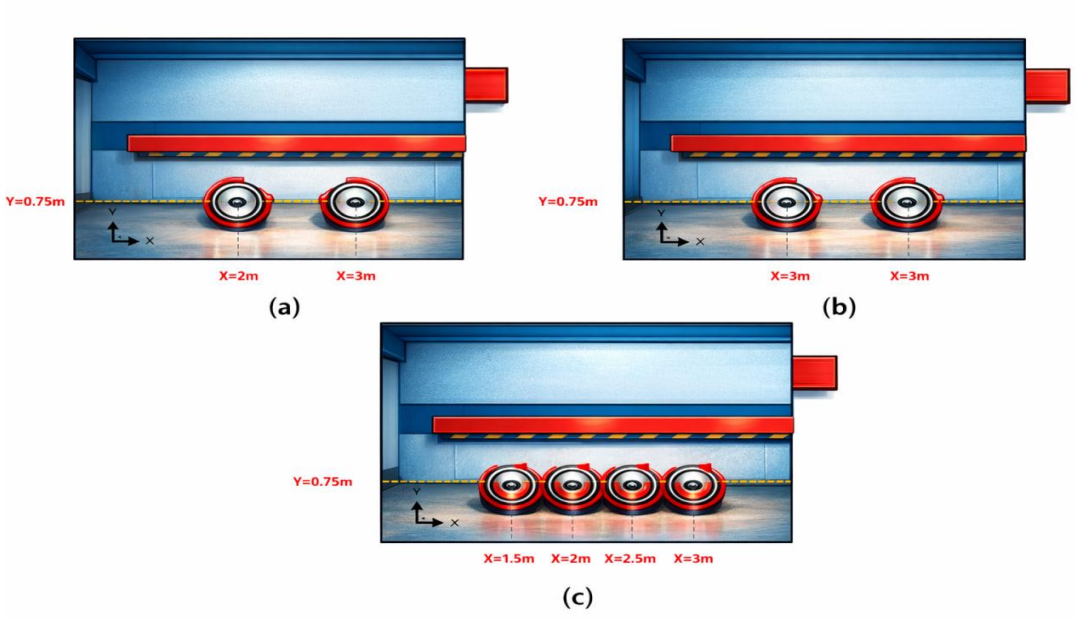


Figure I. 1 : *Influence de la disposition des brûleurs (a–b–c) sur le trajet des gaz chauds et leur temps de séjour dans la chambre de combustion.*

I.4.2. Turbulence

La turbulence est essentielle pour garantir une combustion efficace et stable, car elle influence le niveau de mélange entre le carburant et l'air ainsi que la rapidité de formation du mélange inflammable. Des recherches récentes indiquent que la création d'un mouvement tourbillonnaire dans la chambre de combustion, via des diffuseurs hélicoïdaux, augmente l'intensité de la turbulence. Cela génère des zones de fort cisaillement entre les flux gazeux, améliorant ainsi le mélange et permettant d'atteindre rapidement un prémélange. Une intensification de la turbulence favorise également une distribution plus uniforme du carburant dans la chambre et réduit les zones riches en carburant, souvent liées à une augmentation des émissions de CO et de particules incomplètement brûlées. Comme le montre **la Figure I.2** [**8**].

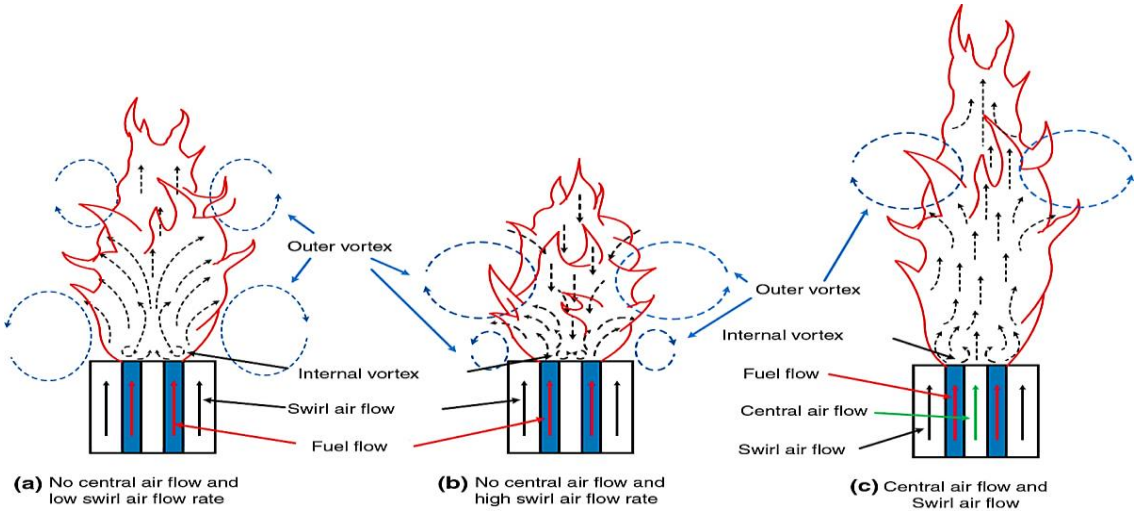


Figure I. 2 : *Schéma illustrant l'influence du débit d'air tourbillonnaire sur la formation des tourbillons internes et externes et sur la structure de la flamme.*

I.4.3. La température

La température est un facteur clé qui influence la nature de la combustion et la vitesse de propagation de la flamme dans la chambre de combustion. Elle a un impact majeur sur la cinétique d'oxydation et la diffusion thermique. À des températures modérées, des ondes de pression faibles peuvent apparaître en raison d'une émission de chaleur préalable, modifiant ainsi la dynamique de la flamme et ralentissant sa progression. En revanche, à des températures élevées, les phénomènes d'auto-inflammation deviennent plus fréquents, accélérant considérablement le processus de combustion. Cela entraîne une augmentation de l'épaisseur de la flamme et du taux de libération de chaleur, formant une flamme sphérique rapide dans la chambre, plutôt qu'une flamme effilée traditionnelle. (**Figure I.3**) [**9**].

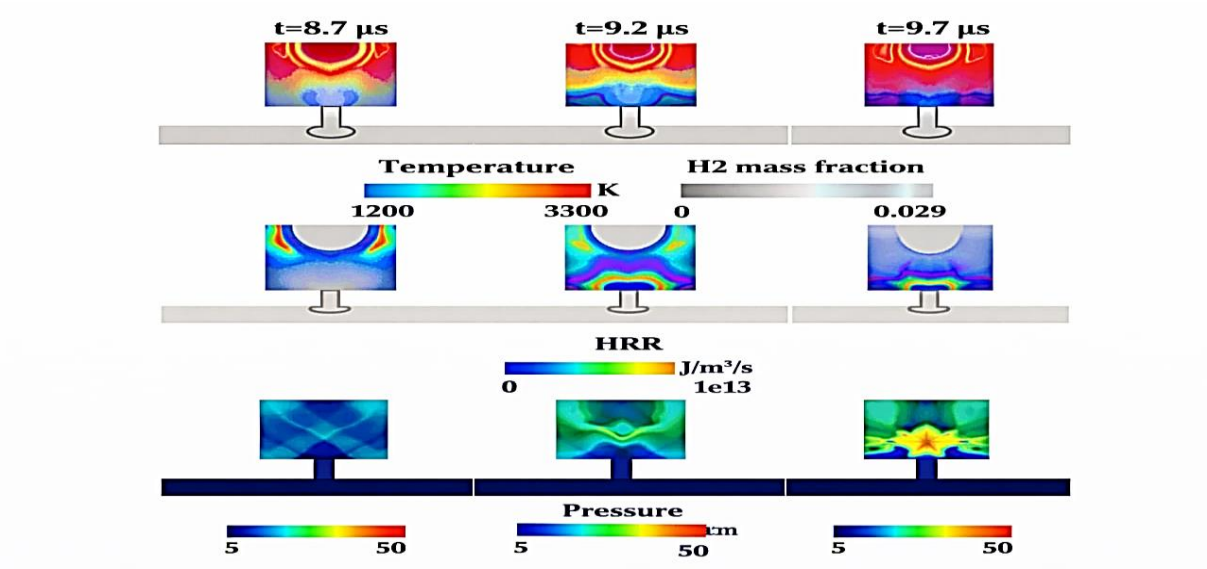


Figure I. 3 : *Évolution des champs de température, de fraction massique d'H_2, du taux de libération de chaleur et de la pression pour une condition thermique élevée (T_0 = 1200 K).*

I.5. Combustion : Modes et types de flamme

La combustion peut se manifester avec ou sans flamme. La distinction entre la combustion avec flamme et sans flamme est illustrée par les processus dans un moteur à allumage par étincelle qui présente du cliquetis (**Figure I. 4**). Dans l'illustration (a), on voit une fine zone de réaction chimique intense se propager à travers le mélange carburant-air non brûlé. Cette fine zone de réaction est communément appelée une flamme [**10**].

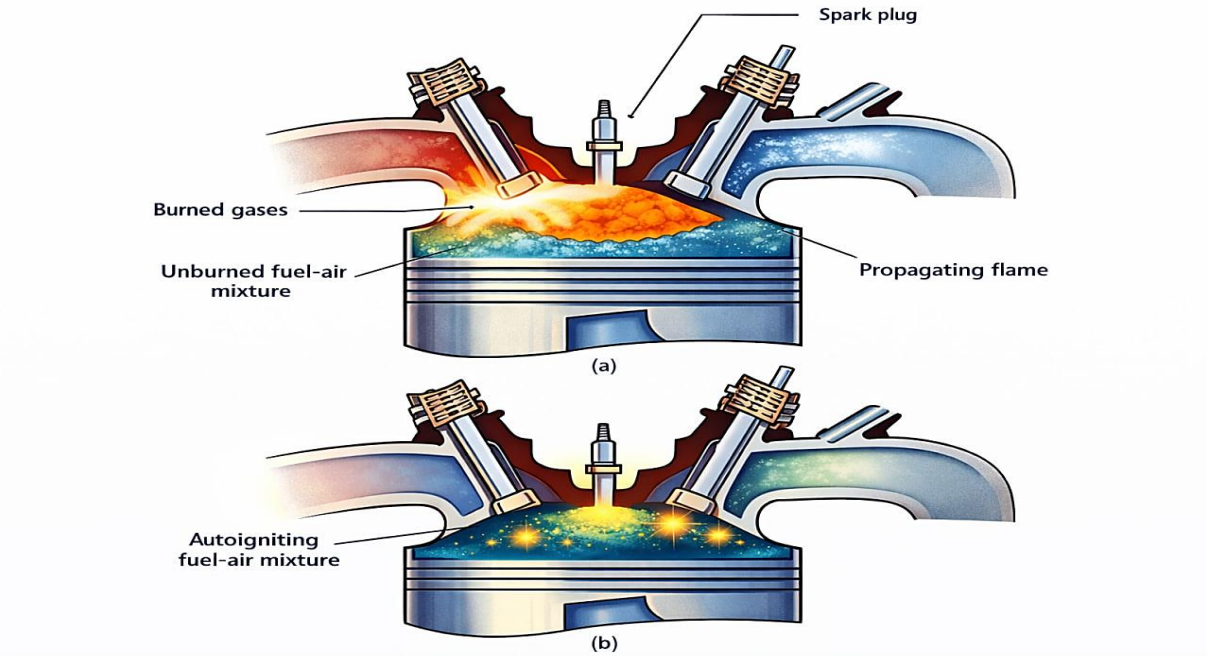


Figure I. 4 *: (a) Modes de combustion avec flamme et (b) sans flamme dans un moteur à allumage commandé. L'auto-inflammation du mélange en amont de la flamme est responsable du cliquetis du moteur.*

Les produits chauds de la combustion se trouvent derrière la flamme. Quand la flamme progresse à travers l'espace de combustion, la température et la pression augmentent dans le gaz non brûlé. Dans certaines conditions (**Figure I.4-b**), des réactions d'oxydation rapides se produisent à de nombreux endroits dans le gaz non brûlé, entraînant une combustion très rapide dans tout le volume. Ce dégagement de chaleur volumétrique dans un moteur est appelé auto-allumage, et la rapide montée de pression provoque le bruit caractéristique du cliquetis du moteur. Le cliquetis est indésirable, et un défi récent pour les concepteurs de moteurs a été de réduire son apparition tout en utilisant des carburants sans plomb [**10**].

Dans les moteurs à allumage par compression (Diesel), l'auto-allumage déclenche volontairement le processus de combustion. Les flammes se divisent en deux catégories : prémélangées et non prémélangées (ou de diffusion), en fonction de l'état de mélange des réactifs. Dans une flamme prémélangée, le carburant et l'oxydant sont mélangés au niveau moléculaire avant toute réaction chimique importante. Les moteurs à allumage commandé (à étincelle) sont un exemple de flammes prémélangées. À l'inverse, dans une flamme de diffusion, les réactifs sont initialement séparés, et la réaction se produit à l'interface entre le carburant et l'oxydant, où le mélange et la réaction se déroulent simultanément. Une simple bougie est un exemple de flamme de diffusion. Dans les dispositifs pratiques, les deux types de flammes peuvent coexister à divers degrés. Dans les flammes turbulentes non pré mélangées, la convection turbulente mélange le carburant et l'air à une échelle macroscopique. Le mélange moléculaire à petite échelle — c'est-à-dire la diffusion moléculaire — complète ensuite le processus de mélange pour permettre les réactions chimiques [**10**].

I.5.1. La flamme de Combustion

Une flamme est un processus autonome où une zone de combustion se propage à des vitesses inférieures à celle du son. Une onde de combustion qui avance à ces vitesses est appelée déflagration. En revanche, lorsqu'une onde de combustion se déplace à une vitesse supérieure à celle du son, elle est désignée comme détonation [**10**].

I.5.2. Déflagration

I.5.2.1. Flammes Prémélangées Laminaires

Une flamme prémélangée laminaire progresse dans un mélange homogène de carburant et d'oxydant au repos, où les réactifs sont mélangés au niveau moléculaire avant l'ignition. Ces flammes, souvent liées aux flammes de diffusion, sont utilisées dans divers appareils et procédés résidentiels, commerciaux et industriels. L'exemple classique d'une flamme

prémélangée laminaire est celle d'un bec Bunsen (**Figure I.5**). Un jet de carburant à sa base crée un courant d'air à travers une ouverture à section variable, permettant le mélange de l'air et du carburant à mesure qu'ils montent dans le tube. Cette flamme, présente une double structure : une flamme interne prémélangée, riche en carburant, entourée d'une flamme de diffusion. Cette flamme secondaire de diffusion se forme lorsque les produits riches en monoxyde de carbone et en hydrogène, issus de la flamme interne, rencontrent l'air ambiant. La forme de la flamme résulte des effets combinés du profil de vitesse et des pertes thermiques vers la paroi du tube. Pour que la flamme reste stationnaire, sa vitesse doit correspondre à la composante normale de la vitesse du gaz non brûlé en chaque point [**10**].

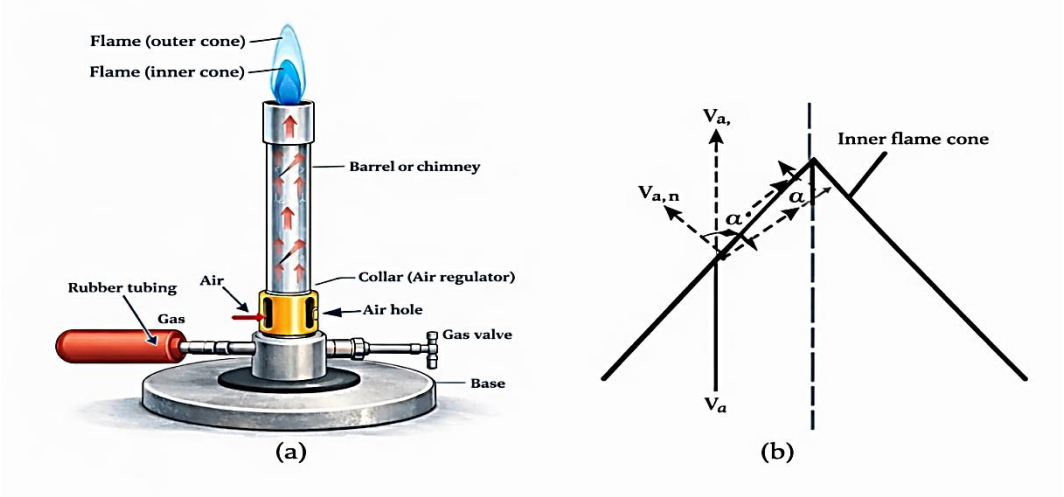


Figure I. 5 : *a) Schéma d'un bec Bunsen. b) La vitesse de la flamme laminaire est égale à la composante normale de la vitesse du gaz non brûlé.*

I.5.2.2. Flammes de diffusion laminaire

Dans une flamme de diffusion laminaire, le combustible et l'oxydant sont initialement séparés, et la combustion n'a lieu que lorsque les molécules de combustible se déplacent vers la zone de la flamme d'un côté, tandis que les molécules d'oxydant se déplacent depuis le côté opposé. Elles se rencontrent dans une couche mince et étroite où la réaction a lieu, comme le schématise **la Figure I.6**. La flamme de diffusion est principalement influencée par le transport moléculaire plutôt que par le mélange initial, ce qui la différencie nettement de la flamme prémélangée. Des éléments comme le débit, les variations de concentration et les effets de flottabilité déterminent également la forme et la longueur de la flamme, entraînant un resserrement dans les parties supérieures et une augmentation de la vitesse des gaz chauds [**10**].

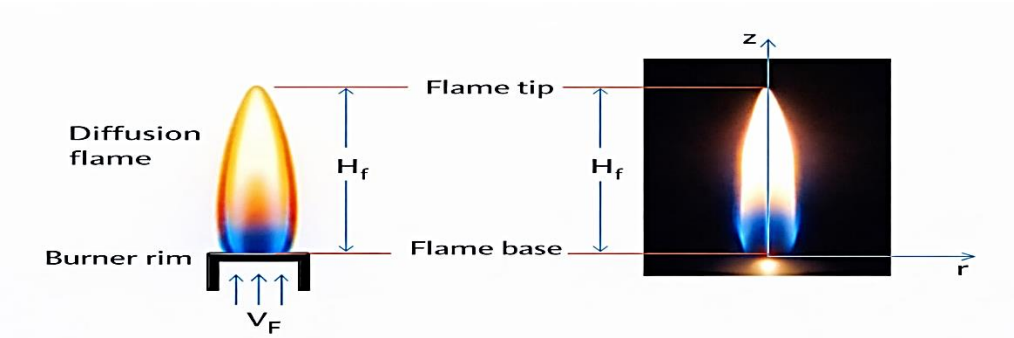


Figure I. 6 : *Structure d'une flamme de diffusion laminaire par couches.*

I.5.2.3. Flammes prémélangées turbulentes

Ce type de flamme est constitué de fronts de flamme minces (laminar flamelets) soumis à de fortes déformations et ondulations dues à la turbulence. Ces fronts instantanés sont très fins, semblables à ceux d'une flamme laminaire, mais apparaissent en moyenne comme une zone de réaction épaisse appelée « brosse de flamme turbulente ». Dans ce type de flamme, le combustible et l'air sont préalablement mélangés complètement (comme dans la flamme laminaire). Cependant, la turbulence ondule et déforme le front de flamme, ce qui augmente la surface de la flamme et accélère la combustion. Par conséquent, la vitesse de propagation de la flamme turbulente dépend des caractéristiques du mélange chimique et thermique, ainsi que des caractéristiques de l'écoulement turbulent (**Figure I.7)** [**10**].

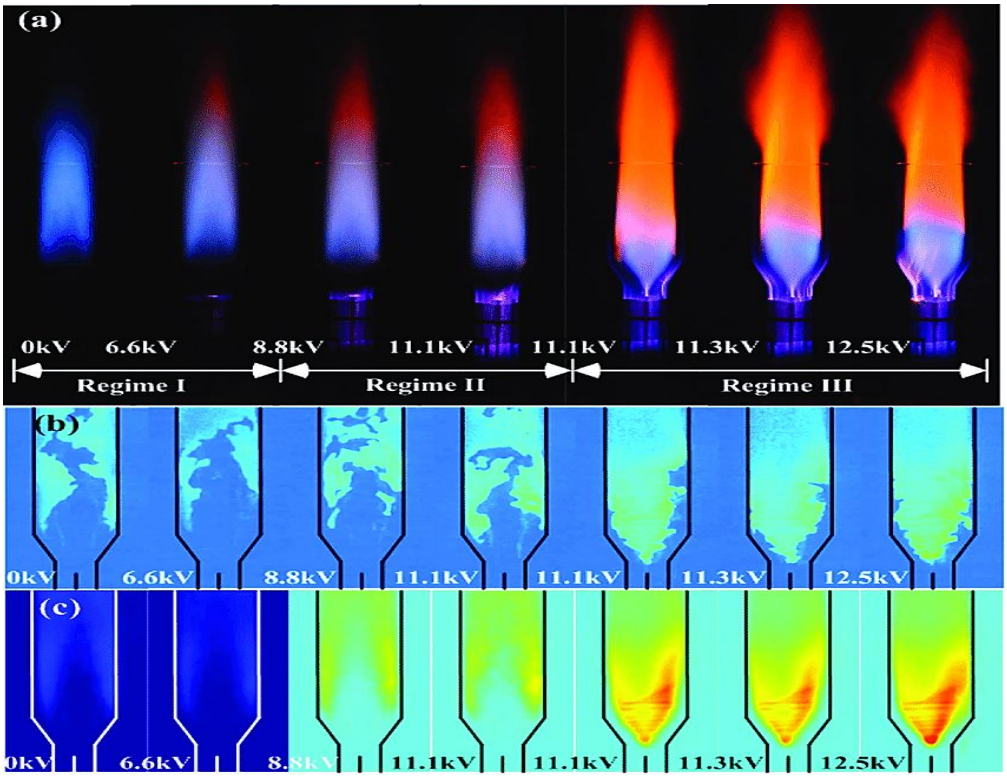


Figure I. 7 : *Images OH PLIF de flamme turbulente assistée par plasma.*

I.5.2.4. Flamme turbulente non prémélangée

C'est un type de flamme où le carburant et l'air sont introduits séparément, sans se mélanger au préalable. La combustion se produit uniquement dans la zone de réaction créée lorsque les deux flux se rencontrent, par diffusion moléculaire et turbulence. Les flammes turbulentes dans un jet non prémélangé présentent des contours doux ou flous, similaires à ceux des flammes prémélangées. Cependant, les flammes d'hydrocarbures non prémélangées sont habituellement plus brillantes que les flammes prémélangées en raison de la présence fréquente de particules de suie. **La Figure I. 8** illustre ces caractéristiques [**10**].



Figure I. 8 : *Photographies instantanées et moyennées dans le temps de flammes de diffusion turbulentes du jet* $((C_2H_4)_{air}$ *,* d_j *= 2.18 mm).*

I.5.3. Détonation

I.5.3.1. Définition

Une détonation est une onde de choc maintenue par l'énergie dégagée lors de la combustion. Ce processus est déclenché par la compression causée par l'onde de choc et les températures élevées qui en résultent. Ainsi, une détonation implique l'interaction entre un processus hydrodynamique, l'onde de choc, et un processus thermochimique, la combustion [**10**].

I.5.3.2. Caractéristiques principales

Une détonation peut commencer en allumant un mélange inflammable à l'extrémité fermée d'un long tube, l'autre extrémité étant ouverte. Dans ce cas, la flamme, une fois déclenchée à l'extrémité fermée, s'accélère en se propageant à travers le mélange en raison de l'expansion des gaz brûlés confinés entre la flamme et l'extrémité fermée. Cette accélération entraîne la

formation d'une onde de choc précédant la zone de combustion et une propagation à des vitesses supersoniques, selon le modèle de **la Figure I.9** [**10**].

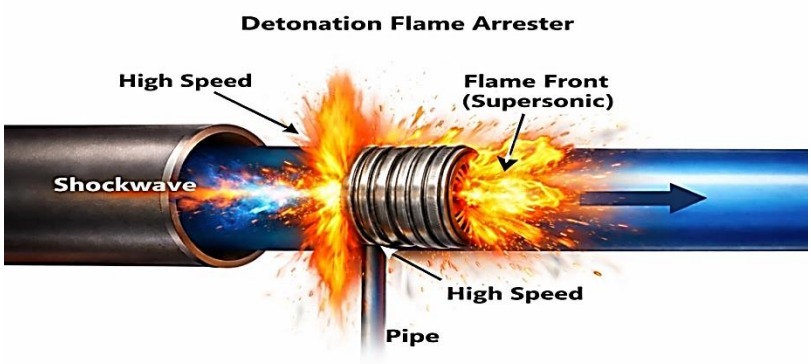


Figure I. 9 : *Modèle de combustion par détonation dans un tube de combustion avec barrière anti-flammes.*

I.6. Équation de combustion

L'équation de combustion, en science de la combustion, est la représentation stœchiométrique de la réaction chimique entre un carburant et un oxydant, généralement des composés hydrocarbonés et l'oxygène. La formulation de cette équation est cruciale pour comprendre l'équilibre de masse et l'enthalpie dans les systèmes de combustion. Elle permet de déterminer la quantité d'air nécessaire pour une combustion complète et d'estimer les produits obtenus, comme le dioxyde de carbone et la vapeur d'eau. L'équation de combustion est basée sur le principe de conservation des atomes : les atomes de carbone, d'hydrogène et d'oxygène doivent être équilibrés de chaque côté de l'équation. L'équation est fondamentale pour les calculs thermiques, la détermination de la chaleur de réaction et l'évaluation des performances de la flamme dans les systèmes [**11**].

Pour un hydrocarbure générique de formule C_xH_y, l'équation générale de combustion s'écrit :

$$\mathbf{C_xH_y + Air(O_2, N_2) \xrightarrow{\Delta H < 0} Gaz\ brulés\ (CO_2, H_2O, N_2)} \qquad \textbf{Équation (1)}$$

$$\mathbf{C_xH_y + a(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow x\,CO_2 + \frac{y}{2}H_2O + 3.76aN_2} \qquad \textbf{Équation (2)}$$

Où : $\boldsymbol{a = x + \frac{y}{4}}$

Exemple : le méthane CH_4

$$CH_4 \begin{cases} x = 1 \\ y = 4 \end{cases} \Rightarrow CH_4 + a(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow x\,CO_2 + \frac{y}{2}H_2O + 3.76aN_2$$

$$Où : \quad a = x + \frac{y}{4} = 1 + \frac{4}{4} = 2, aussi: CH_4 + 2(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7.52N_2$$

I.6.1. La combustion complète

La combustion complète représente l'état dans lequel la quantité stœchiométrique d'oxygène est suffisante pour assurer l'oxydation complète de tous les atomes du combustible, pour que le carbone se transforme intégralement en dioxyde de carbone et que l'hydrogène se convertisse entièrement en vapeur d'eau. Dans ces conditions, aucun produit de combustion incomplète, tel que le monoxyde de carbone ou l'hydrogène non brûlé, ne se forme, car les concentrations de ces composants deviennent nulles en raison de l'abondance d'oxygène et de sa capacité à mener à bien les réactions d'oxydation. [**10**].

Exemple : le propane C_3H_8

$$C_3H_8 \begin{cases} x = 3 \\ y = 8 \end{cases} \text{où: } a = x + \frac{y}{4} = 3 + \frac{8}{4} = 5$$

$$C_3H_8 + 5(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O + 18.8N_2$$

I.6.2. La combustion incomplète

La combustion incomplète se manifeste lorsque l'oxygène disponible est insuffisant par rapport à la quantité stœchiométrique nécessaire, empêchant ainsi l'oxydation totale des composants du carburant [**10**]. Ce qui conduit à la formation de CO et de H_2, en plus de CO_2 et de H_2O. Et cela s'exprime selon l'équation générale des produits d'une combustion incomplète :

$$\mathbf{C_xH_y + a(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow bCO_2 + cCO + dH_2O + eH_2 + 3.76aN_2} \qquad \textbf{Équation (3)}$$

La constante d'oxygène est liée à l'équivalent de traitement par la relation suivante :

$$a = \frac{x + \frac{y}{4}}{\Phi}$$

Où un $\Phi > 1$ entraîne une combustion riche en carburant provoquant l'apparition de CO et de H_2 comme produits de combustion incomplète [**10**].

Exemple : le propane C_3H_8

$$C_3H_8 + a(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow bCO_2 + cCO + dH_2O + eH_2 + 3.76aN_2$$

Pour un mélange riche : $\Phi > 1 \longrightarrow \Phi = 1.5$

$$C_3H_8 \begin{cases} x = 3 \\ y = 8 \end{cases} \Longrightarrow a = 5$$

La quantité réelle d'oxygène disponible pour un mélange riche est alors :

$$a = \frac{x + \frac{y}{4}}{\Phi} = \frac{5}{1.5} = 3.33$$

$$C_3H_8 + 3.33(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 2CO_2 + CO + 3H_2O + H_2 + 12.5N_2$$

I.7. Les produits de la combustion et les polluants

Les polluants de la combustion résultent de l'interaction entre la chimie du combustible et la structure de la flamme : leurs quantités dépendent de la température, du mélange carburant-air et du temps de séjour dans la zone réactive. En combustion complète, le carbone devient surtout CO_2 et l'hydrogène forme de la vapeur d'eau. Si le mélange est pauvre, l'oxydation incomplète produit du monoxyde de carbone et des hydrocarbures non brûlés. La formation des oxydes d'azote est favorisée par les hautes températures de la flamme, qui accélèrent les réactions entre l'azote atmosphérique et les espèces actives menant aux NO_X [**11**].

I.7.1. L'oxydation du CO

Lors de la combustion des hydrocarbures, le monoxyde de carbone CO apparaît comme un intermédiaire majeur avant de se transformer en dioxyde de carbone CO_2. Il est produit en quantités significatives après la consommation du combustible et la création de radicaux hydrocarbonés intermédiaires. Par la suite, il est oxydé dans les étapes finales de la combustion, générant ainsi une grande quantité de chaleur. Dans la plupart des systèmes de combustion, cette oxydation s'effectue principalement par la voie humide, dominée par l'interaction avec le radical OH selon la réaction suivante :

$$\mathbf{CO + OH \rightarrow CO_2 + H} \qquad \textbf{Équation (4)}$$

Le radical OH joue un rôle crucial dans la vitesse d'oxydation du CO. Lorsque sa concentration diminue à des températures inférieures à environ 1100 K, le processus de conversion ralentit considérablement. D'autres mécanismes, connus sous le nom de voies sèches, peuvent aussi avoir un impact, comme :

$$\mathbf{CO + O_2 \rightarrow CO_2 + O} \qquad \textbf{Équation (5)}$$

Et :

$$\mathbf{CO + O + M \rightarrow CO_2 + M} \qquad \textbf{Équation (6)}$$

Cependant, ces réactions nécessitent aussi des températures élevées pour obtenir des résultats significatifs. Ainsi, les mélanges riches peuvent laisser persister du CO non oxydé en raison d'un manque d'oxygène et de températures plus basses, tandis que les mélanges très pauvres peuvent également conserver du CO non oxydé en raison d'une réactivité réduite à basse température [**11**].

I.7.2. Mécanismes de formation de NO

Les oxydes d'azote, regroupant le monoxyde d'azote (NO) et le dioxyde d'azote (NO_2), se forment principalement durant la combustion. Le NO émerge lors de ces processus et peut en

partie se transformer en NO_2 dans les zones plus froides d'une chambre de combustion. Il existe quatre principales méthodes de formation de NO dans les processus combustibles : le NO thermique, également connu sous le nom de mécanisme de Zeldovich, le NO « rapide » selon Fenimore, la formation via le N_2O, et l'azote lié au combustible (FBN) [**11**].

I.7.2.1. Le NO thermique

La création de NO se produit principalement par un processus thermique, qui devient significatif à des températures élevées à l'intérieur de la flamme. Ce processus repose sur une série de réactions de Zeldovich, où les molécules de N_2 se dissocient à haute température et réagissent ensuite avec l'oxygène :

$$\mathbf{N_2 + O \rightarrow NO + N} \qquad \textbf{Équation (7)}$$

$$\mathbf{N + O_2 \rightarrow NO + O} \qquad \textbf{Équation (8)}$$

$$\mathbf{N + OH \rightarrow NO + H} \qquad \textbf{Équation (9)}$$

L'augmentation de la température entraîne une hausse significative de cette voie, car les réactions ont besoin d'énergie suffisante pour briser la liaison forte N ≡ N. Par conséquent, la production de NO par la chaleur est maximale à des températures de flamme élevées et lorsque les gaz chauds restent longtemps [**11**].

I.7.2.2. Le prompt NO

Ce parcours se forme dans la région du front de flamme, où la température n'est pas suffisamment élevée pour initier la voie thermique de Zeldovich. Le prompt NO repose sur la présence de radicaux CH issus de la dissociation des hydrocarbures, qui réagissent directement avec les molécules de N_2 :

$$\mathbf{CH + N_2 \rightarrow HCN + N} \qquad \textbf{Équation (10)}$$

$$\mathbf{HCN + N \rightarrow \cdots \rightarrow NO} \qquad \textbf{Équation (11)}$$

Ce mode fonctionne sans nécessiter de hautes températures, reposant plutôt sur les radicaux carbonés situés devant la flamme ; il est donc principalement observé dans les flammes avec un excès de carburant [**11**].

I.7.2.3. N_2O Route

Ce processus prend de l'importance sous haute pression et dans des systèmes où le mélange n'est pas idéal. Il débute par une réaction impliquant trois corps qui conduit à la formation de N_2O : [**11**].

$$\mathbf{N_2 + O + M \rightarrow N_2O + M} \qquad \textbf{Équation (12)}$$

Puis, le N_2O se transforme en NO par la réaction :

$$\mathbf{N_2O + O \rightarrow NO + NO} \qquad \textbf{Équation (13)}$$

I.7.2.4. Azote lié au combustible (FBN)

Les oxydes d'azote (NO_x) peuvent être générés directement à partir de combustibles comme le charbon, qui contiennent des composés azotés tels que l'ammoniac (NH_3) ou la pyridine (C_5NH_5). Lors de la combustion du charbon, ces composés se volatilisent durant la gazéification et réagissent pour créer des NO_x en phase gazeuse. Ce mécanisme de formation peut représenter plus de 50 % des NOx totaux produits lors de la combustion du charbon. Le phénomène FBN est également significatif lors de la combustion de combustibles d'origine biologique, car ceux-ci contiennent généralement davantage d'azote comparé aux combustibles pétroliers [**11**].

I.7.3. Oxydes de soufre

Les oxydes de soufre se forment lors des processus de combustion lorsque le combustible contient du soufre libre ou des composés sulfurés. Plusieurs types d'oxydes peuvent se former, tels que SO, SO_2 et SO_3 ; cependant, le trioxyde de soufre (SO_3) est le plus réactif en raison de sa forte tendance à s'associer avec l'eau à basse température pour former l'acide sulfurique (H_2SO_4), selon la réaction :

$$\mathbf{SO_3 + H_2O \rightarrow H_2SO_4} \qquad \textbf{Équation (14)}$$

En conditions normales de combustion, le dioxyde de soufre SO_2 est le produit principal de l'oxydation du soufre, tandis que des concentrations de SO_3 plus élevées que celles prévues par l'équilibre thermodynamique peuvent être observées en raison des réactions accélérées dans la zone de combustion. Le SO_2 est souvent produit par l'oxydation du SO, comme dans la réaction suivante :

$$\mathbf{SO + O \rightarrow SO_2} \qquad \textbf{Équation (15)}$$

Cela peut également se former directement par oxydation du SO_2 via une réaction très sensible aux conditions de la flamme :

$$\mathbf{SO_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow SO_3} \qquad \textbf{Équation (16)}$$

L'importance du SO_3 augmente parce qu'il est responsable de la formation de H_2SO_4, qui est liée aux phénomènes de corrosion dans les systèmes de combustion industriels, en plus de son rôle dans la formation d'aérosols sulfurés nuisibles pour l'environnement. Dans les mélanges

riches en combustible, d'autres produits soufrés peuvent apparaître, comme H_2S, CS_2 ou le soufre libre (S_2) ; toutefois, le SO_2 reste généralement le composant dominant [**11**].

I.7.4. Formation de suie

La suie se forme dans les flammes, les incendies, et les foyers de combustion à travers une série de processus chimiques complexes, entraînant une réduction de l'énergie thermique disponible. Son accumulation nuit aux propriétés thermiques et mécaniques des surfaces de combustion et des moteurs. Composée d'agrégats de particules à l'échelle nanométrique, la suie résulte des interactions entre les molécules hydrocarbonées dans les zones riches en combustible. Elle se développe principalement par la pyrolyse des molécules de carburant et la formation d'hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP). L'acétylène (C_2H_2) joue un rôle crucial dans la construction de ces structures moléculaires. La formation de la suie comprend trois étapes : la nucléation, où les particules primaires se forment ; l'agglomération, où des structures plus grandes se développent ; et l'oxydation, qui peut diminuer la quantité de suie en présence d'oxygène suffisant. Dans les systèmes de combustion comme les moteurs diesel, ces particules fines ont des impacts environnementaux et sanitaires graves, car elles peuvent pénétrer dans le système respiratoire [**11**].

I.8. Etat de l'art

J.A. Wünning et J.G. Wünning ont étudié le concept d'oxydation sans flamme, distinct de la combustion conventionnelle à flamme stable. Leur objectif était d'éviter les pics de température responsables de la formation des NO_X thermiques, même avec un air fortement préchauffé. L'étude présente les principes fondamentaux de ce mode de combustion, appuyés par des analyses théoriques et des données expérimentales. Les auteurs ont également évoqué certaines techniques de réduction des émissions de NO_X et examiné des applications industrielles. Les résultats montrent que cette technologie permet une forte diminution des NO_X tout en assurant une homogénéité thermique élevée. Son application dans les fours continus a démontré sa fiabilité industrielle et l'amélioration de la qualité des produits [**12**].

Cláudia Gonçalves de Azevedo, **José Carlos de Andrade et Fernando de Souza Costa** ont réalisé une étude expérimentale sur un système de combustion sans flamme utilisant l'éthanol aqueux comme biocarburant. L'objectif était d'évaluer ses performances dans un contexte de transition vers des technologies plus propres et durables. Les chercheurs ont employé un injecteur à brouillard pour pulvériser de l'éthanol à 96 % en volume, assurant une

atomisation fine et stable. L'analyse a porté sur la distribution thermique dans la chambre et la composition des gaz d'échappement sous différentes conditions. Les résultats ont montré une température quasi homogène et une forte réduction des NO_X et des hydrocarbures imbrûlés par rapport à la combustion conventionnelle. Ce système a également démontré un bon rendement thermique et des coûts d'exploitation réduits [**13**].

André A.V. Perpignan, Arvind Gangoli Rao et Dirk J.E.M. Roekaerts ont analysé les avancées de la combustion sans flamme comme alternative pour réduire les émissions des turbines à gaz. Cette technologie se distingue par une distribution étendue des zones de réaction, limitant les gradients thermiques et les instabilités acoustiques, ce qui réduit les NO_X. L'étude met en évidence les défis freinant son application industrielle, notamment la conception des chambres et la maîtrise des conditions opératoires. Les auteurs ont examiné les modèles numériques existants et leurs limites dans la prédiction des produits intermédiaires et des émissions. Ils soulignent également l'insuffisance des bases de données expérimentales face aux conditions réelles. Enfin, l'étude identifie des approches de modélisation prometteuses et propose des orientations de conception pour les turbines fonctionnant en mode sans flamme [**14**].

M. Ayoub, C. Rottier, S. Carpentier, C. Villermaux, A. M. Boukhalfa et D. Honoré ont étudié expérimentalement la combustion MILD appliquée à des mélanges méthane/hydrogène dans un four de laboratoire, avec et sans préchauffage de l'air. Les résultats montrent que ce régime peut être maintenu sur toute la gamme de mélanges, du méthane pur à l'hydrogène pur. La zone de réaction se situe principalement dans la couche de mélange, loin du brûleur, assurant une réaction atténuée et de faibles émissions de NO_X. L'augmentation de la fraction d'hydrogène réduit davantage les NO_X et diminue les émissions de CO_2. Sans préchauffage, une légère augmentation de l'excès d'air est nécessaire pour limiter le CO. Enfin, le fonctionnement à l'hydrogène pur permet d'atteindre des conditions proches d'un four « sans émissions », avec des NO_X très faibles et sans composés carbonés [**15**].

Kareem I. Khidr, Yehia A. Eldrainy et Mohamed M. EL-Kassaby ont étudié la conception d'un système de combustion sans flamme adapté aux turbines à gaz. Leur analyse, fondée sur des travaux expérimentaux antérieurs, visait à identifier les facteurs influençant les émissions polluantes. Les résultats montrent que ce mode permet d'atteindre des niveaux très faibles de NO_X et de CO, parfois inférieurs à 10 parties par million. Il assure également une

combustion stable même avec des mélanges très pauvres en combustible. Cette technologie est applicable à divers carburants, gazeux ou liquides, et à des systèmes prémélangés ou non prémélangés. Enfin, elle offre une stabilité supérieure par rapport aux systèmes conventionnels à mélange pauvre préalable [**16**].

Marco Mancini, Patrick Schwöppe, Roman Weber et Stefano Orsino ont présenté une analyse complémentaire des essais semi-industriels réalisés par l'IFRF sur la combustion sans flamme du gaz naturel. Les essais ont été réalisés sur un brûleur caractérisé par un fort courant d'oxydant et deux faibles courants de gaz naturel. De nombreuses études antérieures ont indiqué que les modèles mathématiques basés sur le RANS ne sont pas en mesure de prédire avec précision la structure du flux faible. Les résultats ont montré que cette insuffisance est principalement due à des erreurs dans la prédiction du phénomène d'entraînement, et non aux modèles d'interactions chimiques comme on le pensait auparavant [**17**].

A. A. A. Abuelnuora, Mazlan A. Wahida, A. Saata et M. Osman ont évalué les performances d'un brûleur sans flamme alimenté au gaz naturel dans un four de laboratoire. Le système comprenait un brûleur à jets parallèles avec contrôle des débits et des dispositifs de mesure de température et d'émissions. L'étude a comparé le fonctionnement avec et sans préchauffage de l'air, chauffé près de la température d'auto-inflammation. Les résultats ont montré qu'il était possible d'obtenir une combustion sans flamme dans les deux cas et que le four de laboratoire pouvait fonctionner efficacement avec du gaz naturel. En termes d'émissions, la combustion sans flamme s'est avérée plus efficace que la combustion traditionnelle pour réduire les émissions d'oxydes d'azote [**18**].

Seyed Ehsan Hosseini, Mazlan A. Wahid et A. A. Ali Abuelnuor ont mis en évidence l'intérêt de la combustion sans flamme pour améliorer l'efficacité énergétique et réduire les polluants. Ils soulignent que ses avantages économiques et environnementaux justifient son étude dans diverses conditions opératoires. Ce mode se distingue par des transferts de chaleur et de masse plus performants que la combustion classique, notamment grâce à la recirculation des gaz brûlés (EGR). Il repose aussi sur l'utilisation d'un air fortement préchauffé et sur la dilution des réactifs avant la réaction. L'étude propose une analyse théorique approfondie des relations thermodynamiques régissant ce mécanisme [**19**].

Seyed Ehsan Hosseini, Hasan Barzegaravval, Bruce Chehroudi et Mazlan Abdul Wahid ont étudié l'intégration de la combustion sans flamme dans un système solaire hybride à turbine à gaz. Ils ont modélisé un dispositif comprenant un champ d'héliostats, un récepteur

central, une chambre sans flamme et une unité de production d'énergie. En cas d'insuffisance solaire, une combustion préliminaire assure la température d'auto-inflammation. Comparé à une turbine classique, le système hybride a été évalué par analyses énergétique et exergétique. Les résultats montrent une forte réduction des NOx (de 67 à 7 µg/kWh) et une baisse de la consommation de combustible d'environ 14,7 % pour 40 % d'apport solaire. L'augmentation de la température d'air au récepteur améliore davantage la performance environnementale, rendant le système adapté aux tours solaires à haute température [**20**].

Seyed Ehsan Hosseini, Ghobad Bagheri et Mazlan Abdul Wahid ont analysé numériquement la combustion du biogaz en mode sans flamme à l'aide d'une simulation CFD tridimensionnelle. L'étude compare ce régime à la combustion traditionnelle en examinant l'effet du préchauffage, de la température des parois et des modèles de turbulence sur les performances et les émissions. Les résultats montrent que la combustion classique avec préchauffage réduit la consommation de combustible mais augmente les NO_X. En raison de sa faible valeur calorifique, le biogaz n'est pas adapté au préchauffage initial du four sans apport d'un combustible plus énergétique. En mode sans flamme, la température dans la chambre est plus homogène et plus basse, limitant les pics thermiques. Cela diminue la génération d'entropie et les pertes d'exergie par rapport à la combustion conventionnelle [**21**].

Ehsan Fooladgar, Pál Tóth et Christophe Duwig ont étudié le comportement de la combustion sans flamme dans une chambre de turbine à gaz à partir de simulations des grandes échelles (LES) détaillées. Ils ont appliqué un outil de post-traitement automatique pour exploiter un grand volume de données issues des calculs numériques. La modélisation s'appuie sur un modèle de combustion à chimie détaillée (FRC) afin de représenter fidèlement les réactions. L'approche a permis d'identifier des structures de réaction et des mécanismes difficiles à détecter par les méthodes d'analyse classiques. Les résultats montrent que cette technique améliore l'interprétation des phénomènes complexes du régime sans flamme. Elle constitue ainsi un support efficace pour optimiser la conception des chambres de combustion modernes [**22**].

Fei Xing, Arvind Kumar, Yue Huang, Shining Chan, Can Ruan, Sai Gu et Xiaolei Fan ont présenté une revue complète sur l'évolution de la combustion sans flamme, en mettant l'accent sur ses bases scientifiques et son application aux turbines à gaz. Cette technologie vise à réduire les émissions polluantes tout en maintenant un rendement thermique élevé. Elle se

distingue par une température plus homogène, une diminution du bruit et des contraintes thermiques, ainsi qu'une flexibilité vis-à-vis des combustibles. L'étude souligne son potentiel dans la production d'énergie, notamment pour les turbines à gaz, tout en indiquant que l'utilisation de combustibles liquides nécessite encore des recherches approfondies. Les auteurs analysent également les avancées en modélisation, simulation et conception des brûleurs, tout en identifiant les défis techniques et les perspectives futures de développement [**23**].

Mohammad Kalamuddin Ansari, S. Solagar, M. Sood, K. Narayanan et Sudarshan Kumar ont étudié la durabilité de la combustion sans flamme lors de l'enrichissement du kérosène par l'hydrogène dans une chambre tourbillonnaire de 30 kW. L'analyse numérique a porté sur l'écoulement et la stabilité pour un taux d'hydrogène allant jusqu'à 20 % de l'apport thermique. Les résultats montrent une amélioration du mélange et un élargissement du domaine de fonctionnement sans flamme jusqu'à $\varphi = 0{,}3$ sans préchauffage de l'air. L'ajout d'hydrogène a favorisé une distribution plus uniforme de la réaction et une réduction des gradients thermiques. Une légère hausse des NO_X a été observée, mais dans des limites acceptables. Par ailleurs, une diminution notable du bruit (8 à 20 décibels) et une meilleure stabilité globale ont été enregistrées [**24**].

Pawel Czyzewski, Rafal Slefarski, Michal Golebiewski, Mohammad Alnajideen et Agustin Valera-Medina ont étudié expérimentalement l'effet du dioxyde de carbone, de l'hydrogène et de l'ammoniac sur le processus de combustion sans flamme du méthane dans un four semi-industriel. Un mélange de CH_4 dilué avec du CO_2/H_2 a été utilisé comme combustible principal, testé à puissance constante de 150 kW et à une vitesse de 85 m/s. Les chercheurs ont évalué les émissions, les composés toxiques et la distribution de température pour différentes compositions. Les résultats montrent que le rapport molaire et la teneur en ammoniac sont les paramètres les plus influents sur la formation des NO_X issus de l'azote du combustible. La dilution du méthane par le CO_2 augmente la concentration de CO et favorise la formation des oxydes d'azote. Toutefois, le CO_2 réduit la conversion du NH_3 en NO, surtout pour de faibles teneurs en azote ($< 1\,\%$). Les plus faibles facteurs de conversion ont été observés à des rapports d'équivalence élevés, typiques de la combustion sans flamme [**25**].

G. Lopez-Ruiz, J.M. Blanco, A. Peña, N. Romero-Anton et Z. Azkorra-Larrinaga ont utilisé la simulation numérique pour étudier la combustion sans flamme dans un four industriel de réchauffage d'acier (2,5 MW) alimenté par des mélanges H_2/gaz naturel. La simulation,

validée par des données expérimentales réelles, a été réalisée avec Open FOAM et le modèle avancé NE-EDC pour l'interaction turbulence-chimie. Trois taux d'hydrogène (23 %, 50 % et 75 %) ont été analysés avec un air préchauffé à 813 K. Les résultats montrent que le brûleur fonctionne efficacement même à forte teneur en H_2 tout en maintenant le régime sans flamme. Une distribution thermique homogène et de faibles émissions de NO (86 mg/m) ont été obtenues. L'étude confirme ainsi la possibilité d'utiliser des mélanges hydrogène/gaz naturel sans modifications majeures du brûleur, facilitant la transition industrielle [**26**].

Chapitre II :
Combustion sans flamme.

Chapitre II : Combustion sans flamme

II.1. Le contexte historique et technologique de la combustion sans flamme

Le concept de combustion sans flamme a émergé dans le cadre de la recherche de solutions industrielles visant à accroître l'efficacité énergétique et à diminuer les émissions polluantes des systèmes de combustion traditionnels. Ce concept trouve ses origines à la fin des années 1980 et au début des années 1990, lorsque les industries thermiques lourdes, notamment les fours pour l'acier et la céramique au Japon et en Europe, ont commencé à faire face à des réglementations environnementales strictes concernant les émissions d'oxydes d'azote (NO_X) et la consommation de carburant. Dans les systèmes de combustion traditionnels, la combustion se déroule dans une zone de flamme visible à très haute température, ce qui entraîne:

- La production de grandes quantités de NO_X thermiques.
- L'irrégularité du champ thermique à l'intérieur des fours.
- Des pertes significatives d'énergie.

En réponse à ces défis, le concept de combustion à air à haute température (HITAC) a été développé au Japon, basé sur:

- Le préchauffage de l'air à des températures très élevées (parfois au-delà de 1000°C).
- La réduction de la teneur en oxygène en mélangeant l'air avec des gaz de combustion.

Des observations expérimentales ont montré que ce fonctionnement entraîne la disparition de la flamme visible et transforme la combustion en une réaction répartie dans le volume. Ce concept, nommé « combustion sans flamme ». Les premières applications industrielles de ce concept ont eu lieu dans les fours de réchauffage industriels, où une réduction significative de la consommation de combustible et des émissions de NO_X a été constatée par rapport à la combustion traditionnelle.

D'un point de vue technologique, cette transformation a marqué une étape cruciale dans la conception des systèmes de combustion industriels, contribuant à améliorer l'efficacité énergétique, à prolonger la durée de vie des équipements et à réduire les déformations thermiques. Ce mode de combustion a également prouvé son efficacité dans la diminution de la formation de polluants, notamment des oxydes d'azote, grâce à la baisse des températures maximales et à la répartition de la réaction chimique sur tout le volume de la chambre. Au fil du temps, la combustion sans flamme est devenue une technologie intégrée, combinant haute performance énergétique et protection de l'environnement, servant de base au développement de systèmes de combustion à faibles émissions pour les applications industrielles [**27**].

II.2. La combustion sans flamme

Est un type de combustion qui se produit lorsque la présence d'un front de flamme stable à l'intérieur de la chambre de combustion est éliminée. Ainsi, aucune zone de réaction thermique concentrée ne se forme, comme dans une flamme traditionnelle ; les réactions chimiques se déroulent plutôt dans une grande partie du four ou de la chambre de combustion, à des températures supérieures à la température d'auto-inflammation du mélange, sans création de flamme visible [**28**]. Dans ce type de combustion :

- Les éléments réactifs (combustible et oxygène) sont d'abord dilués par les gaz d'échappement, ce qui diminue la concentration effective d'oxygène dans la zone de réaction, (**Figure II. 1)**.
- Les réactions chimiques se propagent sur une large surface au lieu d'être concentrées dans un « front de flamme mince » [**28**].

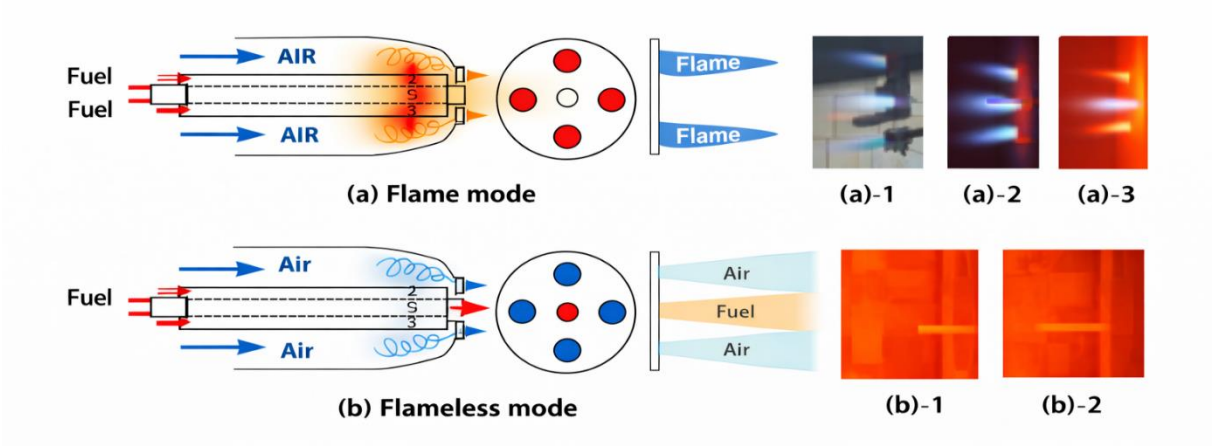


Figure II. 2 : *Schéma comparatif des modes de fonctionnement d'un brûleur : a) Combustion à flamme traditionnelle vs. b) Combustion sans flamme.*

II.3. Techniques avancées de combustion sans flamme

II.3.1. Combustion modérée ou intense à faible dilution d'oxygène (MIld Combustion)

Il s'agit d'un mode de combustion avancé dans lequel le combustible est brûlé dans un milieu pauvre en oxygène et dilué par des gaz d'échappement chauds, permettant d'atteindre la température d'auto-inflammation tout en limitant les pics de température. L'absence de front de flamme classique conduit à une combustion homogène et distribuée, avec de faibles gradients thermiques et des émissions réduites de NO_X. Ce concept a été étudié expérimentalement sur un brûleur en mode MILD avec recirculation interne des gaz, puis validé

par des simulations CFD utilisant des modèles de combustion tels que FGM et PASR, afin d'évaluer leur capacité à représenter correctement le phénomène [**29**].

II.3.2. Oxydation sans flamme (FLOX)

C'est un mode de combustion avancé sans flamme visible, basé sur le recyclage des produits de combustion et leur mélange avec le carburant et l'air frais. Cette dilution réduit la concentration des réactifs et la vitesse de réaction, ce qui empêche la formation de pics thermiques localisés. Elle permet ainsi d'améliorer l'efficacité énergétique tout en diminuant les émissions polluantes, notamment les NO_X, et est appliquée dans des systèmes comme les turbines à gaz et les fours industriels [**30**].

II.3.3. Combustion diluée

C'est un mode de combustion avancé dans lequel le combustible et l'oxydant sont fortement mélangés avec des gaz inertes ou des produits de combustion (CO_2, N_2, H_2O), ce qui réduit la concentration en oxygène. Cette dilution conduit à une combustion volumétrique homogène, sans flamme visible ni front de flamme défini, avec une répartition thermique uniforme. Elle permet de diminuer les émissions de NO_X, d'améliorer l'efficacité énergétique et est utilisée dans les fours industriels à haute température, les moteurs et les centrales électriques, grâce notamment au recyclage des gaz chauds assurant une combustion complète sans flamme centrale [**31**].

II.3.4. Combustion à haute température (HITAC)

C'est une technique avancée de combustion principalement utilisée dans les fours industriels, reposant sur l'emploi d'air fortement préchauffé avant son admission dans la chambre de combustion. Cette approche permet une meilleure répartition de la chaleur, une réduction de la taille des équipements et une diminution des émissions polluantes telles que les NO_Xet le CO_2, tout en réalisant des économies significatives de combustible et d'énergie. Elle se distingue par l'utilisation de l'air à très haute température comme levier principal d'amélioration des performances de combustion [**32**].

II.4. Mécanisme de la combustion sans flamme

II.4. 1. La dilution des réactifs par les gaz brûlés

La dilution des réactifs par les gaz brûlés joue un rôle central dans l'établissement des régimes de combustion sans flamme, notamment dans la combustion MILD. Ce mode de combustion repose sur une recirculation intense des produits de combustion chauds vers la zone

réactionnelle, ce qui entraîne une dilution importante du mélange frais par des gaz brûlés riches en espèces inertes telles que le CO_2 et la H_2O. Cette dilution provoque une réduction significative de la concentration locale en oxygène et une augmentation de la capacité calorifique du mélange, conduisant ainsi à une diminution des températures maximales atteintes lors de la réaction. Par ailleurs, la présence des gaz brûlés allonge les échelles de temps chimiques et ralentit les cinétiques de réaction, de sorte que les processus de mélange et de chimie deviennent fortement couplés. Dans ces conditions, la combustion ne se stabilise plus sous la forme d'un front de flamme classique, mais se manifeste par des zones réactionnelles distribuées et homogènes dans le volume du réacteur, caractérisées par l'absence de flamme visible et par une forte réduction des émissions polluantes, en particulier des oxydes d'azote (NO_X) [**33**].

II.4. 2. Rôle de la recirculation des gaz

La recirculation interne des gaz d'échappement réinjecte des gaz chauds dans la zone de réaction avant l'inflammation complète, réduisant la concentration d'oxygène et augmentant la température de l'air entrant ; cela abaisse la température maximale de combustion et ralentit les réactions locales, homogénéise les conditions thermodynamiques et l'équilibre chimique dans la chambre, favorise la propagation des réactions sur de larges zones plutôt que la formation d'une flamme unique (ce qui est nécessaire pour la combustion sans flamme) et contribue à diminuer significativement les émissions de NO_X, améliorant ainsi l'efficacité environnementale des systèmes de combustion modernes [**23**].

II.4. 3. Cinétique chimique à faible concentration en oxygène

Dans le régime de combustion MILD, la concentration réduite en oxygène est un facteur clé de la cinétique chimique. La dilution du mélange réactif avec les gaz brûlés entraîne une diminution notable de la fraction molaire d'oxygène disponible pour les réactions d'oxydation. Cette réduction ralentit les vitesses des réactions chimiques de base et allonge les temps caractéristiques de la cinétique, notamment les délais d'auto-inflammation. Ainsi, les réactions de combustion ne se produisent plus de manière intense et localisée, mais se déroulent sur des volumes plus étendus, sans formation d'une flamme classique. Le couplage entre les processus de mélange et la cinétique chimique devient alors prépondérant, favorisant un régime de combustion distribué propre au MILD, avec des températures modérées et une diminution des émissions polluantes [**34**].

II.5. Critères pour accéder à un système de combustion sans flamme

II.5.1. Préchauffage d'air

La température initiale du mélange carburant-air est considérée comme un facteur clé pour atteindre une combustion sans flamme. Le mélange doit dépasser la température d'auto-inflammation du carburant pour éviter la formation d'une flamme visible et assurer une combustion uniforme dans l'ensemble du volume de la chambre. Cela permet au mélange de rester thermiquement stable tout en maintenant une vitesse de réaction (**Figure II.2**).

En pratique, le préchauffage de l'air et des gaz recyclés garantit que le mélange atteint cette température critique, réduisant ainsi le temps d'allumage et favorisant une combustion homogène. L'élévation de la température contribue également à diminuer les régions locales de température élevée, réduisant ainsi les émissions d'oxydes d'azote [**23**].

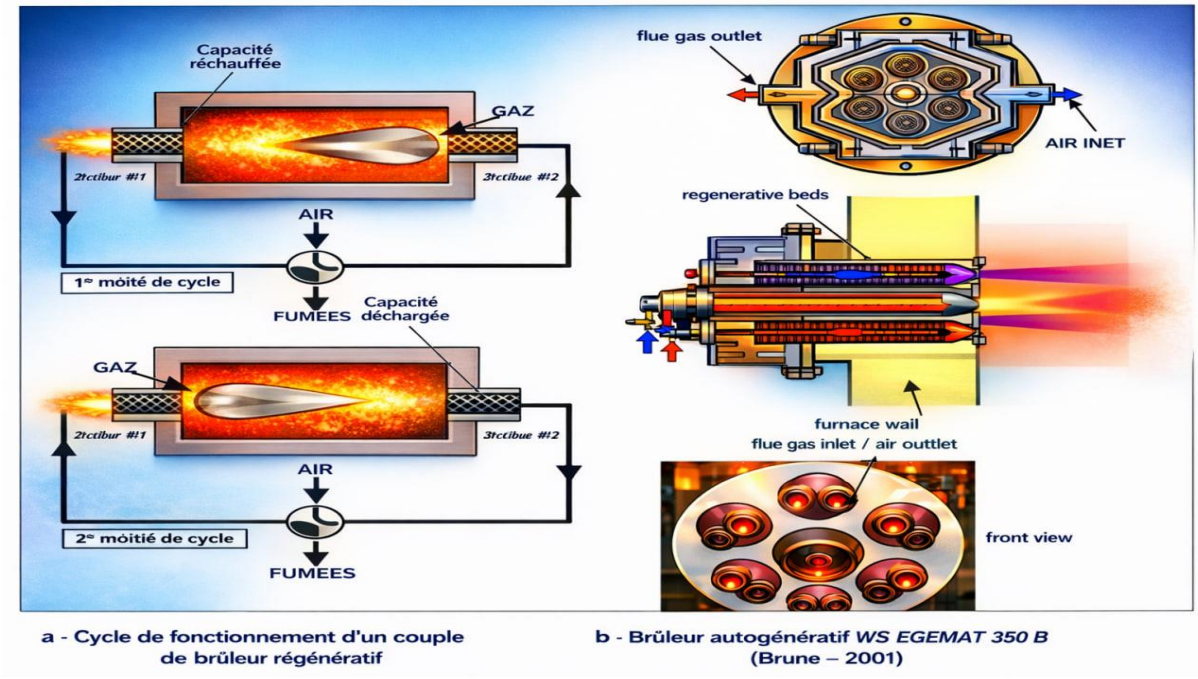


***Figure II. 3** : Cycle de fonctionnement d'un système de préchauffage d'air régénératif.*

II.5.2. Ratio de recirculation des gaz de combustion

Le taux de recyclage des gaz de combustion (FGR) est le rapport entre la masse des gaz d'échappement réintroduits et la masse totale des gaz de combustion; en diluant le mélange réactif avec des gaz inertes (CO_2, vapeur d'eau), il modifie les conditions thermiques et chimiques de la chambre, absorbe une partie de la chaleur de combustion, abaisse la température de la flamme, décale les zones de réaction vers l'avant du brûleur, réduit la longueur de la flamme et homogénéise le champ thermique; ceci est schématisé en **Figure II.3.**

Expliquant la diminution de ces émissions avec l'augmentation du FGR, tandis que les concentrations en CO et en CO_2 augmentent en raison d'une combustion moins complète, ce qui impose de contrôler le FGR pour concilier réduction des émissions, stabilité et efficacité de la combustion [**35**]. On peut alors définir la combustion sans flamme à partir du taux de recirculation des fumées et de la température du four. Le taux de recirculation des fumées (**Kv**) est défini : [**12**]

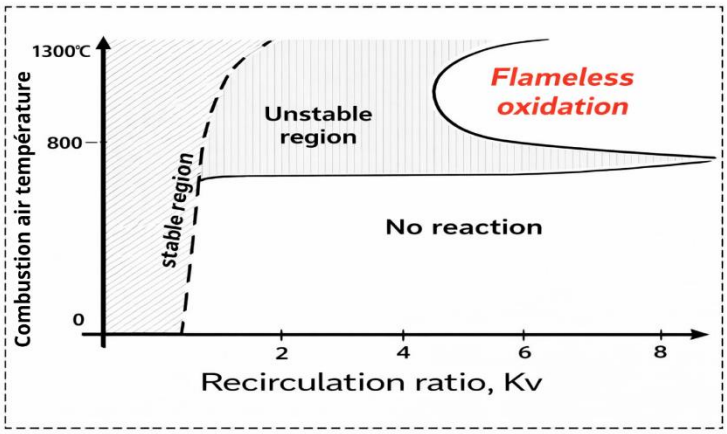


Figure II. 4 : *Diagramme de régime de flamme en fonction de la température du four et du taux de recirculation des fumées.*

$$Kv = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_A + \dot{m}_F}$$

Avec :

$\dot{m}_r$: Débit massique des produits de combustion recirculant.

$\dot{m}_A$: Débit massique de l'air injecté.

$\dot{m}_F$: Débit massique du combustible injecté.

II.5.3. Vitesse d'injection et de mélange

La vitesse d'injection du carburant et de l'air influence directement la qualité du mélange et l'intensité de la turbulence à l'intérieur de la chambre de combustion (**Figure II.4**). Les études indiquent qu'un bon mélange avec un recyclage élevé est nécessaire pour faire passer le système d'une flamme centrale à une combustion distribuée, avec de faibles différences thermiques et une réduction notable des émissions polluantes [**23**].

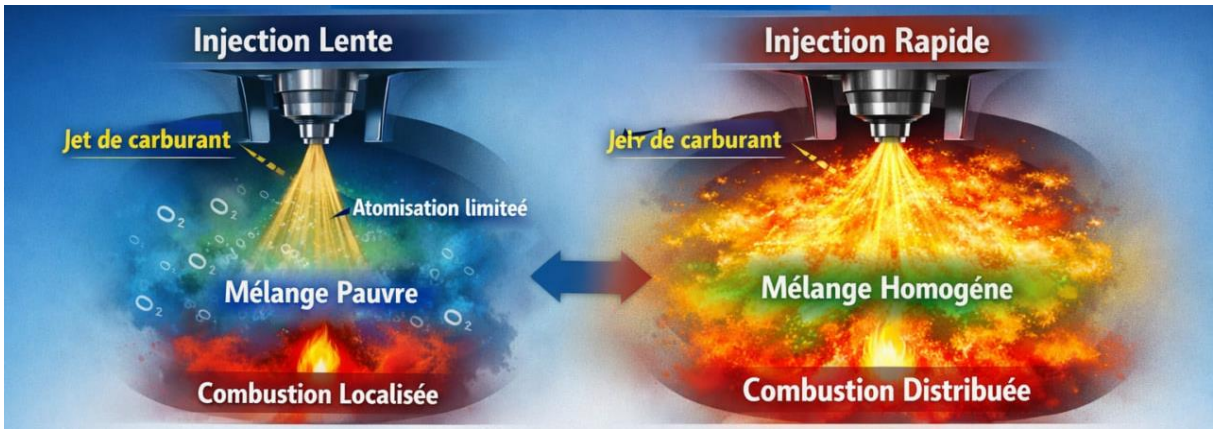


Figure II. 5 : *Effet de la vitesse d'injection sur le mélange et la combustion distribuée.*

II.6. Champ thermique et stabilité du régime sans flamme

II.6.1. Uniformité du champ de température

L'uniformité thermique dans la chambre de combustion du système MILD se traduit par une distribution de température plus homogène que dans la combustion classique, les réactions se déroulant dans toute la chambre plutôt que dans une flamme localisée; des améliorations du brûleur (notamment l'angle d'entrée de l'air et du combustible) favorisent le mélange et la recirculation des gaz chauds, ce qui augmente la température moyenne et diminue la température maximale, réduisant ainsi les gradients thermiques internes — ce qui améliore l'efficacité de la combustion, diminue les contraintes thermiques sur les parois et les matériaux et limite la formation de polluants liés aux zones à haute température **Figure II. 6** [**36**].

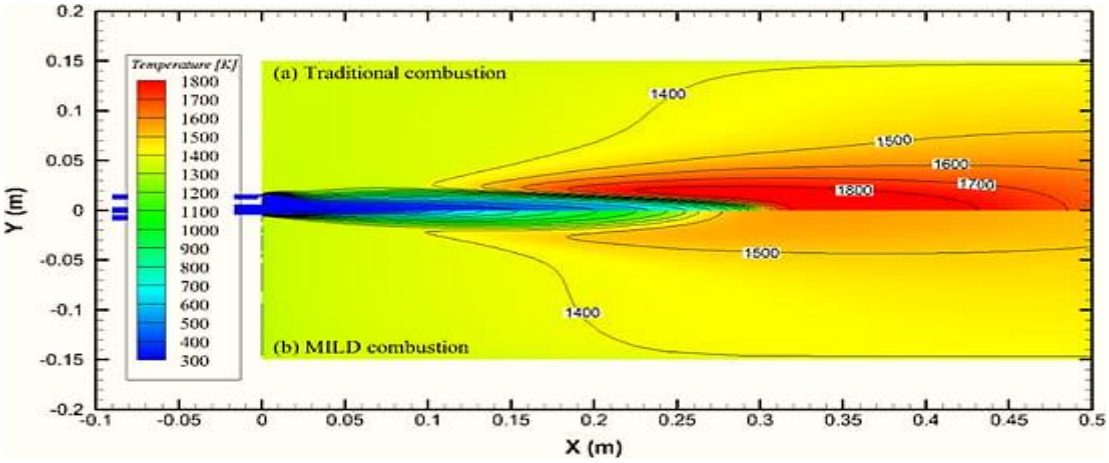


Figure II. 7 : *Distribution thermique dans la chambre de combustion : contraste entre régime conventionnel et MILD.*

II.6.2. Absence de points chauds

Dans une étude analytique des chambres de combustion en spirale, la configuration avec des angles d'orientation plus importants des ailettes a montré une distribution de température de sortie relativement uniforme, sans zone chaude nette, grâce à un mélange et un refroidissement efficaces dans les zones de recirculation primaire et de refroidissement; (**réf. Figure II.6**) en revanche, la conception avec des angles plus faibles et un étranglement à la sortie a produit une colonne de gaz chaud s'étendant le long de l'axe, provoquant des zones chaudes plus marquées et mobiles près de la moitié interne et autour du périmètre de la sortie, mettant en évidence l'impact du design et des schémas de recirculation sur la répartition thermique et la charge locale, informations essentielles pour optimiser les performances et la durabilité des composants [**37**].

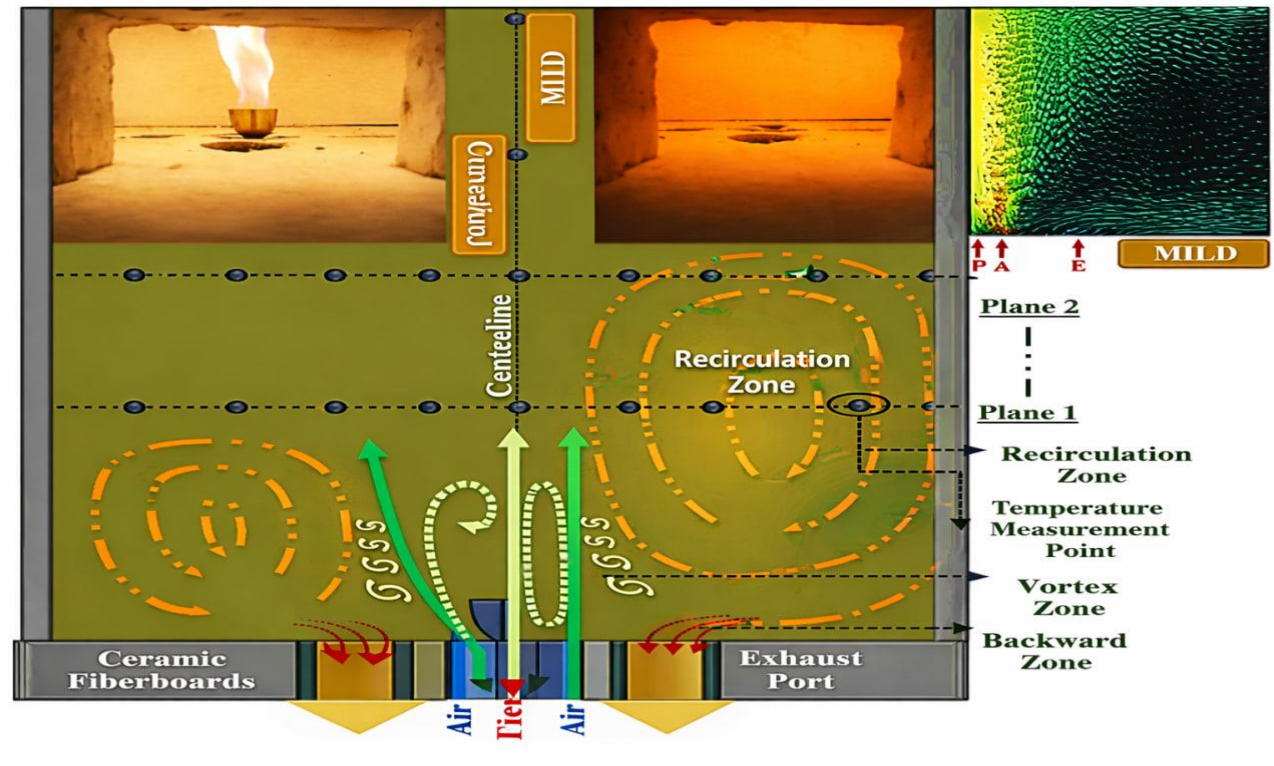


Figure II. 8 : *Schéma de distribution des températures et zones de recirculation dans une chambre de combustion spiralée sans points chauds.*

II.6.3. Stabilité de la combustion

Le système de combustion sans flamme présente une stabilité supérieure à celle des combustions traditionnelles ; toutefois, cette stabilité dépend fortement des conditions opératoires, notamment du rapport air–carburant et de la composition du mélange gazeux. Une étude expérimentale menée sur un four fonctionnant en régime sans flamme, alimenté par des mélanges de gaz naturel et d'hydrogène à une pression d'environ 0,85 bar, a permis d'évaluer la stabilité dynamique à partir des oscillations de pression dans la chambre de combustion. Selon **la figure II.7,** Les résultats montrent qu'une aération excessive rapproche le système des limites d'instabilité, en raison d'un amortissement trop important des réactions chimiques et d'une baisse de la température moyenne. Le rapport air–carburant maximal pouvant encore être supporté avant l'effondrement du régime est estimé à $n \approx 1{,}66$ pour les différentes fractions d'hydrogène étudiées.

Par ailleurs, l'ajout d'hydrogène, jusqu'à 45% en volume, améliore significativement la stabilité dynamique du système en réduisant le niveau d'instabilité d'environ 7,4%. Cette amélioration est attribuée à l'augmentation de la vitesse de combustion et à de meilleures caractéristiques d'allumage, permettant un fonctionnement stable même avec des mélanges appauvris. Ces résultats confirment que la composition du carburant joue un rôle déterminant

dans l'élargissement du domaine de stabilité opérationnelle de la combustion sans flamme et dans la réduction des risques de transition vers des régimes instables [**38**].

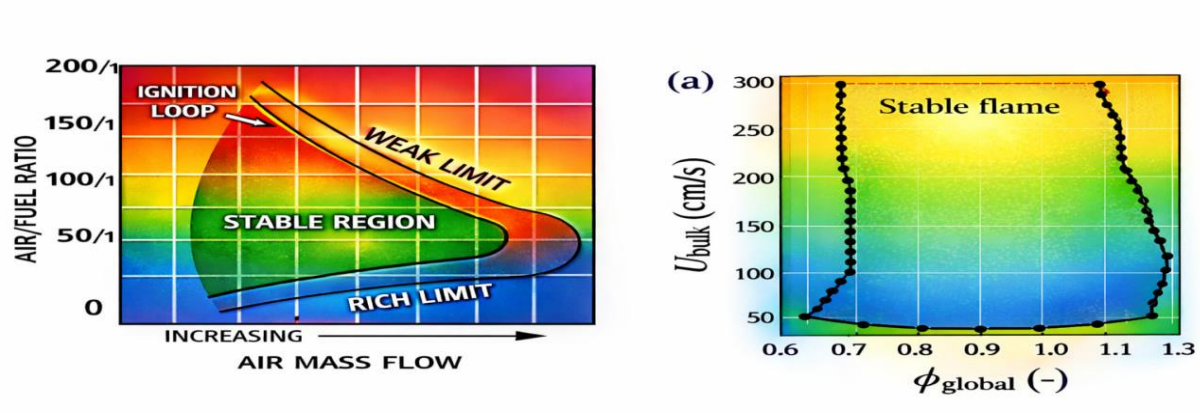


Figure II. 9 : *Domaine de stabilité de la combustion en fonction du rapport air/carburant et des paramètres d'écoulement.*

II.7. Les applications industrielles et énergétiques de la combustion sans flamme

II.7.1. Fours industriels

II.7.1.1. Fours de réchauffage de l'acier

Les fours de réchauffage des tôles d'acier constituent l'une des applications industrielles les plus abouties de la combustion à haute température à l'aide de brûleurs régénératifs. Ce type de four repose sur le chauffage de l'air de combustion à des températures supérieures à 800℃, ce qui permet une auto-inflammation répartie à l'intérieur de la chambre et conduit à une grande homogénéité de la température du four. Cela se traduit par une amélioration du transfert de chaleur vers les pièces métalliques et une réduction des différences de température entre la surface et le centre, ainsi que par une diminution des traces de cale (skid marks). Dans la pratique, cette méthode a permis de réduire considérablement la longueur et la taille totale du four, tout en réalisant des économies d'énergie supérieures à 30% et à réduire les émissions d'oxydes d'azote à des niveaux inférieurs aux limites réglementaires, même à des températures de fonctionnement élevées dépassant 1000℃ [**27**].

II.7.1.2. Fours thermiques de la forge et du formage

Dans les fours thermiques intermittents utilisés dans les opérations de forgeage, la combustion à l'air chaud permet d'améliorer considérablement l'efficacité énergétique grâce à une récupération intensive de la chaleur perdue, ce qui n'était pas possible avec les conceptions traditionnelles. Le mécanisme de combustion diffuse permet un chauffage homogène des pièces malgré les variations périodiques des conditions de fonctionnement. Les applications

industrielles montrent que la consommation d'énergie spécifique, qui était très élevée en raison de la répétition des cycles de chauffage et de fonctionnement, a diminué de 30% à 60% après la conversion de ces fours en fours à haut rendement utilisant la combustion régénérative, tout en conservant la qualité de chauffage requise pour le traitement mécanique ultérieur [**27**].

II.7.1.3. Fours de traitement thermique en continu et intermittents

Dans les fours de traitement thermique, où les pièces métalliques sont souvent chauffées sur des supports et dans des récipients à grande capacité thermique, la combustion à l'air chaud contribue à améliorer l'efficacité énergétique en optimisant la charge thermique à l'intérieur du four. Dans un certain nombre d'applications industrielles, cette technologie a permis de passer du chauffage électrique au chauffage au gaz à l'aide de brûleurs tubulaires ou directs, ce qui a entraîné une réduction de la consommation d'énergie totale de plus de 60% dans certains cas, sans affecter la qualité de la structure microscopique des matériaux traités [**27**].

II.7.1.4. Fours de fusion d'aluminium haute performance

Dans les fours de fusion d'aluminium, l'amélioration du transfert de chaleur par charge est cruciale en raison de la température de fonctionnement plus basse par rapport aux fours en acier. La conception industrielle avancée repose sur des brûleurs à haut rendement et des jets de gaz soigneusement orientés pour assurer un contact efficace avec le métal et la charge froide. La combinaison de la combustion à haute température avec l'air, du contrôle du mouvement de la flamme et de l'agitation du bain métallique a permis d'accélérer les vitesses de fusion, de réduire la durée du processus, de diminuer la consommation de combustible et les émissions de CO_2 de plus de 30%, ainsi que de réduire la taille du four et les pertes de métal dues à l'oxydation [**27**].

II.7.2. Turbines à gaz

II.7.2.1. Brûleurs à turbine à gaz

Les brûleurs à turbine à gaz sont conçus pour garantir une combustion stable et efficace tout en limitant les pertes de pression et en assurant une répartition thermique adéquate avant que les gaz n'entrent dans les aubes de la turbine. Dans le cadre de la combustion sans flamme, le fonctionnement de ces brûleurs repose sur la promotion du recyclage des produits de combustion chauds à l'intérieur de la chambre de combustion et sur une régulation précise du schéma d'injection d'air. Ce mécanisme permet de pré-diluer le mélange de combustible et d'oxydant et d'obtenir un mélange homogène à l'échelle de la chambre de combustion, ce qui se traduit par une combustion volumique répartie au lieu d'une combustion concentrée dans une zone initiale avec un front de flamme distinct. Ce modèle se caractérise par une homogénéité

thermique élevée à l'intérieur de la chambre, ce qui le rend compatible avec les contraintes opérationnelles des turbines à gaz, telles que les densités thermiques élevées et les temps de séjour courts, tout en maintenant la stabilité de la combustion [**39**].

II.7.3. Systèmes de cogénération d'énergie thermique et électrique à partir de biogaz

La faible valeur calorifique du biogaz et sa teneur élevée en dioxyde de carbone constituent les principaux obstacles à son utilisation dans les systèmes de cogénération (CHP) établis sur la combustion traditionnelle, où la flamme est instable et où il est difficile de garantir un rendement énergétique acceptable. Dans ce contexte, la technologie de combustion sans flamme apparaît comme une solution efficace qui permet d'utiliser le biogaz sans avoir recours à des processus de purification coûteux, grâce au préchauffage de l'air et au recyclage des produits de combustion à l'intérieur de la chambre, ce qui entraîne une combustion volumique répartie, une température homogène et une réduction significative des émissions d'oxydes d'azote. Cette technologie garantit également la stabilité de la combustion même en présence de taux élevés de CO_2, tout en améliorant le rendement énergétique global du système. Des études indiquent également que l'ajout de petites quantités d'hydrogène au biogaz dans le mode de combustion sans flamme renforce la stabilité du processus et augmente l'homogénéité du champ thermique à l'intérieur de la chambre, ce qui fait de cette approche l'une des solutions énergétiques propres les plus appropriées pour l'exploitation du biogaz dans les unités décentralisées de production d'énergie [**40**].

Chapitre III : Simulation, résultats et interprétations

Chapitre III : Simulation, résultats et interprétations

III .1. Introduction

Ce chapitre présente une analyse quantitative des principaux paramètres influençant la formation des oxydes d'azote (NO_X) lors des processus de combustion. L'objectif est de démontrer, à partir de données théoriques et expérimentales, comment la combustion sans flamme permet de réduire drastiquement ces polluants par rapport à la combustion conventionnelle.

Quatre relations fondamentales sont examinées :

- L'effet de la température sur la formation du NO_X, qui illustre la sensibilité extrême du mécanisme thermique de Zeldovich aux conditions thermiques du milieu réactionnel.
- L'influence du taux de recirculation des gaz brûlés (EGR), paramètre clé de la combustion sans flamme, sur l'atténuation des émissions par effet de dilution et d'inertie thermique.
- La corrélation entre le rapport d'équivalence (Φ) et la température adiabatique de flamme, qui détermine indirectement le potentiel de formation des NO_X.
- L'influence du rapport d'équivalence (Φ) sur les émissions de NO_X, permettant de mettre en évidence l'effet de la richesse ou de la pauvreté du mélange combustible-comburant sur les mécanismes de formation des oxydes d'azote.

L'exploitation rigoureuse des données expérimentales et théoriques présentées dans ce chapitre permettra, dans un premier temps, de quantifier l'impact de chaque paramètre pris isolément, puis, dans un second temps, de comprendre leurs interactions synergiques au sein du régime de combustion sans flamme (MILD/FLOX). Une synthèse intégrée proposera enfin une évaluation des gains environnementaux offerts par cette technologie, tant en termes de réduction des NO_X que d'amélioration de l'efficacité énergétique et de diminution des émissions de CO_2.

III.2. Influence de la température sur les émissions de NO_X

Les émissions d'oxydes d'azote (NO_X) sont extrêmement sensibles aux conditions thermiques régnant au sein de la chambre de combustion. Afin d'étudier cet effet, une série de calculs numériques a été réalisée pour différentes valeurs de température.

III.2.1. Résultats obtenus

Le **Tableau III.1** présente l'évolution de la concentration en monoxyde d'azote (NO) en fonction de la température dans une gamme s'étendant de 900 K à 2000 K. Ces données illustrent la cinétique de formation du NO selon le mécanisme thermique de Zeldovich,

considéré comme la voie prédominante dans les systèmes de combustion conventionnels opérant à haute température.

T (Température K)	NO (ppm)
900	0.0136
1000	0.8149
1100	22.9518
1200	367.8099
1300	3822
1400	28270
1500	1.5938×10^5
1600	7.2082×10^5
1700	2.7197×10^6
1800	$8.8251. \times 10^6$
1900	2.5225×10^7
2000	6.4744×10^7

Tableau III. 1 : *Évolution de la concentration en monoxyde d'azote en fonction de la température.*

III.2.2. Analyse et interprétation

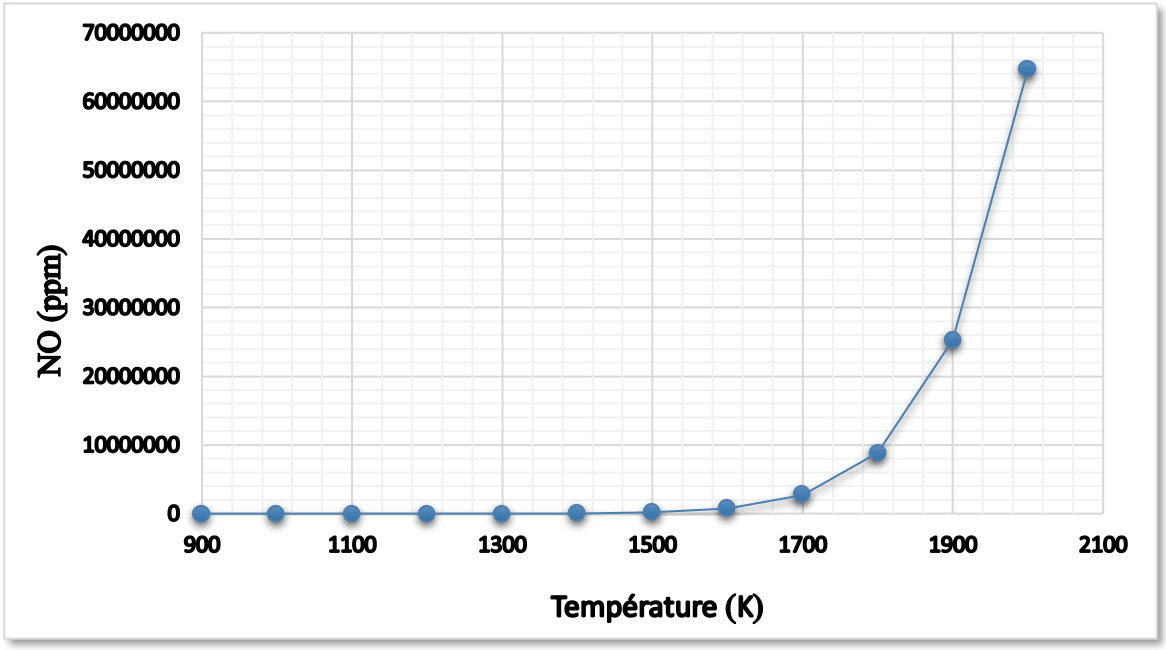


Figure III. 1 : *Effet de l'élévation thermique sur les émissions d'oxyde d'azote (NO).*

L'analyse des résultats présentés dans le **Tableau III.1** met clairement en évidence une dépendance extrêmement sensible de la formation du monoxyde d'azote vis-à-vis de la température du milieu réactionnel. L'évolution notable suit une courbe exponentielle, ce qui traduit le caractère fortement thermiquement activé des réactions de formation du NO.

L'étude détaillée des données permet de distinguer trois régimes thermiques principaux :

III.2.2.1. Régime I : Faibles températures (T < 1100 K)

Dans cette première zone, les concentrations de NO demeurent extrêmement faibles et restent inférieures à 23 ppm. À 900 K, la concentration enregistrée n'est que de 0.0136 ppm, indiquant une formation pratiquement négligeable des oxydes d'azote.

➡ Cette faible production s'explique par le fait que l'énergie thermique disponible est insuffisante pour activer efficacement les réactions élémentaires de formation du NO. À ces températures, les molécules de diazote conservent leur grande stabilité chimique, en raison notamment de la robustesse de la liaison triple.

III.2.2.2. Régime II : Températures intermédiaires (1100 K ≤ T ≤ 1300 K)

Dans cette plage thermique, une augmentation progressive de la concentration en NO est observée. Les valeurs passent d'environ 23 ppm à plus de 3800 ppm entre 1100 K et 1300 K.

➡ Cette évolution traduit le début de l'activation significative des réactions de dissociation moléculaire sous l'effet de l'augmentation de la température. Toutefois, malgré cette croissance importante, le système reste encore dans une zone où les mécanismes thermiques ne sont pas totalement dominants.

III.2.2.3. Régime III : Hautes températures (T > 1300 K)

Au-delà de 1300 K, les concentrations en NO augmentent de manière extrêmement rapide et atteignent des niveaux très élevés. À 1400 K, la concentration dépasse déjà 28 000 ppm, puis atteint plusieurs millions de ppm lorsque la température approche 1800 K et 2000 K.

➡ Cette croissance brutale traduit l'activation massive du mécanisme thermique de Zeldovich. L'élévation de température favorise fortement la dissociation des molécules d'oxygène et d'azote, augmentant ainsi la concentration des radicaux réactifs responsables de la formation du NO. Dans ce domaine, la cinétique de formation devient très intense et la production de NO se trouve fortement amplifiée.

III.2.3. Interprétation physico-chimique

Cette croissance exponentielle s'explique par la nature même du mécanisme thermique de Zeldovich, dont les réactions élémentaires sont les suivantes :

$$\mathbf{N_2 + O \rightarrow NO + N}$$

$$\mathbf{N + O_2 \rightarrow NO + O}$$

$$\mathbf{N + OH \rightarrow NO + H}$$

La première réaction constitue l'étape limitante du mécanisme. Elle nécessite la rupture de la liaison triple extrêmement stable de la molécule d'azote : N ≡ N dont l'énergie de dissociation est voisine de 941 kJ/mol.

Une telle barrière énergétique explique pourquoi la formation du NO reste très faible aux températures modérées et devient extrêmement intense lorsque la température dépasse un certain seuil critique.

La cinétique de ces réactions est gouvernée par la loi d'Arrhenius :

$$\boldsymbol{k = A.e^{\left(\frac{E_a}{RT}\right)}}$$

Où :

k : constante de vitesse de la réaction.

A : facteur pré-exponentiel.

E_a : l'énergie d'activation $(j.mol^{-1})$.

R : constante universelle des gaz parfaits $(8.314\ j.K^{-1}.mol^{-1})$.

T : Température absolue (K).

Cette relation met clairement en évidence la dépendance exponentielle de la vitesse réactionnelle vis-à-vis de la température. Ainsi, une augmentation relativement modeste de la température entraîne une accélération considérable des réactions de formation du NO, ce qui explique la montée très rapide des valeurs observées dans le tableau.

III.2.4. Validation des résultats par comparaison avec la littérature

Pour évaluer la crédibilité de nos simulations numériques, nous avons confronté nos résultats concernant l'influence de la température sur la formation du NO (**Figure III.1**) avec ceux rapportés dans la littérature scientifique spécialisée $[\mathbf{41 - 42}]$.

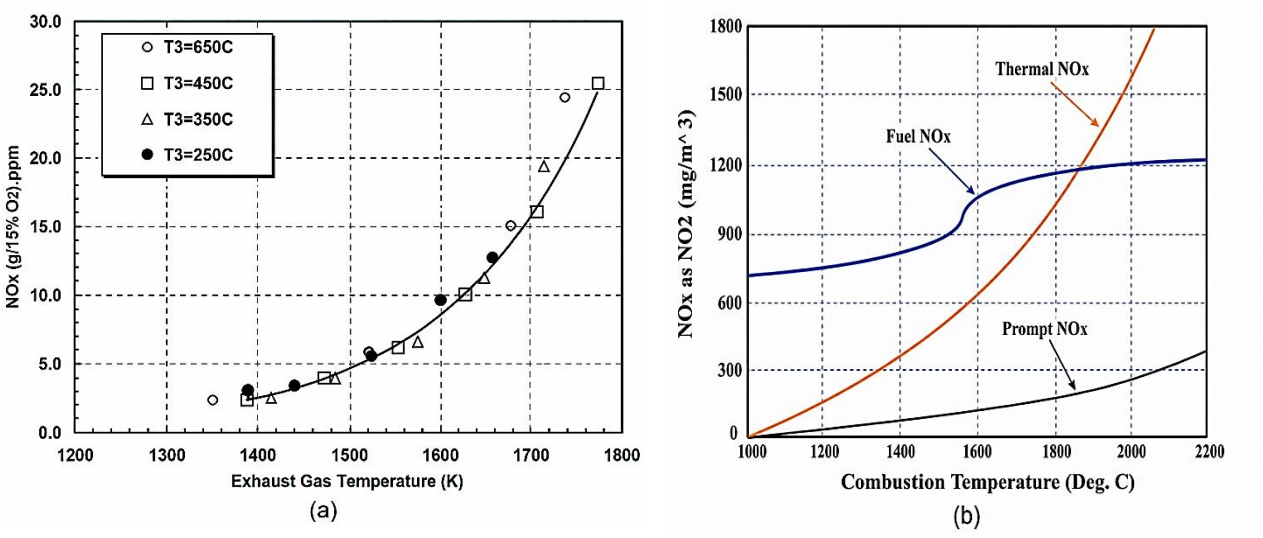


Figure III. 2 : *Variation des émissions d'oxyde d'azote en fonction de la température : confrontation avec les résultats publiés dans la littérature scientifique (a)* [41], *(b)* [42].

L'analyse comparative montre que les courbes présentent une évolution qualitative identique, marquée par une augmentation exponentielle des émissions de NO lorsque la température de combustion augmente. Cette cohérence avec les résultats publiés et ceux qu'on retrouve dans la littérature (livres et autres) (**Figure III. 3** *)*confirme la pertinence du modèle mathématique adopté et démontre son aptitude à reproduire convenablement les principaux mécanismes gouvernant la formation du NO thermique.

III.3. Effet de la recirculation des gaz brûlés (EGR) sur les émissions de NOx

Le taux de recirculation des gaz brûlés (EGR) constitue le paramètre opératoire le plus influent dans les systèmes de combustion sans flamme. En réinjectant une fraction des gaz de combustion dans la zone réactionnelle, on modifie profondément les conditions locales de la combustion. Afin d'évaluer son influence, plusieurs simulations numériques ont été réalisées pour différentes valeurs d'EGR et de température.

III.3.1. Résultats obtenus

Le **Tableau III.2** présente l'inspection systématique de l'influence du taux de recirculation des gaz brûlés (EGR) sur la concentration en monoxyde d'azote (NO). Six températures nominales ont été considérées, de 900 K à 1400 K, tandis que l'EGR varie de 0,1 à 0,9.

	T = 900	T = 1000	T = 1100	T = 1200	T = 1300	T = 1400
EGR	NO (ppm)	NO (ppm)	NO (ppm)	NO (ppm)	NO (ppm)	NO (ppm)
0.1	0.0175	1.0477	29.5094	472.8985	4914	36347
0.2	0.0156	0.9313	26.2306	420.3542	4368	32309
0.3	0.0136	0.8149	22.9518	367.8099	3822	28270
0.4	0.0117	0.6985	19.6729	315.2665	3276	24232
0.5	0.0097	0.5821	16.3941	262.7214	2730	20193
0.6	0.0078	0.4656	13.1153	210.1771	2184	16154
0.7	0.0058	0.3492	9.8365	157.6328	1638	12116
0.8	0.0039	0.2328	6.5576	105.0885	1092	8077
0.9	0.0019	0.1164	3.2788	52.54	546	4038

Tableau III. 2 : *Concentration en NO (ppm) en fonction du taux de recirculation EGR pour différentes températures.*

III.3.2. Analyse et interprétation

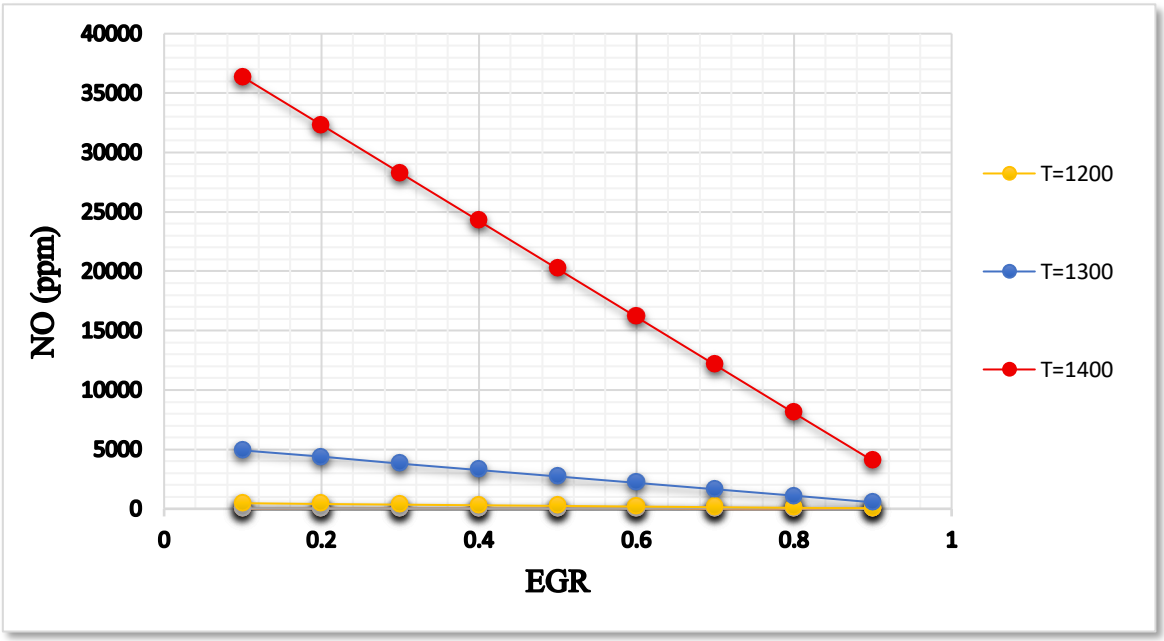


Figure III. 4 : *Influence du taux de recirculation des gaz brûlés (EGR) sur les émissions de NO pour différentes températures de combustion.*

L'analyse des résultats du **Tableau III.2** met clairement en évidence une diminution systématique de la concentration en monoxyde d'azote lorsque le taux de recirculation des gaz brûlés augmente.

Cette tendance est observée pour l'ensemble des températures étudiées, ce qui confirme le rôle fondamental de l'EGR dans le contrôle des émissions polluantes au sein des systèmes de combustion avancés.

L'évolution des résultats permet de distinguer plusieurs comportements caractéristiques.

III.3.2.1. Cas des basses températures ($\mathbf{T = 900\ K}$ et $\mathbf{T = 1000\ K}$)

Description

À faibles températures, les émissions de NO deviennent extrêmement faibles. À 900 K, la concentration de NO est de seulement 0,0175 ppm pour EGR = 0.1 et diminue jusqu'à 0,0019 ppm pour EGR = 0.9. À 1000 K, les valeurs restent également très limitées, variant de 1,0477 ppm à 0,1164 ppm lorsque le taux d'EGR augmente.

Explication

Ces températures sont largement inférieures au seuil d'activation important du mécanisme thermique de Zeldovich. L'énergie thermique disponible dans le système est insuffisante pour initier efficacement les réactions entre l'azote et l'oxygène atmosphériques.

Les faibles quantités de NO observées proviennent principalement de mécanismes secondaires, notamment :

- Le NO prompt (mécanisme de Fenimore) ;
- La voie intermédiaire impliquant N_2O.

Cependant, ces mécanismes produisent des quantités très limitées de NO comparativement au NO thermique. Dans ce cas, l'effet de l'EGR reste relativement faible puisque la formation du NO est déjà fortement inhibée par la basse température de combustion.

III.3.2.2. Cas des températures intermédiaires ($\mathbf{T = 1200K}$ et $\mathbf{T = 1300K}$)

Description

À 1300 K, les émissions passent de 4 914 ppm (EGR = 0.1) à 546 ppm (EGR = 0.9), soit une réduction de 88,9 % également. À 1200 K, on observe une diminution de 473 ppm à 52,5 ppm, soit une réduction de 88,9 % (constante remarquable). Les courbes correspondantes présentent également une décroissance presque linéaire, indiquant une influence régulière et stable du taux d'EGR sur la réduction des émissions de NO.

Explication

Dans cette plage de température, le mécanisme thermique de Zeldovich commence à être partiellement actif. L'effet de la dilution par EGR est double :

- Une réduction de la température maximale atteinte dans les zones de réaction ;

- Une diminution de la concentration en oxygène dans le mélange combustible/comburant.

La baisse de température limite directement la cinétique des réactions de formation du NO, tandis que la dilution des réactifs réduit la fréquence des collisions moléculaires efficaces. De plus, l'homogénéisation du champ thermique provoquée par l'EGR diminue les pics locaux de température, qui constituent les principales zones de production des NOx.

Ainsi, même à des températures intermédiaires, l'EGR conserve une efficacité importante dans la réduction des émissions polluantes.

III.3.2.3. Cas des hautes températures ($\mathbf{T = 1400K}$)

Description

À la température de 1400 K, les émissions de NO atteignent des valeurs très élevées lorsque le taux d'EGR est faible. Pour EGR = 0.1, la concentration enregistrée est de 36347 ppm, ce qui représente la valeur maximale observée dans cette étude. Lorsque le taux de recirculation augmente progressivement, une diminution quasi linéaire des émissions est observée. Ainsi, la concentration passe à 28270 ppm pour EGR = 0.3, puis à 20193 ppm pour EGR = 0.5, avant d'atteindre seulement 4038 ppm à EGR = 0.9. La réduction globale entre les deux extrêmes est d'environ 88,9 %, ce qui met en évidence l'efficacité remarquable de l'EGR dans la limitation des émissions polluantes aux hautes températures.

Explication

À 1400 K, les réactions de formation du NO thermique deviennent extrêmement actives sous l'effet des températures élevées dans la zone de combustion. Selon le mécanisme thermique de Zeldovich, la vitesse de formation des NOx augmente de manière exponentielle avec la température. Dans ces conditions, la présence d'un faible taux d'EGR laisse la flamme atteindre des températures maximales importantes, favorisant ainsi l'oxydation de l'azote atmosphérique. L'augmentation du taux d'EGR introduit une quantité plus importante de gaz brûlés riches en espèces inertes telles que le CO_2, la vapeur d'eau (H_2O) et l'azote (N_2). Ces composés possèdent une capacité calorifique élevée, leur permettant d'absorber une partie importante de la chaleur libérée durant la combustion. Ce phénomène entraîne une diminution progressive de la température adiabatique de flamme.

Par ailleurs, la dilution du mélange réduit la concentration en oxygène disponible dans la zone réactionnelle, ce qui ralentit les réactions d'oxydation responsables de la formation du NO. La combinaison de ces effets thermiques et chimiques explique la forte diminution des émissions observée lorsque le taux d'EGR augmente.

III.3.3. Validation des résultats par comparaison avec la littérature

Afin d'évaluer la pertinence du modèle mathématique développé et implémenté sous l'environnement Matlab, les résultats obtenus concernant l'influence du taux de recirculation des gaz brûlés (EGR) sur les émissions de monoxyde d'azote (NO) (**Figure III. 3**) ont été confrontés aux données rapportées dans la littérature scientifique spécialisée [**10**] [**43 – 44**].

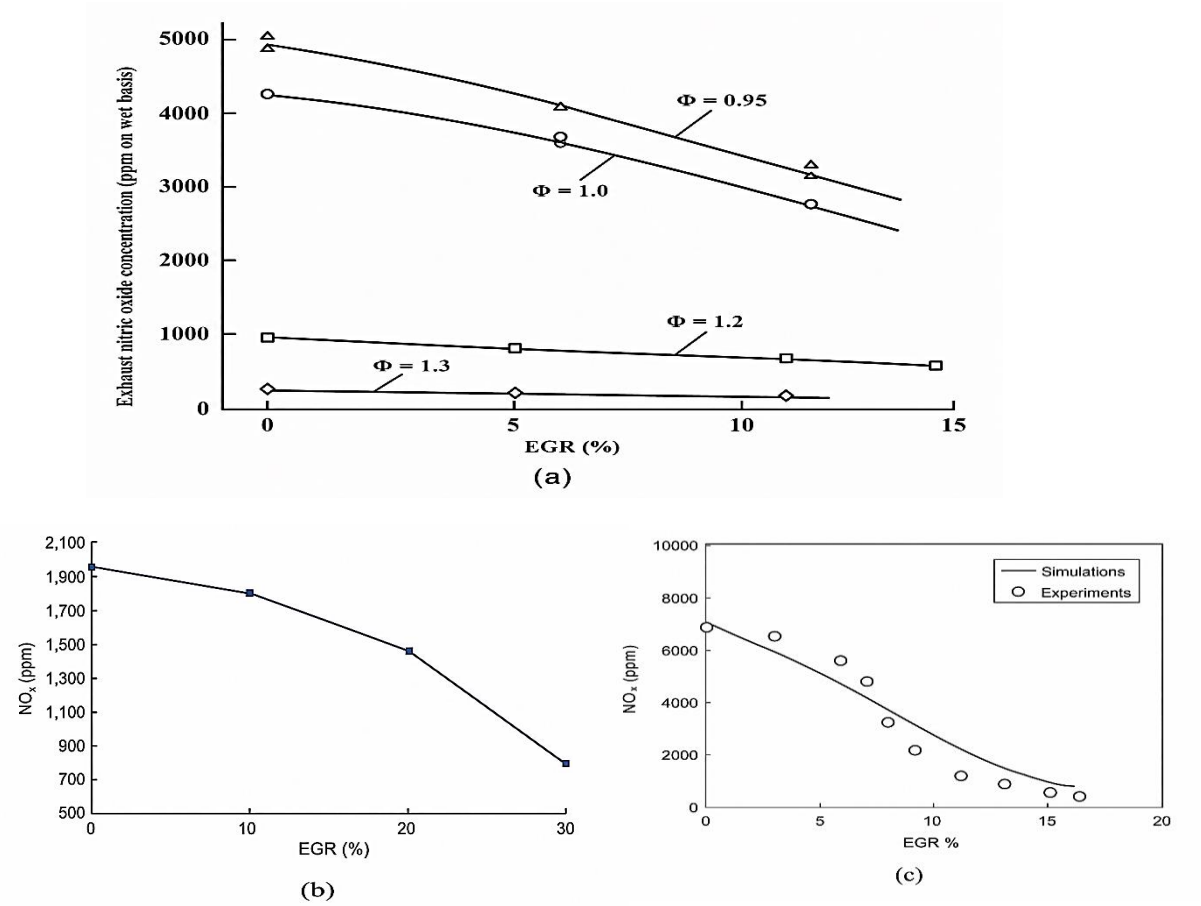


Figure III. 5 : *Influence du taux de recirculation des gaz brûlés (EGR) sur les émissions de NO – Données issues de la littérature (a)* [**10**] *, (b)* [**43**] *,(c)* [**44**].

Il ressort de cette analyse que nos courbes suivent la même allure que celles reportées dans les études antérieures (**Figure III. 6**) : une réduction systématique des émissions de NO avec l'augmentation du taux de recirculation, quel que soit le niveau de température considéré.

Cette concordance, observée sur l'ensemble de la plage paramétrique étudiée, atteste de la fiabilité et de la validité du modèle mathématique que nous avons construit puis simulé sous MATLAB.

III.4. Influence du rapport d'équivalence sur la température de combustion

Le rapport d'équivalence (Φ) est un paramètre fondamental qui caractérise la composition du mélange combustible-comburant. Il est défini comme le rapport entre la quantité réelle de combustible et la quantité stœchiométrique théorique nécessaire à une combustion complète.

Afin de quantifier cette relation fondamentale, une série de calculs a été réalisée pour des valeurs de Φ.

III.4.1. Résultats obtenus

Le **Tableau III.3** présente les variations de la température adiabatique de flamme en fonction du rapport d'équivalence Φ pour des valeurs comprises entre 0,1 et 2. Ce domaine couvre l'ensemble des régimes de combustion, depuis les mélanges très pauvres jusqu'aux mélanges riches, permettant ainsi d'étudier l'évolution thermique du système et de mettre en évidence l'existence d'une température maximale à proximité des conditions stœchiométriques.

Phi (Equivalent ratio)	T (Température K)
0.1	576.1977
0.2	831.95808
0.3	1064.635
0.4	1279.8798
0.5	1492.7811
0.6	1660.65
0.7	1857.7964
0.8	2015.33
0.9	2174.8230
0.99	2311.2013
1.1	2475
1.2	2450
1.3	2400
1.4	2375
1.5	2325
1.6	2250
1.7	2150
1.8	2075
1.9	2000

2	1925

Tableau III. 3 : *Évolution de la température adiabatique de flamme en fonction du rapport d'équivalence Φ.*

III.4.2. Analyse et interprétation

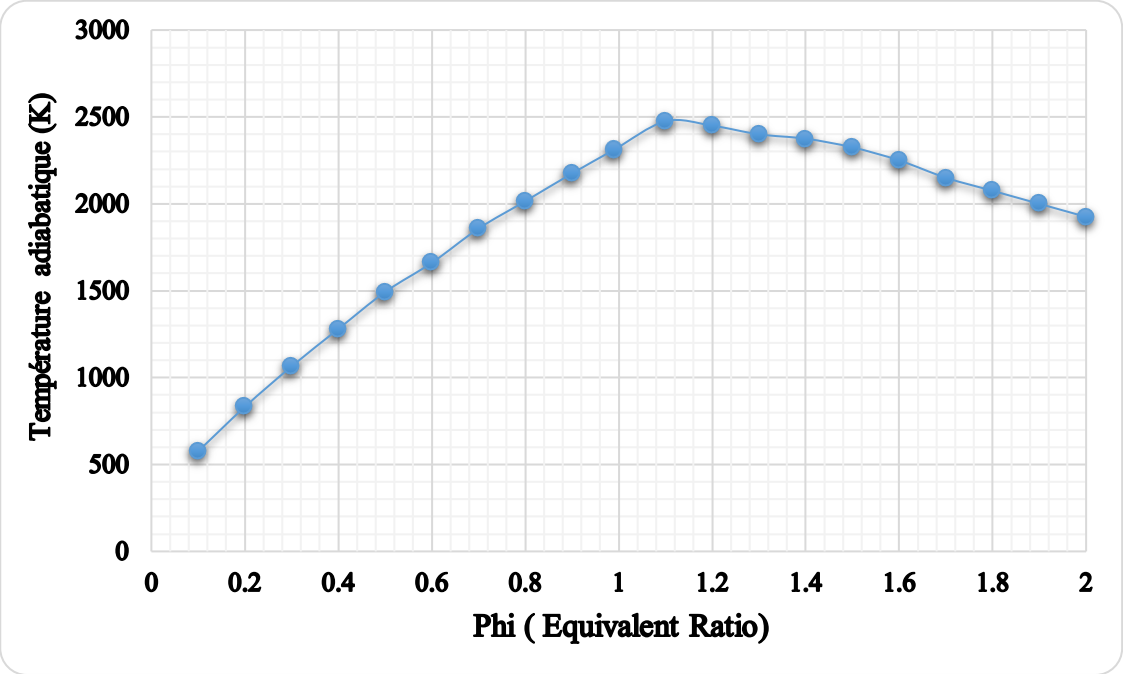


Figure III. 7 : *Variation de la température adiabatique de flamme en fonction du rapport d'équivalence (Φ).*

L'analyse des résultats du **Tableau III.3** met en évidence une évolution non linéaire de la température adiabatique de flamme en fonction du rapport d'équivalence. La température augmente progressivement avec l'enrichissement du mélange jusqu'à atteindre une valeur maximale à proximité des conditions stœchiométriques, puis diminue dans le domaine des mélanges riches. Cette évolution traduit l'influence directe de la composition du mélange sur l'intensité énergétique de la combustion et sur l'efficacité des réactions d'oxydation.

L'étude détaillée des données permet de distinguer plusieurs régimes thermiques caractéristiques.

III.4.2.1. Régime I : Mélanges extrêmement pauvres ($\Phi \leq 0.3$)

Pour des valeurs très faibles du rapport d'équivalence, les températures obtenues restent relativement basses. À $\Phi = 0.1$, la température adiabatique n'atteint que 576 K, valeur insuffisante pour assurer une combustion auto-entretenue stable.

➡ Dans cette configuration, l'excès important d'air agit comme un diluant thermique. Une grande partie de l'énergie libérée par la réaction chimique est absorbée par les gaz inertes, principalement l'azote contenu dans l'air, ce qui limite fortement l'élévation de température. La réaction de combustion devient alors faiblement réactive et peut même conduire à des problèmes d'extinction de flamme.

III.4.2.2. Régime II : Mélanges pauvres modérés $(0.3 < \Phi < 0.7)$

Dans cette plage, la température augmente progressivement avec la richesse du mélange. Entre $\Phi = 0.3$ et $\Phi = 0.6$, la température passe d'environ 1065 K à 1660 K, franchissant le seuil d'auto-inflammation typique de nombreux hydrocarbures.

➡ Cette croissance s'explique par l'augmentation de la quantité de combustible disponible pour la réaction chimique. L'énergie libérée devient plus importante tandis que l'effet de dilution thermique diminue progressivement.

La combustion devient alors plus stable et énergétiquement plus efficace.

III.4.2.3. Régime III : Proximité de la stœchiométrie $(\Phi \to 1)$

Lorsque le rapport d'équivalence se rapproche de l'unité, la température atteint des valeurs très élevées. À $\Phi = 0.99$, la température adiabatique dépasse 2300 K.

➡ Dans ces conditions, le mélange présente une proportion quasi optimale entre combustible et comburant. La quasi-totalité de l'énergie chimique est convertie en énergie thermique, tandis que les pertes liées à l'excès d'air deviennent minimales.

Cette situation correspond au régime de combustion le plus énergétiquement intense.

III.4.2.4. Régime IV : Mélanges riches $(\Phi > 1)$

Lorsque $\Phi > 1$, on entre dans le domaine des mélanges riches où l'oxygène devient insuffisant pour assurer la combustion complète du combustible. Par conséquent, une partie du méthane ne peut plus être totalement oxydée, ce qui favorise l'apparition d'espèces intermédiaires telles que le CO, le H_2 ainsi que du CH_4 résiduel. La réaction complète de combustion du méthane vers le CO_2 et la H_2O n'est alors plus totalement réalisée. $\mathbf{CH_4 \to CO_2 + H_2O}$

➡ Une fraction de l'énergie chimique demeure stockée dans ces produits de combustion incomplète, ce qui réduit l'énergie effectivement libérée sous forme de chaleur. Par conséquent, malgré l'augmentation de la quantité de combustible injectée, la température adiabatique diminue progressivement lorsque le rapport d'équivalence devient supérieur à l'unité.

III.4.3. Interprétation physico-chimique

La température adiabatique de flamme correspond à la température maximale théorique atteinte par les produits de combustion en absence d'échange thermique avec l'extérieur.

Son évolution dépend principalement de deux phénomènes antagonistes :

- La quantité d'énergie chimique libérée par le combustible ;
- L'effet de dilution thermique associé à l'excès d'air.

Dans les mélanges pauvres, l'air excédentaire absorbe une fraction importante de l'énergie dégagée sans participer directement à la réaction chimique. Cette inertie thermique réduit la température finale de combustion.

À mesure que le rapport d'équivalence augmente, la proportion relative d'air excédentaire diminue, ce qui favorise l'élévation de température.

L'évolution de la température adiabatique en fonction du rapport d'équivalence présente un comportement en cloche. Pour les mélanges pauvres ($\Phi < 1$), l'augmentation de la richesse du mélange entraîne une hausse progressive de la température adiabatique en raison d'une libération croissante d'énergie chimique et d'une diminution de l'effet de dilution de l'air excédentaire.

La température atteint une valeur maximale au voisinage de la stœchiométrie ($\Phi \approx 1$), où les conditions de combustion sont les plus favorables et où l'énergie libérée est maximale.

Au-delà ($\Phi > 1$), l'insuffisance d'oxygène favorise l'apparition de produits de combustion incomplète tels que CO, H_2 et CH_4 résiduel. Une partie de l'énergie chimique demeure alors stockée dans ces espèces intermédiaires, ce qui réduit l'énergie effectivement convertie en chaleur et entraîne une diminution progressive de la température adiabatique.

Ce comportement est également influencé par les phénomènes de dissociation chimique qui deviennent significatifs aux températures élevées et limitent l'élévation maximale de la température de combustion.

III.4.4. Validation des résultats par comparaison avec la littérature

Dans le but de vérifier la cohérence des résultats issus des simulations numériques (**Figure III. 8**), les courbes obtenues décrivant l'évolution de la température adiabatique de flamme en fonction du rapport d'équivalence ont été confrontées aux résultats disponibles dans la littérature scientifique spécialisée [**45 – 47**].

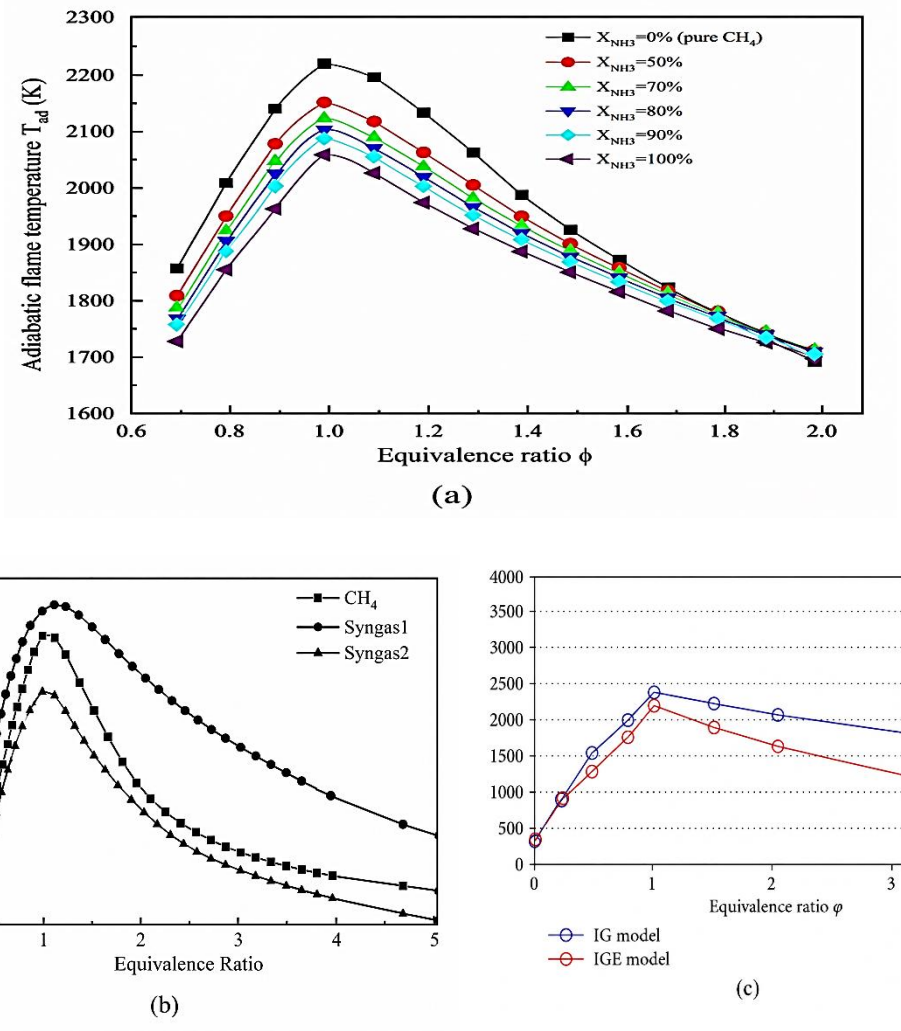


Figure III. 9 : *Comportement de la température adiabatique de combustion sous l'influence du rapport d'équivalence – Résultats de la littérature (a)* [**45**], *(b)* [**46**], *(c)* [**47**].

L'examen des données publiées (**Figure III.6**) montre que nos simulations reproduisent correctement la tendance générale observée par les auteurs : une augmentation progressive de la température adiabatique avec l'enrichissement du mélange jusqu'à un maximum situé au voisinage des conditions stœchiométriques ($\Phi \approx 1$), suivie d'une diminution dans le domaine des mélanges riches. Cette allure caractéristique en forme de cloche est parfaitement cohérente avec les descriptions classiques de la combustion.

On remarque que nos résultats sont en bonne concordance et adéquation avec les résultats de travaux de recherche déjà publiés et ceux qu'on retrouve dans la littérature (livres et autres) d'une manière générale, ce qui dénote et témoigne de la solidité et la fiabilité du modèle mathématique qu'on a construit afin de le modéliser puis simuler dans l'environnement Matlab.

III.5. Influence du rapport d'équivalence sur les émissions de NOx

Les émissions des oxydes d'azote (NO_X) dépendent fortement des conditions de combustion imposées par le rapport d'équivalence (Φ). La variation de ce paramètre influence directement les mécanismes de formation du NO en modifiant l'équilibre entre la disponibilité de l'oxygène et l'intensité des réactions d'oxydation. Les résultats présentés ci-après permettent d'analyser l'évolution des émissions de NO_X en fonction du rapport d'équivalence.

III.5.1. Résultats obtenus

Phi (Equivalent ratio)	NO (ppm)
0.1	0
0.2	5.17×10^{-4}
0.3	8.48
0.4	2.755×10^{3}
0.5	1.6×10^{5}
0.6	1.86×10^{6}
0.7	1.86×10^{7}
0.8	8.45×10^{7}
0.9	3.08×10^{8}
0.99	8.13×10^{8}
1.1	2.24×10^{9}
1.2	1.94×10^{9}
1.3	1.43×10^{9}
1.4	1.22×10^{9}
1.5	8.91×10^{8}
1.6	5.36×10^{8}
1.7	2.57×10^{8}
1.8	1.41×10^{8}
1.9	7.4×10^{7}
2	3.68×10^{7}

Tableau III. 4 : *Évolution des émissions de NOx en fonction du rapport d'équivalence Φ.*

III.5.2. Analyse et interprétation

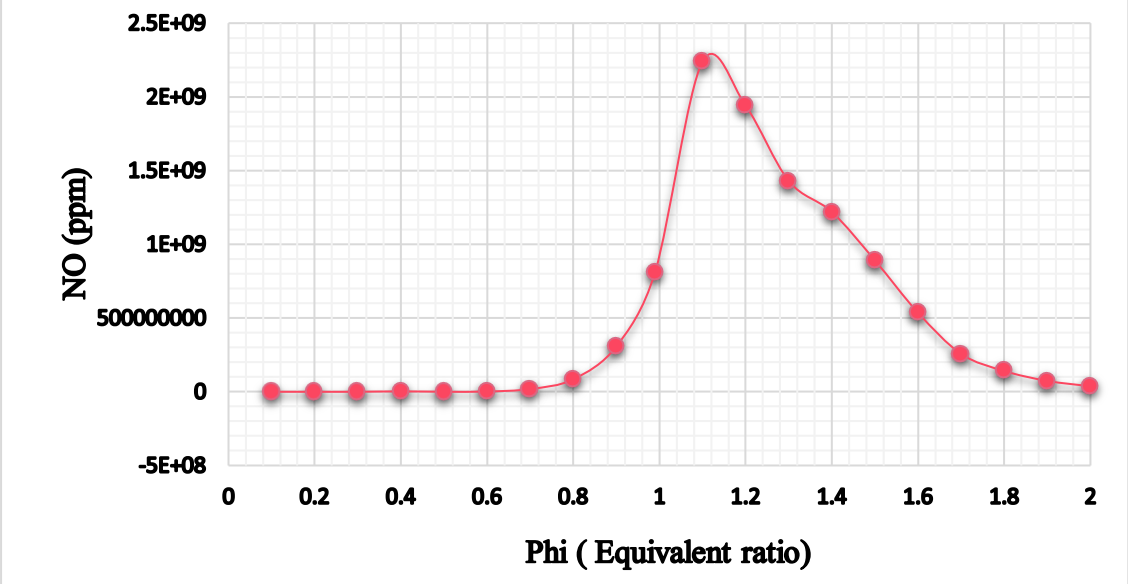


Figure III. 10 : *Effet du rapport d'équivalence sur les émissions d'oxyde d'azote (NO).*

L'analyse des résultats du **Tableau III.4** met en évidence une évolution non linéaire et spectaculaire des émissions de NO_X en fonction du rapport d'équivalence. Les concentrations de NO_X restent négligeables dans les mélanges extrêmement pauvres, puis augmentent de manière exponentielle en s'approchant des conditions stœchiométriques, atteignent un maximum dans la zone légèrement riche, avant de décroître progressivement dans le domaine des mélanges très riches. Cette évolution traduit l'influence directe de la composition du mélange sur la température de flamme et sur la disponibilité des radicaux oxygénés nécessaires à la formation du NO thermique.

Les résultats ont été analysés en distinguant quatre régimes caractéristiques correspondant aux différents domaines du rapport d'équivalence.

III.5.2.1. Régime I : Mélanges très pauvres (Φ ≤ 0,3)

Description

Pour des rapports d'équivalence très faibles, les émissions de NO sont pratiquement nulles. À Φ = 0,1, aucune formation significative de NO n'est observée, tandis qu'à Φ = 0,2, la concentration n'est que de $5{,}17 \times 10^{-4}$ ppm. Même à Φ = 0,3, les émissions restent limitées à 8,48 ppm, traduisant une très faible production des oxydes d'azote.

Explication

Dans ce régime, le mélange est fortement pauvre et contient un excès important d'air. Comme le montre le **Tableau III.3**, les températures adiabatiques de flamme correspondantes sont très faibles (T = 576 K à Φ = 0,1, T = 1065 K à Φ = 0,3). Ces températures sont largement inférieures au seuil d'activation du mécanisme thermique de Zeldovich (T < 1100 K, voir **Tableau III.1**, **Régime I**). Malgré la présence abondante d'oxygène, le faible niveau énergétique du milieu réactionnel limite drastiquement les réactions entre l'azote moléculaire et l'oxygène atomique. Seuls quelques mécanismes secondaires (NO prompt, voie N_2O) contribuent marginalement à la formation du NO.

III.5.2.2. Régime II : Mélanges pauvres (0,4 ≤ Φ ≤ 0,99)

Description

Lorsque le rapport d'équivalence augmente, la concentration en NO croît rapidement. Elle passe de $2{,}755 \times 10^3$ ppm à Φ = 0,4 à $8{,}13 \times 10^8$ ppm pour Φ = 0,99. Cette évolution traduit une augmentation continue des émissions à mesure que le mélange se rapproche des conditions stœchiométriques.

Explication

L'enrichissement progressif du mélange entraîne une élévation importante de la température adiabatique de flamme, comme démontré dans le **Tableau III.3** (T passe de 1280 K à Φ = 0,4 à 2311 K à Φ = 0,99). Cette élévation thermique active massivement le mécanisme de Zeldovich. La vitesse des réactions chimiques, gouvernée par la loi d'Arrhenius, augmente de manière exponentielle avec la température. La présence simultanée d'une température très élevée et d'une quantité encore suffisante d'oxygène crée des conditions particulièrement favorables à la formation du NO thermique. La température dépasse largement le seuil de 1300 K (**Régime III** du **Tableau III.1**) dès Φ ≥ 0,5, expliquant ainsi la croissance explosive des émissions.

III.5.2.3. Régime III : Mélange légèrement riche (Φ ≈ 1,1)

Description

Le maximum des émissions est atteint pour Φ = 1,1, où la concentration en NO atteint $2{,}24 \times 10^9$ ppm. Cette valeur constitue le pic absolu observé sur l'ensemble du domaine étudié. Au-delà de cette valeur, les émissions commencent à décroître malgré l'augmentation de la richesse du mélange.

Explication

À cette valeur du rapport d'équivalence, le système bénéficie d'un équilibre optimal entre la température de combustion et la disponibilité en oxygène. La température adiabatique atteint son niveau maximal (T ≈ 2475 K, voir **Tableau III.3**), ce qui favorise une production intense de NO thermique. L'oxygène, bien qu'en léger défaut par rapport à la stœchiométrie, reste encore suffisamment présent pour alimenter les réactions de formation du NO selon le mécanisme de Zeldovich. Le léger décalage du pic de NO par rapport à la stœchiométrie (Φ = 1,1 au lieu de Φ = 1,0) s'explique par la présence d'un excès de combustible qui favorise la formation de radicaux actifs (O, OH, H) nécessaires aux réactions élémentaires de formation du NO.

III.5.2.4. Régime IV : Mélanges riches (Φ ≥ 1,2)

Description

Au-delà de Φ = 1,1, les émissions de NO diminuent progressivement malgré l'augmentation continue de la richesse du mélange. La concentration passe de 1,94 × 10^9 ppm à Φ = 1,2 à 3,68 × 10^7 ppm pour Φ = 2,0, soit une réduction très importante des émissions (facteur d'environ 50)

Explication

Dans cette région, l'oxygène devient progressivement insuffisant pour assurer une combustion complète. La limitation en comburant réduit les réactions d'oxydation de l'azote responsables de la formation du NO. Par ailleurs, une partie du combustible est convertie en espèces de combustion incomplète telles que CO, H_2 et des hydrocarbures imbrûlés, au détriment de la production des oxydes d'azote. Ainsi, malgré des températures encore élevées, le manque d'oxygène devient le facteur limitant de la formation des NOx.

III.5.3. Validation des résultats par comparaison avec la littérature

Dans le but de conforter les résultats issus des simulations numériques, les courbes obtenues pour l'influence du rapport d'équivalence sur les émissions de NOx (**Figure III.7**) ont été comparées à celles publiées dans la littérature scientifique [**48 – 50**].

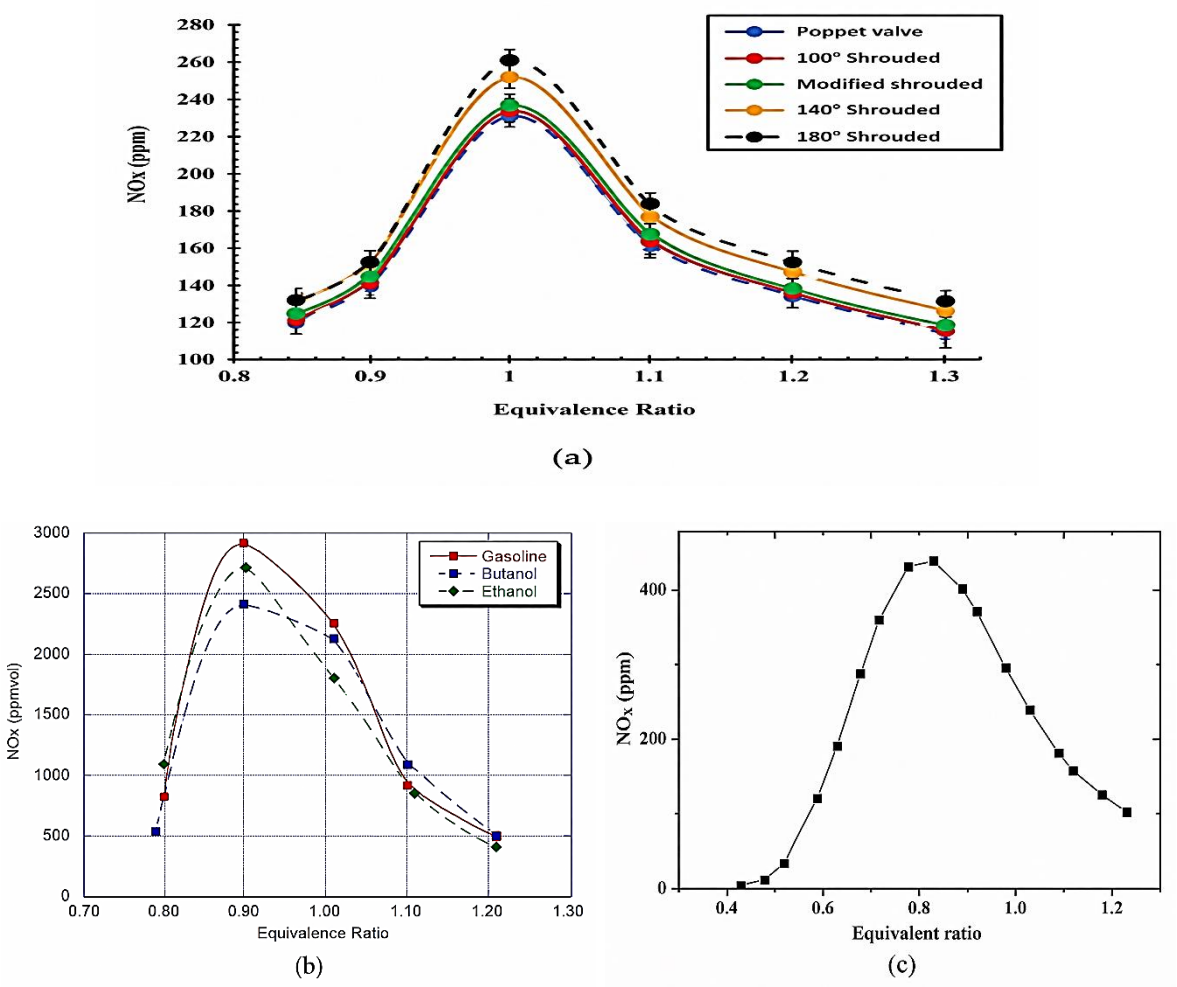


Figure III. 11 : *Relation entre le rapport d'équivalence Φ et les émissions d'oxyde d'azote (NO_x) – Travaux publiés (a)* **[48]**, *(b)* **[49]**, *(c)* **[50]**.

Dans les différents travaux consultés (**Figure III.8**), les émissions augmentent progressivement avec l'enrichissement du mélange jusqu'à atteindre un maximum au voisinage des conditions stœchiométriques ou légèrement riches, avant de diminuer lorsque le rapport d'équivalence continue d'augmenter. Cette même tendance est reproduite par les résultats obtenus dans cette étude**.**

Cette convergence des résultats constitue un indicateur de la pertinence de l'approche adoptée et montre que le modèle développé sous Matlab permet de reproduire correctement le comportement global de la formation des NOx.

Conclusion générale

Au terme de ce travail, il apparaît clairement que la combustion représente un phénomène fondamental, à la fois complexe et déterminant, dans de nombreuses applications énergétiques et industrielles. Son étude ne se limite pas à la simple transformation chimique d'un combustible en produits brûlés, mais englobe également des aspects physiques, thermodynamiques et environnementaux qui influencent directement la performance des systèmes de combustion. La compréhension des mécanismes élémentaires de la combustion, des conditions nécessaires à son bon déroulement, ainsi que des différents modes de flamme constitue ainsi une base essentielle pour l'optimisation des procédés thermiques modernes.

L'analyse théorique présentée dans cette mémoire a permis de mettre en évidence les principaux paramètres qui gouvernent la qualité de la combustion, notamment la température, la composition du mélange carburant-air, le temps de séjour et l'intensité de la turbulence. Lorsque ces paramètres sont correctement maîtrisés, la combustion devient plus stable, plus homogène et plus efficace. En revanche, un déséquilibre dans ces conditions favorise l'apparition de phénomènes indésirables tels que la combustion incomplète, la formation de monoxyde de carbone, de suie et d'oxydes d'azote, dont les conséquences sur l'environnement et la santé humaine sont particulièrement préoccupantes.

Dans ce contexte, la combustion sans flamme s'impose comme une solution technologique prometteuse. Ce mode de combustion se distingue par une répartition plus uniforme de la température, une diminution des pics thermiques et une réduction significative des émissions polluantes, en particulier les NOx. Son principe repose sur la dilution des réactifs par les gaz brûlés recirculés, ce qui permet de déplacer la zone de réaction et d'atténuer les conditions favorables à la formation des polluants thermiques. Cette caractéristique en fait une technologie particulièrement intéressante pour les applications industrielles recherchant à la fois rendement énergétique élevé et respect des normes environnementales.

Les résultats issus de la documentation scientifique analysée confirment que la combustion sans flamme présente un potentiel important pour répondre aux exigences actuelles de décarbonation, d'efficacité énergétique et de réduction des émissions. Elle offre une alternative crédible aux systèmes de combustion conventionnels, notamment dans les fours, les chaudières et certains équipements industriels où la maîtrise thermique est un enjeu majeur. Toutefois, son déploiement à grande échelle nécessite encore des efforts de recherche portant sur l'optimisation de la géométrie des chambres de combustion, le contrôle des conditions opératoires et l'adaptation à différents types de combustibles.

Sur le plan pratique, le modèle mathématique développé et implémenté sous l'environnement MATLAB a permis d'analyser l'influence de plusieurs paramètres de fonctionnement sur la formation des NOx. Les simulations réalisées ont montré le rôle prépondérant de la température dans l'activation du mécanisme thermique de Zeldovich, l'efficacité de la recirculation des gaz brûlés pour limiter les émissions, ainsi que l'existence d'un comportement optimal de la température adiabatique et des émissions de NOx en fonction du rapport d'équivalence. La comparaison des résultats obtenus avec les données de la littérature a mis en évidence une bonne concordance des résultats, confirmant ainsi la pertinence du modèle proposé.

En définitive, ce travail montre que l'évolution vers des systèmes de combustion plus propres ne constitue pas seulement une amélioration technique, mais une nécessité scientifique et environnementale. La combustion sans flamme représente une voie d'avenir pour concilier performance, durabilité et protection de l'environnement. Elle ouvre ainsi des perspectives prometteuses pour le développement de technologies énergétiques plus sûres, plus efficaces et plus respectueuses des contraintes écologiques contemporaines.

Bibliographie

[**1**] Kondratiev, V. N. (2025, Septembre 27). *Combustion*. (E. Britannica, Éd.) Récupéré sur https://www.britannica.com/science/combustion

[**2**] Roland Borghi, M. D. (1995). *La combustion et les flammes.* Paris: Technip.

[**3**] Gérard de Soete, A. F. (1976). *Aspects physiques et chimiques de la combustion.* Paris: Technip.

[**4**] Irvin Glassman, R. A. (2015). *Combustion* (éd. 5e édition). San Diego: Academic Press.

[**5**] Allan T. Kirkpatrick, K. K. (2024). *Principles of Combustion* (éd. 3e édition). John Wiley & Sons.

[**6**] Efficiency, B. o. (s.d.). *Fuels and Combustion.* Ministry of Power, Government of India. Récupéré sur https://beeindia.gov.in/sites/default/files/2Ch1.pdf

[**7**] Wangsong Wu, J. L. (2022). Optimization Research on Burner Arrangement of Landfill Leachate Concentrate Incinerator Based on "3T+E" Principle. *15*(16). Récupéré sur https://www.mdpi.com/1996-1073/15/16/5855?utm

[**8**] Samal B. SADYKOVA, A. M. (2021). Influence of Turbulence on the Efficiency and Reliability of Combustion Chamber of the Gas Turbine. *25*(6A), 4321-4332.

[**9**] Jiaying Pan, Y. H. (2021). Effect of temperature conditions on flame evolutions of turbulent jet ignition. *14*(8).

[**10**] TURNS, S. R. (2012). *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications* (éd. 3e édition). New York: McGraw-Hill.

[**11**] Sara McAllister, J.-Y. C.-P. (2011). *Fundamentals of Combustion Processes* (éd. 1re édition). New York, Dordrecht, Heidelberg, London: Springer.

[**12**] Wünning, J., & Wünning, J. (1997). Flameless oxidation to reduce thermal no-formation. *Progress in Energy and Combustion Science*, *23*(1), pp. 81-94. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360128597000063

[**13**] Gonçalves de Azevedo , C., de Andrade, J., & de Souza Costa, F. (2015, September). Flameless compact combustion system for burning hydrous ethanol. *Energy*, *89*, pp. 158-167. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544215009445

[**14**] Perpignan, A., Gangoli Rao, A., & Roekaerts, D. (2018, November). Flameless combustion and its potential towards gas turbines. *Progress in Energy and*

Combustion Science, 69, pp. 28-62. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360128517301296

[**15**] Ayoub , M., Rottier, C., Carpentier, S., Villermaux, C., Boukhalfa, A., & Honoré, D. (2012, April). An experimental study of mild flameless combustion of methane/hydrogen mixtures. *International Journal of Hydrogen Energy, 37*(8), pp. 6912-6921. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360319912000687

[**16**] Khidr , K., Eldrainy, Y., & EL-Kassaby, M. (2017, January). Towards lower gas turbine emissions: Flameless distributed combustion. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 67*, pp. 1237-1266. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032116305275

[**17**] Mancini, M., Schwöppe, P., Weber, R., & Orsino, S. (2007, July). On mathematical modelling of flameless combustion. *Combustion and Flame, 150*(1–2), pp. 54-59. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0010218007000739

[**18**] Abuelnuor, A., Wahid, M., Saat, A., & Osman, M. (2014). Characterization of a Low NOxFlameless Combustion Burner Using Natural Gas. *Jurnal Teknologi (Sciences & Engineering), 66*(2), pp. 121–125. Récupéré sur https://journals.utm.my/jurnalteknologi/article/view/2497

[**19**] Hosseini, S., Abdul Wahid, M., & Abuelnuor, A. (2013). The Role of Exhaust Gas Recirculation in Flameless Combustion. *Applied Mechanics and Materials, 388*, pp. 262-267. Récupéré sur https://www.scientific.net/AMM.388.262

[**20**] Hosseini, S., Barzegaravval, H., Chehroudi, B., & Abdul Wahid, M. (2018, June 15). Hybrid solar flameless combustion system: Modeling and thermodynamic analysis. *Energy Conversion and Management, 166*, pp. 146-155. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0196890418303479

[**21**] Hosseini, S., Bagheri, G., & Abdul Wahid, M. (2014, May). Numerical investigation of biogas flameless combustion. *Energy Conversion and Management, 81*, pp. 41-50. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0196890414001149

[**22**] Fooladgar, E., Tóth, P., & Duwig, C. (2019, June). Characterization of flameless combustion in a model gas turbine combustor using a novel post-processing tool.

Combustion and Flame, *204*, pp. 356-367. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0010218019301178

[**23**] Xing, F., Kumar, A., Huang, Y., Chan, S., Ruan, C., Gu , S., & Fan, X. (2017, May). Flameless combustion with liquid fuel: A review focusing on fundamentals and gas turbine application. *Applied Energy, 193*(1), pp. 28-51. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261917301228

[**24**] Ansari, M., Solagar, S., Sood, M., Narayanan, K., & Kumar, S. (2024, March 15). Sustainability of flameless combustion mode with hydrogen addition to liquid kerosene fuel at high-intensity conditions. *International Journal of Hydrogen Energy*, *59*, pp. 1257-1267. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360319924004609

[**25**] Czyzewski, P., Slefarski, R., Golebiewski, M., Alnajideen, M., & Valera-Medina, A. (2024, June 1). Experimental study of CO2/H2/NH3 influence on CH4 flameless combustion process in semi-industrial furnace. *Energy*, *296*. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544224007862

[**26**] Lopez-Ruiz, G., Blanco, J., Peña, A., Romero-Anton, N., & Azkorra-Larrinaga, Z. (2024, January 2). CFD study of flameless combustion in a real industrial reheating furnace considering different H_2/NG blends as fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*, *49*, pp. 1362-1374. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360319923058949

[**27**] Tsuji, H., Gupta, A., Hasegawa, T., Katsuki, M., Kishimoto, K., & Morita, M. (2002). *High Temperature Air Combustion: From Energy Conservation to Pollution Reduction* (éd. 1st). Boca Raton, United States: CRC Press.

[**28**] IFRF. (2002, April 15). *What is Flameless Combustion?* Récupéré sur International Flame Research Foundation: https://ifrf.net/research/handbook/what-is-flameless-combustion

[**29**] Sorrentino, G., Cavaliere, A., Sabia, P., Ragucci, R., & de Joannon, M. (2020, March). Diffusion Ignition Processes in MILD Combustion: A Mini-Review. *Frontiers in Mechanical Engineering*, *6*. Récupéré sur https://www.frontiersin.org/journals/mechanical engineering/articles/10.3389/fmech.2020.00010/full

[**30**] Hamdi, M., Benticha, H., & Sassi, M. (2008, October 31). Comparison and Parametric Study of Flameless Oxidation in a Gas Turbine Using Two Kinetics Mechanisms.

American Journal of Environmental Sciences, 4(5), pp. 535-543. Récupéré sur https://thescipub.com/pdf/ajessp.2008.535.543.pdf

[**31**] Milani, A., & Saponaro, A. (2001, February). Diluted Combustion Technologies. *IFRF Combustion Journal*. Récupéré sur International Flame Research Foundation: https://ifrf.net/research/archive/diluted-combustion-technologies

[**32**] Weber, R., Gupta, A., & Mochida, S. (2020, November 15). High temperature air combustion (HiTAC): How it all started for applications in industrial furnaces and future prospects. *Applied Energy, 278*. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0306261920310631

[**33**] Sorrentino, G., Ariemma, G., Ferraro, F., & Fiorina, B. (2024, December). Including detailed chemistry features in the modeling of emerging low-temperature reactive flows: A review on the application to diluted and MILD combustion systems. *Applications in Energy and Combustion Science, 20*. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2666352X24000463

[**34**] Saha, M., Dally, B., Medwell, P., & Cleary, E. (2014, August). Moderate or Intense Low Oxygen Dilution (MILD) Combustion Characteristics of Pulverized Coal in a Self-Recuperative Furnace. *Energy & Fuels, 28*(9), pp. 6046–6057. Récupéré sur https://pubs.acs.org/doi/10.1021/ef5006836

[**35**] Abdelrahman, I., Gad, H., Elsaeed , A., & Amer, A. (2025, January). Experimental Study of the Impact of Flue Gas Recirculation on the Combustion Characteristics of LPG Diffusion Flame. *Journal of Advanced Engineering Trends (JAET), 44*(1). Récupéré sur https://jaet.journals.ekb.eg/article_412972_da4608b0a325055fab55239af82fde7e.pdf

[**36**] Zourazmai, M., Targhi, M., & Ashouri, A. (2025, September). Enhancing temperature uniformity and recirculation in MILD combustion furnace: A study on angle of Burner's bluff body. *Thermal Science and Engineering Progress, 73*. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X25008214

[**37**] Liu, N., Zeng, Q., Wang, L., Hu, C., Qiu, S., Tang, Z., & Cui, J. (2025). Investigation of Hot Spot Migration in an Annular Combustor Using the SAS Turbulence Model. *Energies, 18*(23). Récupéré sur https://www.mdpi.com/1996-1073/18/23/6330

[**38**] Cano Ardila, F., Obando Arbeláez, J., & Amell Arrieta, A. (2021, January 1). Emissions and dynamic stability of the flameless combustion regime using hydrogen blends with natural gas. *International Journal of Hydrogen Energy, 46*(1), pp. 1246-1258.

Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360319920337095

[**39**] Sharma, S., Chowdhury, A., & Kumar, S. (2020, March 1). A novel air injection scheme to achieve MILD combustion in a can-type gas turbine combustor. *Energy, 194*. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544219325149

[**40**] Hosseini, S., & Abdul Wahid, M. (2014, December). Development of biogas combustion in combined heat and power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 40*, pp. 868-875. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032114006649

[**41**] Li, G., Gutmark, E., Stankovic, D., Overman, N., Cornwell, M., Fuchs , L., & Milosavljevic, V. (2006). Experimental Study of Flameless Combustion in Gas Turbine Combustors. *44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit* (p. 546). Reno, Nevada: American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA). Récupéré sur https://arc.aiaa.org/doi/abs/10.2514/6.2006-546

[**42**] Sonawane, U., & Agarwal, A. (2021). Engine emission control devices for particulate matter and oxides of nitrogen: challenges and emerging trends. Dans *Novel Internal Combustion Engine Technologies for Performance Improvement and Emission Reduction* (pp. 197-220). Récupéré sur https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-981-16-1582-5_8

[**43**] Youssef, A., & Ibrahim, A. (2024). NOx emissions reduction through applying the exhaust gas recirculation (EGR) technique for a diesel engine fueled with a diesel-biodiesel-diethyl ether blend. *Energy Storage and Saving*, *3*(4), 318-326. Récupéré sur https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2772683524000426

[**44**] Pani, A. (2020). Formation, Kinetics and Control Strategies of Nox Emission in Hydrogen Fueled IC Engine. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, *9*(01). Récupéré sur https://www.ijert.org/formation-kinetics-and-control-strategies-of-nox-emission-in-hydrogen-fueled-ic-engine

[**45**] Zhang, X., Wang, J., Chen, Y., & Li, C. (2021). Effect of CH4, Pressure, and Initial Temperature on the Laminar Flame Speed of an NH3–Air Mixture. *ACS Omega, 6*(18), 11857–11868. Récupéré sur https://pubs.acs.org/doi/full/10.1021/acsomega.1c00080

[**46**] Liang, E., Yu, Z., Zhang, C., & Zhu, M. (2024). Emission and Operational Characteristics Analysis of Axially Staged Combustors Based on Overall Parameters. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. London: American Society of Mechanical Engineers (ASME). Récupéré sur https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2024/87950/V03BT04A023/1203959

[**47**] Paolini, C., & Bhattacharjee, S. (2012). IGE Model: An Extension of the Ideal Gas Model to Include Chemical Composition as Part of the Equilibrium State. *Journal of Thermodynamics, 2012*(1). Récupéré sur https://onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1155/2012/870631

[**48**] Roy, B., Misra , R., Pandey, K., Deb, B., & Singh, A. (2019). Effect of modified shrouded intake valve on performance and emissions of spark ignition engine. *Clean Technologies and Environmental Policy, 21*(3), 547-563. Récupéré sur https://link.springer.com/article/10.1007/s10098-018-1652-x

[**49**] Wigg, B., Coverdill, R., Lee, C.-F., & Kyritsis, D. (2011). Emissions Characteristics of Neat Butanol Fuel Using a Port Fuel-Injected, Spark-Ignition Engine . *SAE World Congress 2011*. SAE International. Récupéré sur https://legacy.sae.org/publications/technical-papers/content/2011-01-0902/

[**50**] Li, C., Wang, Y., Jia, B., Zhang, Z., & Roskilly, A. (2023). Numerical Investigation on NOx Emission of a Hydrogen-Fuelled Dual-Cylinder Free-Piston Engine. *Applied Sciences, 13*(3), 1410. Récupéré sur https://www.mdpi.com/2076-3417/13/3/141