

**Programme de recherche
chaleur ambiante et rejets thermiques;
installations chaleur-force**

BiogasMotor

Préparé par
Dr Anne ROUBAUD, Prof. Dr. Daniel FAVRAT
Laboratoire d'Energétique Industrielle
Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne
CH-1015 Lausanne
anne.roubaud@epfl.ch

Sur mandat de
l'Office fédéral de l'énergie

Résumé

L'objet de ce travail est de tester le système d'allumage par préchambres non balayées sur un moteur à gaz de cogénération de 150 kW pour un fonctionnement au biogaz. Il s'agit d'évaluer ses performances en matière d'efficacité de conversion du fuel et ses capacités à satisfaire les limites fixées par l'Ordonnance Fédérale de la Protection de l'air en ce qui concerne les émissions de NO_x et CO (NO_x CO :400 et 650 mg/Nm³, 5% O₂ et 0% d'humidité relative) et d'observer le potentiel de réduction des hydrocarbures totaux (THC) ; ceux-ci n'étant pas encore réglementés. Les paramètres d'intérêts sont la richesse, la composition du carburant, le taux de compression et l'avance à l'allumage. L'objectif était d'atteindre un rendement minimal de 36% tout en satisfaisant les normes d'émissions sans utiliser de traitement catalytique des gaz d'échappement.

Le moteur utilisé est un moteur à allumage commandé Liebherr G 926 TI, 10 L, 6 cylindres en ligne turbochargé, équipé de préchambres de combustion de volume 3% par rapport au volume des cylindres. Le taux de compression initial est de 12,0. Dans un premier temps le système d'alimentation du moteur a été modifié pour pouvoir fonctionner avec un mélange gaz naturel / CO₂ afin de simuler un biogaz. La proportion de CO₂ à utiliser a été fixée à 40%. Des séries d'essais au gaz naturel ont été réalisées avec allumage direct et par préchambre afin de servir de référence. Les mêmes conditions expérimentales ont été appliquées pour les essais avec biogaz synthétique. Pour le taux de compression de 12,0, différentes valeurs d'avance à l'allumage ont été utilisées. De nouveaux pistons ont été usinés pour obtenir un taux de compression de 13,3. Deux proportions de CO₂ ont alors été utilisées (20 et 40%) afin d'observer l'influence de la teneur en CO₂ dans le carburant sur les résultats.

Pour le taux de compression de 12,0, l'introduction de 40% de CO₂ induit une réduction des émissions de CO de 15% et de HC de 8% pour les mêmes émissions de NO_x mais avec une perte de rendement de 1% par rapport au gaz naturel seul. Les résultats montrent que pour un taux de compression de 13,3 une avance à l'allumage de 8°V_{APMH}, un λ de 1,57 et un taux de CO₂ de 39,5%, il est possible d'obtenir un rendement de 37,7% avec des émissions de NO_x et CO en dessous des normes. Les performances et émissions sont alors proches de celles rencontrées pour le gaz naturel et un taux de compression de 12,0 avec préchambre de combustion. Le passage du taux de compression de 12,0 à 13,3 permet de compenser la perte en rendement due à la présence des 40% de CO₂ dans le carburant. D'autre part, il semble plus intéressant d'augmenter le taux de compression plutôt que d'augmenter l'avance à l'allumage (voir les figures 29,30 et 31) pour minimiser les oxydes d'azote. Ces essais ont permis d'observer que le CO₂ ne modifie ni le processus de combustion dans les cylindres ni le déroulement de l'allumage par préchambre. Le cycle de dégagement de chaleur est identique et la vitesse combustion est la même.

Cette étude montre que les moteurs à préchambres d'allumage permettent un accroissement substantiel de l'efficacité de conversion de biogaz, tout en restant dans les limites d'émissions sans avoir recours à des catalyseurs.

Cette étude a été accomplie sur mandat de l'office fédéral de l'énergie. L'auteur est seul responsable du contenu et des conclusions.

Abstract

The object of this work is to test the unscavenged prechamber ignition system on a 150 kW cogeneration engine feed with biogas. The engine performances in term of fuel conversion efficiency are observed and the reduction potential of the exhaust emissions below the Swiss limit are verified (NO_x CO : 400 and 650 mg/Nm³, 5% O₂ and 0% relative humidity) ; and the non-limited HC emissions too. The interesting variables are the air-fuel ratio, the fuel composition, the compression ratio and the spark-timing. The aim of this work is to reach at least 36% in fuel conversion efficiency with exhaust gas emissions lower than the regulations limits without exhaust gas after-treatment.

The engine used is a turbocharged spark ignited Liebherr G926 TI, 10 L, 6 cylinders in line engine fitted with combustion prechambers (with a volume of 3% of the cylinder volume). As a first step, the engine fuel supply has been modified to allow the use of natural gas / CO₂ mixtures to simulate biogas. Natural gas tests have been performed with direct ignition and prechamber ignition as references. The same experimental conditions have been applied for the simulated biogas tests. Different spark timing advances have been tested in the configuration with the initial compression ratio of 12,0. Afterwards new pistons have been developped to reach a compression ratio of 13,3. Two different CO₂ proportions (20 % and 40%) have been used to observe the influence of CO₂ in fuel on the performances.

With a compression ratio of 12,0, 40% of CO₂ induce a CO reduction of 15% and an HC reduction of 8% for the same NO_x emissions with a slight reduction of 1% in fuel conversion efficiency, compared to pure natural gas. The results for the compression ratio of 13,3, a spark timing of 8 ca_{BTDC}, λ of 1,57 and 39,5% CO₂ are a fuel conversion efficiency of 37,7% and NO_x and CO emissions below the swiss limit. Those performances and emissions are compared to the ones obtained for natural gas with a compression ratio of 12,0 and prechamber ignition. The use of a compression ratio of 13,3 instead of 12,0 allows to balance the loss in fuel conversion efficiency due to the 40% of CO₂. If the percentage of CO₂ is lower then the efficiency is higher but the CO and HC emissions too. Moreover, it seems better to use a higher compression ratio than a sooner spark timing (see fig. 29, 30, 31). Those tests demonstrate that the CO₂ does not modify the combustion process nor the prechamber ignition mode.

This study shows that gas engines with unscavenged prechambers could allow a significant boost in energy conversion from biogas while keeping the emissions within the tough Swiss limits.

Table des matières

Résumé	1
Abstract.....	3
Table des matières	4
1.Situation initiale.....	5
1.1 Contexte	5
1.2 Dispositif expérimental.....	6
2.Objectifs du travail	7
3.Démarche adoptée	8
4. Principaux résultats	8
4.1 Conditions expérimentales	8
4.2 Essais avec un taux de compression volumique de 12,0.....	9
4.2.1 Essais au gaz naturel	9
4.2.2 Essais au biogaz synthétique	13
4.2.3 Influence de l'avance à l'allumage.....	15
4.3 Essais avec un taux de compression volumique de 13,3.....	17
4.3.1 Essais au gaz naturel	17
4.3.2 Essais au biogaz synthétique	20
4.4 Bilan des essais.....	23
5. Problèmes non résolus	25
5.1 Optimisation des performances.....	25
5.2 Composition du carburant	25
5.3 Durabilité.....	25
6. Solutions aux problèmes posés par la réalisation du projet	26
6.1 Détermination de la meilleure solution pour l'alimentation en biogaz synthétique	26
6.2 Installation de la ligne d'alimentation en CO ₂	27
6.3 Réalisation des essais avec CO ₂	29
6.4 Traitement des données	29
6.5 Augmentation du taux de compression.....	29
7. Conclusions	30
Liste des symboles et abbréviations.....	31
Table des figures et tableaux.....	32
Bibliographie	34
Annexes.....	35
Annexe 1 Schéma détaillé de l'installation	35
Annexe 2 Dessins pour l'usinage des pistons CR 13,3	39
Annexe 3 Tableau récapitulatif des résultats expérimentaux	42
Précision des mesures.....	43

1.Situation initiale

1.1 Contexte

Dans le contexte actuel de recherche de développement durable, l'utilisation de la biomasse offre un grand potentiel de remplacement des carburants d'origine fossile utilisés dans de nombreuses applications consommatrices d'énergie. La cogénération permet en particulier de consommer in situ les gaz dérivés de la biomasse (biogaz) par fermentation ou gazéification de sous produits agricoles ou forestiers, ou encore de déchets. Ces applications valorisent les résidus des municipalités, entreprises ou exploitations agricoles en produisant de l'énergie (chaleur/force), tout en n'augmentant pas la quantité de gaz à effet de serre émis.

Les solutions habituelles permettant au moteur de cogénération de satisfaire les normes d'émissions reposent sur l'utilisation d'un traitement catalytique des gaz d'échappement en fonctionnement au gaz naturel. En effet, le mode de fonctionnement en mélange stœchiométrique permet l'utilisation d'un pot catalytique à trois voies [2]. La combustion en mélange pauvre diminue la formation des oxydes d'azote mais demande la présence d'un catalyseur d'oxydation [3]. Une autre solution est la recirculation externe des gaz d'échappement couplée à un pot catalytique à trois voies [4]. Afin de ne pas utiliser un traitement catalytique des gaz d'échappement, on peut réduire les émissions en abaissant le taux de compression volumétrique du moteur mais cela réduit fortement l'efficacité [5]. Dans le cadre du projet *Swiss Motor*, un moteur de cogénération fonctionnant au gaz naturel avec préchambre de combustion, a été mis au point afin de remplir les normes suisses d'émissions pour le CO et les NOx sans traitement catalytique des gaz d'échappement [1].

Les préchambres de combustion utilisées permettent d'accélérer le phénomène de combustion en générant des jets qui vont à leur tour enflammer le mélange de la chambre principale en de nombreux sites et avec une surface de flamme plus grande. Ce mode de fonctionnement permet de diminuer fortement la pression maximale dans le cylindre et ainsi de réduire la formation de NOx et de CO en dessous des limites prescrites par l'Ordonnance Fédérale de la Protection de l'air (*OPair*) ; qui sont respectivement de 250 mg/Nm³ pour 5% O₂ (400 dans le cas du biogaz), 650 mg/Nm³ dans les mêmes conditions. Ce mode permet aussi de réduire les hydrocarbures totaux (THC) de 55% avec seulement une faible réduction de l'efficacité [6-9].

L'avantage apporté par l'absence de catalyseur est de pouvoir faire fonctionner le moteur avec un biogaz provenant de stations d'épuration ou de décharge. En effet ces gaz contiennent des métaux lourds et des sulfures. Ceux-ci ont une action inhibitrice sur le catalyseur par adsorption sur les métaux précieux ou par obturation des pores. Par ailleurs, les techniques de filtration ne sont pas encore opérationnelles sur les installations de moteur de cogénération, sont encombrantes et vont vraisemblablement induire des coûts d'investissement et de maintenance élevés.

De plus, jusqu'à présent, peu d'études se sont penchées sur l'influence de la présence du CO₂ sur le déroulement de la combustion dans le moteur, les performances et les émissions [10-15].

1.2 Dispositif expérimental

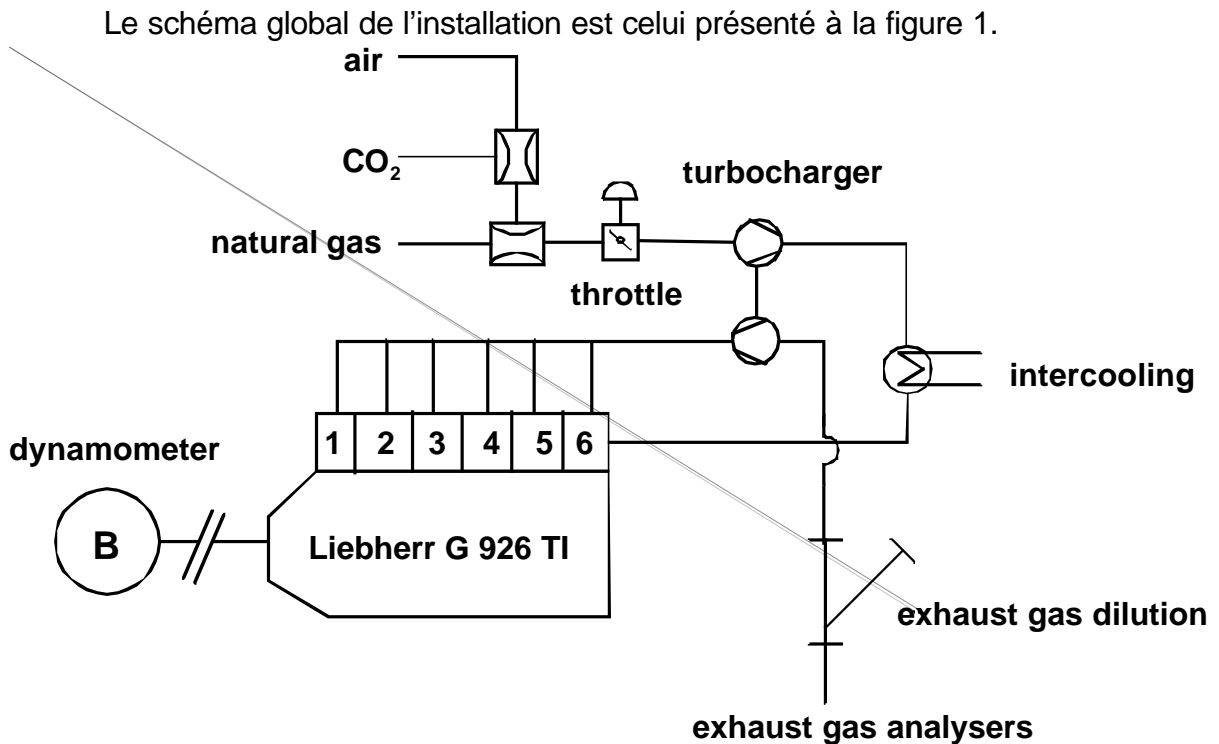


Figure 1 schéma simplifié de l'installation

Le moteur utilisé est un moteur Liebherr 6 cylindres en ligne diesel de type D 926 TI converti pour fonctionner au gaz naturel avec un allumage par bougies. Le moteur est équipé d'une culasse modifiée spécialement et de piston de géométrie spéciale pour atteindre un taux de compression volumétrique (CR) de 12,0 (voir fig. 2-a). Le moteur est turbochargé avec un refroidissement intermédiaire. Des liners dans les cylindres permettent de réduire les volumes morts au niveau du joint de culasse et ainsi de réduire les émissions de CO et HC. La culasse est équipée de préchambres de combustion refroidies à l'eau, qui ont un volume de 3% du volume de compression des cylindres (voir fig. 2-b). Les bougies d'allumage se situent dans ces préchambres dites non-balyées ou non-enrichies. A la fermeture des soupapes, la préchambre est remplie de gaz brûlés. Pendant la compression, le mélange frais air/carburant est poussé dans la préchambre et se mêle aux gaz résiduels. Au moment de l'allumage, ce mélange est inflammé et les gaz chauds de la combustion créent des jets intenses dans la chambre principale de combustion. Ces jets enflamment alors la charge dans le cylindre en de multiples endroits. Les spécifications du moteur sont données dans le tableau 1. La géométrie du piston, favorisant une plus grande turbulence dans la chambre de combustion a été développée au LVV de l'ETHZ [4].

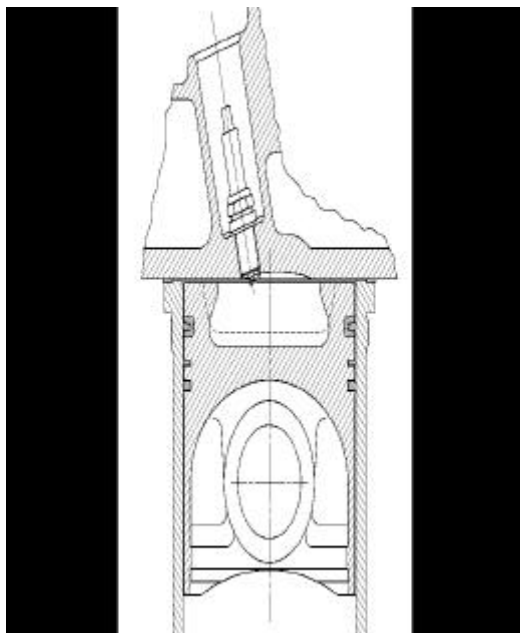


Figure 2-a Configuration avec allumage direct et géométrie du piston utilisée [4], CR 12,0.

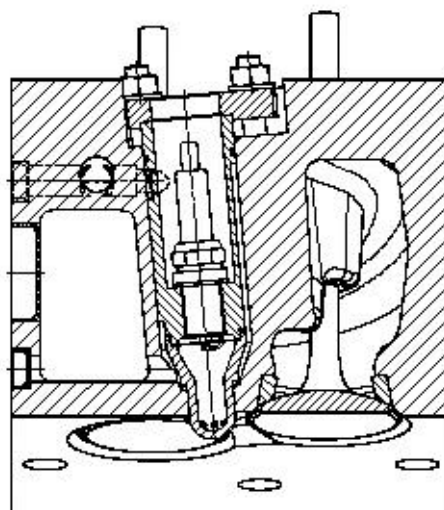


Figure2- b Configuration avec préchambre de combustion intégrée dans la culasse [1].

Manufacturer	Liebherr	Nozzle orifices of the prechamber	4 orifices of 2,12 mm
Type	G 926 TI	Prechamber volume	4540 mm ³
Number of Cylinders	6	Volumetric compression ratio (CR)	12,0
Bore	122 mm	Turbocharger	KKK K27 3371 OLAKB
Stroke	142 mm	Ignition system	Fairbanks Morse IQ 250
Conrod length	228 mm	Spark plugs	Bosch Super F & W6DC
Total swept volume	9.96 L	Number of valves	2

Tableau 1 Principales spécifications du moteur

Le banc moteur est équipé d'analyseurs pour l'O₂ (paramagnétisme), CO₂ (IR), CO (IR), NO_x (CLD) et HC (FID). Le moteur est instrumenté pour mesurer le couple, la vitesse de rotation par le dynamomètre et les débits, températures et pressions nécessaires pour pouvoir contrôler précisément les conditions expérimentales. Le schéma détaillé de l'installation est fourni en annexe 1.

2.Objectifs du travail

Compte tenu des éléments précédents, les objectifs de ce projet sont :

- A Adapter le système d'alimentation en combustible du moteur Liebherr G 926 TI, avec préchambre de combustion pour le fonctionnement avec du biogaz synthétique, reconstitué à partir de gaz naturel et de CO₂ et de composition correspondante à celle des gaz de méthanisation de station d'épuration ou gaz de décharge, de déchets agricoles.
- B Caractériser son fonctionnement du point de vue
 - a Des émissions réglementées de NO_x et de CO.

- b Du rendement effectif.
 - c De la stabilité de fonctionnement.
- C Comparer les résultats avec ceux obtenus lors d'essais de référence pour le gaz naturel
 - a Avec allumage direct
 - b Avec allumage par préchambre
- D Optimiser les performances du moteur, soit en augmentant le taux de compression, soit en augmentant l'avance à l'allumage dans le but d'obtenir un rendement minimum de 36 %

3.Démarche adoptée

Dans un premier temps, l'alimentation du moteur a été modifiée temporairement pour pouvoir rapidement effectuer des premiers essais. Ceux ci ont permis de vérifier la faisabilité du travail. Par la suite, une installation plus automatisée a permis de travailler dans de meilleures conditions. Une première série de tests a été réalisée avec un jeu de pistons correspondant à un taux de compression volumique de 12. Un deuxième jeu de pistons ont été usinés pour obtenir un taux de compression de 13,3. Une nouvelle série d'essais a été réalisée dans ces conditions. Des essais ont été réalisés avec du gaz naturel pour les deux taux de compression avec préchambre d'allumage, et une série en allumage direct et taux de compression 12. Cela permet d'avoir des résultats de référence pour comparer avec les résultats obtenus pour le mélange CO₂/gaz naturel et ainsi en déduire l'influence du CO₂ sur la combustion et le comportement du moteur.

La stabilité de fonctionnement et le rendement effectif du moteur sont évalués classiquement à partir de la mesure du cycle de pression, du couple moteur, de la vitesse de rotation et de la consommation de gaz. Une analyse de la composition du gaz naturel permet de connaître précisément le pouvoir calorifique inférieur de celui-ci. Les émissions de polluants réglementés sont mesurées par les analyseurs conventionnels.

4. Principaux résultats

4.1 Conditions expérimentales

Les conditions expérimentales reprises dans ces tests ont été décrites en détail dans la thèse de M. R. Röthlisberger [1]. L'alimentation du banc d'essai a été modifié pour utiliser un mélange de gaz naturel et de CO₂. Le CO₂ étant stocké sous forme liquide, sa pression est réduite uniquement après chauffage et le débit est régulé par un contrôleur de débit massique. Pour les tests, en général, le pourcentage volumique de CO₂ a été fixé à 40% du mélange total CO₂+gaz naturel. La composition du gaz naturel utilisé est donnée dans le tableau 2.

Essais	108-111	112-114
	Volumetric %	Volumetric %
Azote	2,036	1.789
CO2	0,739	0.723

Méthane	91,799	92.233
Ethane	3,983	3.912
Propane	1,009	0.865
i-butane	0,159	0.205
n-butane	0,175	0.127
i-pentane	0,038	0.039
n-pentane	0,032	0.023
HC avec plus de 6 carbones	0,031	0.085

Tableau 2 Composition du gaz naturel utilisé

Les conditions expérimentales principales sont résumées dans le tableau 3. La vitesse de rotation du moteur est fixée à 1500 tr/min et à une puissance mécanique au frein de 150 kW. Les émissions des gaz sont exprimées en mg/Nm³ dans les conditions normales de température et pression et sont corrigées pour 0% humidité et 5% d'oxygène résiduel. Le rapport air/carburant est calculé à partir de la composition des gaz d'échappement compte tenu de la composition du carburant.

Crankshaft rotation speed	1500 ± 5 rpm
Rated brake mean effective pressure	12 ± 0,1 bar
Rated brake power output	150 ± 1,3 kW
Intake air pressure	960 ± 5 mbar
Intake air temperature	25 ± 2°C
Intake air relative humidity	50 ± 0,5 %
Exhaust gas pressure after turbocharger	1050 ± 5 mbar
CO ₂ percentage in fuel	40 ± 0,5 %

Tableau 3 Conditions expérimentales générales

4.2 Essais avec un taux de compression volumique de 12,0

4.2.1 Essais au gaz naturel

Des essais de référence au gaz naturel ont été réalisés avec allumage par préchambre et allumage direct. Pour ces tests, l'avance à l'allumage a été maintenu constant à 8 °V_{APMH} pour un allumage avec préchambre et 26 °V_{APMH} pour un allumage direct. Le facteur d'air λ était compris entre 1,81 et 1,84 pour les essais en allumage direct et entre 1,68 et 1,64 pour l'allumage par préchambre. La composition du gaz naturel utilisé est celle indiquée dans le tableau 2 pour les essais 108-111. La figure 3 montre l'influence du mode d'allumage sur les cycles de pression et donc sur le déroulement de la combustion dans le cylindre.

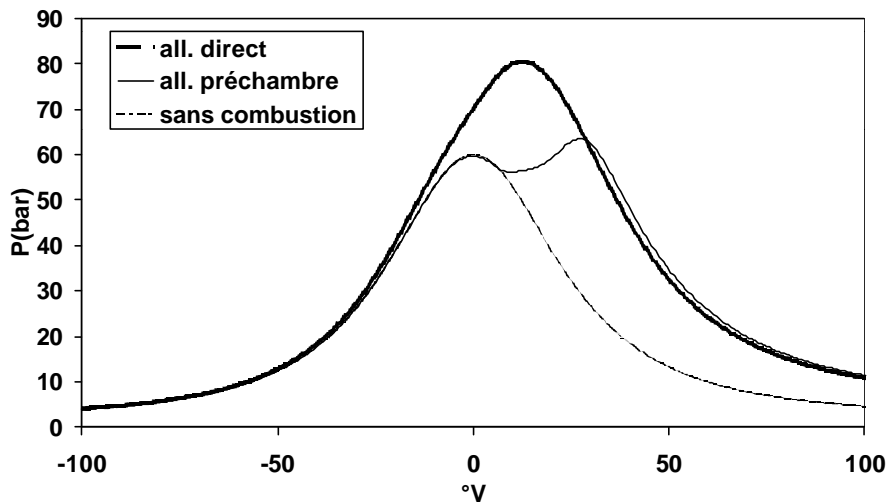


Figure 3 Comparaison des cycles de pression dans la chambre principale pour l'allumage direct et par préchambre, gaz naturel seul, CR 12

On observe que pour un allumage par préchambre la pression maximale est moins élevée et ce maximum est atteint plus tard pendant la phase de détente. Le premier peak de pression correspond à la fin de la compression et le deuxième résulte de la combustion. Celle-ci est retardée car on utilise une avance à l'allumage plus faible et le cylindre principal n'est enflammé qu'après l'allumage dans la préchambre et l'apparition de jets de gaz brûlés sortant de la préchambre. Cette différence entre les deux modes de combustion s'observe aussi sur les courbes de dégagement de chaleur (fig.4)

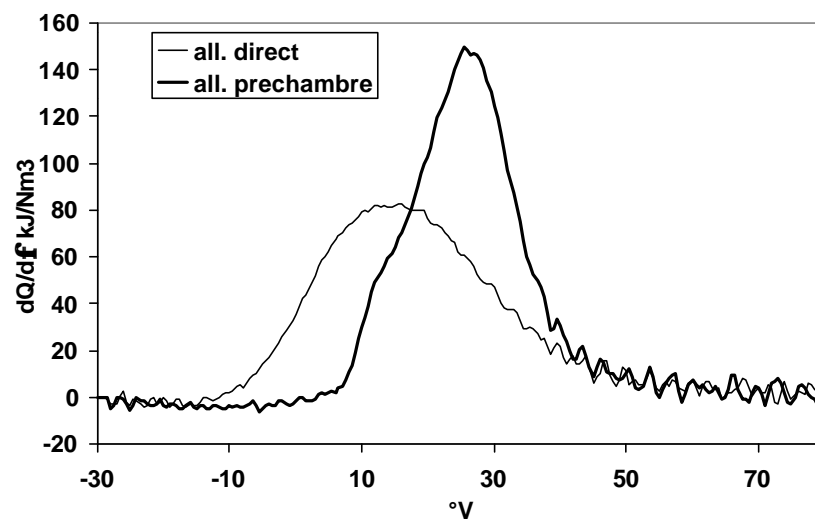


Figure 4 Comparaison des cycles d'apport de chaleur dans la chambre principale pour l'allumage direct et par préchambre, gaz naturel seul, CR 12

On observe sur ce diagramme que le dégagement de chaleur avec un allumage par préchambre est plus rapide et intense. Cette combustion plus rapide induit un fonctionnement plus stable et moins de variation cycle à cycle, le coefficient de variance de la pression moyenne indiquée est ainsi plus faible (COV_{pmi}, voir fig. 5).

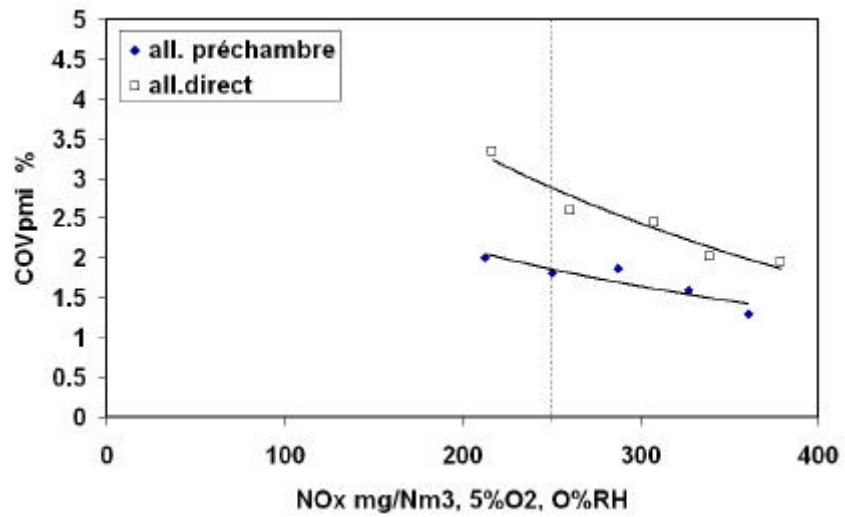


Figure 5 Coefficient de variance de la pression moyenne indiquée pour l'allumage direct et par préchambre, gaz naturel seul, CR 12

On observe à la figure 6 une baisse de l'efficacité de conversion du fuel. Cela peut s'expliquer par une pression maximale moins élevée due à un décalage de la combustion dans la phase d'expansion. Cependant toute la chaleur dégagée produit un travail positif sur le piston, compensant en partie la baisse de la pression.

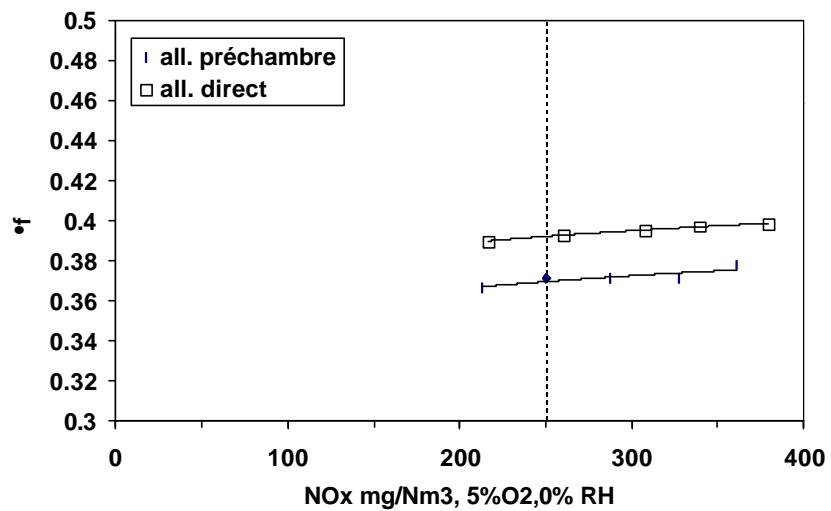


Figure 6 Efficacité de conversion du fuel pour l'allumage direct et par préchambre, $\eta_f \pm 0.006$, gaz naturel seul, CR 12

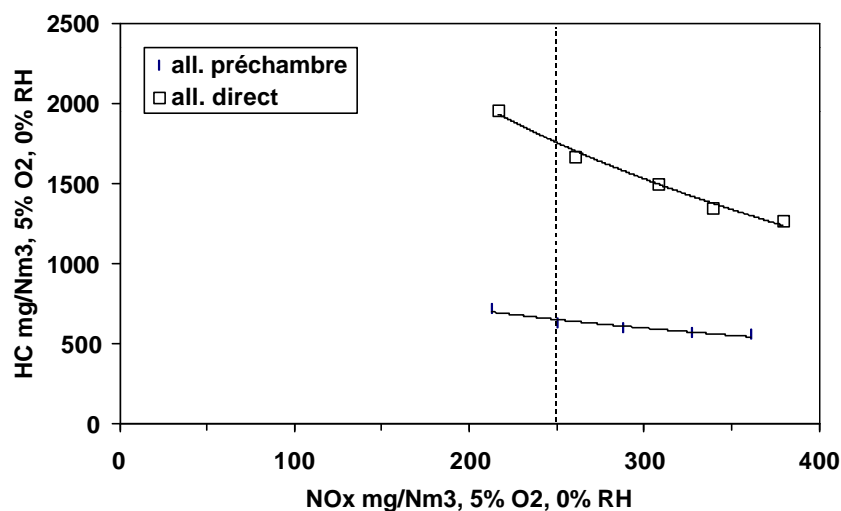


Figure 7 Emissions de CO pour l'allumage direct et par préchambre, gaz naturel seul, CR 12

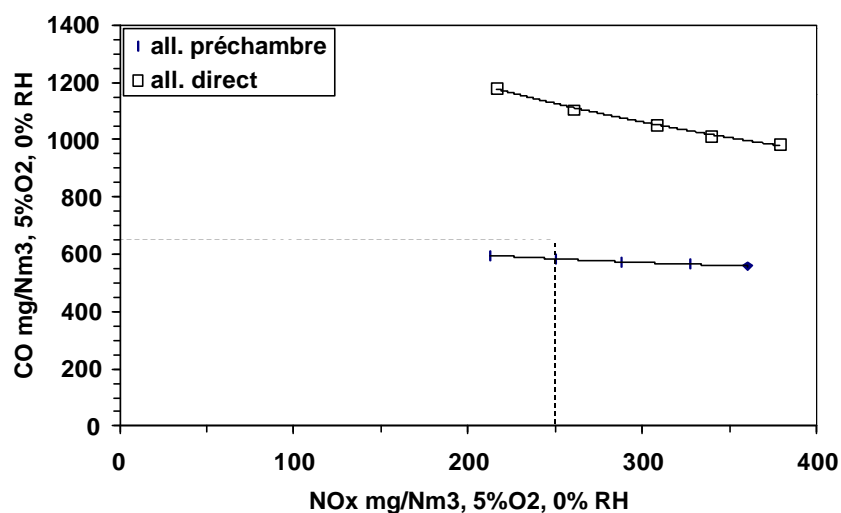


Figure 8 Emissions de HC pour l'allumage direct et par préchambre, gaz naturel seul, CR 12

Pour conclure sur ces essais au gaz naturel avec un taux de compression de 12,0, on peut dire que dans la configuration du moteur actuel, l'utilisation des préchambres a induit une réduction d'au moins 40% des émissions de CO (voir fig.7) et une réduction de 55% des émissions de HC (voir fig.8) pour des émissions de NOx équivalentes et une réduction de 2% de l'efficacité de conversion du fuel. Cette diminution des émissions permet de satisfaire les normes d'émission de l'OPair. On peut expliquer cette baisse des émissions polluantes par une combustion plus rapide. En effet, les jets de gaz brûlés chauds sortant de la préchambre de combustion vont inflammer le mélange frais du cylindre en de multiples endroits et particulièrement près des parois. La combustion se développe ainsi de manière homogène dans la chambre principale et les réactions d'oxydation partielle n'ont pas le temps de se développer, formant de ce fait moins de CO et HC. Les jets vont aussi permettre d'enflammer les gaz plus froids le long des parois. De plus, la pression plus faible pousse moins de gaz frais dans les volumes morts.

Les résultats obtenus en allumage direct, en comparaison de ceux présentés lors de la thèse de M. R. Röthlisberger reflètent les modifications qu'il a apporté au moteur lors de son travail. En effet, nous avons pu mesurer des rendements atteignant les 40%. Cela

se justifie par une réduction des pertes de charges à l'admission par rapport à la configuration initiale et par l'utilisation d'une section de passage pour la turbine du turbocompresseur plus grande de 11 cm² contre 9 cm². De plus l'humidité relative de l'air de combustion dans les essais présentés ici est de 45% contre 30%. Cette humidité plus importante réduit la formation des oxydes d'azote pour des performances égales. En ce qui concerne la valeur de lambda, elle est plus élevée en raison d'une température de refroidissement plus élevée (90°C contre 50°C).

4.2.2 Essais au biogaz synthétique

La première série d'essais avec le biogaz synthétique (mélange de gaz naturel et de CO₂) a été réalisée afin de pouvoir observer la limite inférieure de stabilité et d'émission de NO_x avec ce carburant. Les mesures présentées ici ont été réalisées avec un taux moyen de CO₂ dans le mélange combustible de 40%. L'avance à l'allumage était de 8 °V_{APMH} et le facteur d'air λ entre 1,52 et 1,55. L'objectif de la deuxième série d'expériences était de voir la sensibilité du moteur aux variations de l'avance à l'allumage entre 8 et 13 °V_{APMH}.

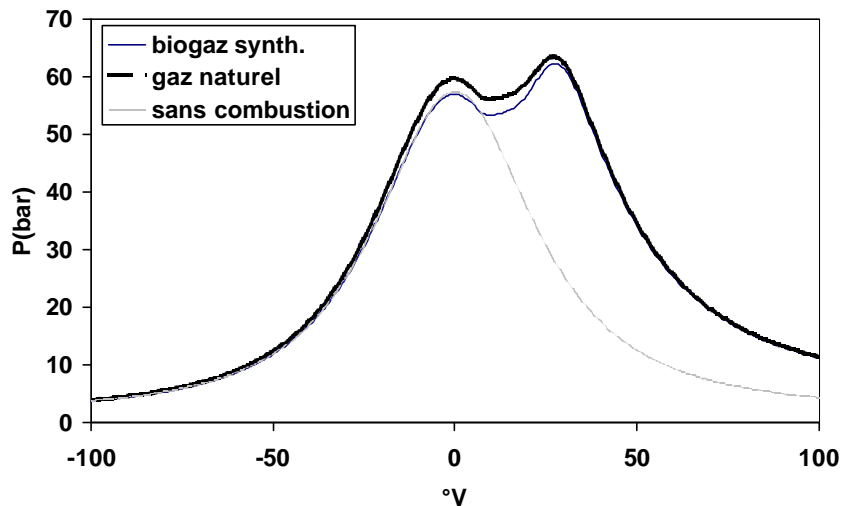


Figure 9 Comparaison des cycles de pression dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 12

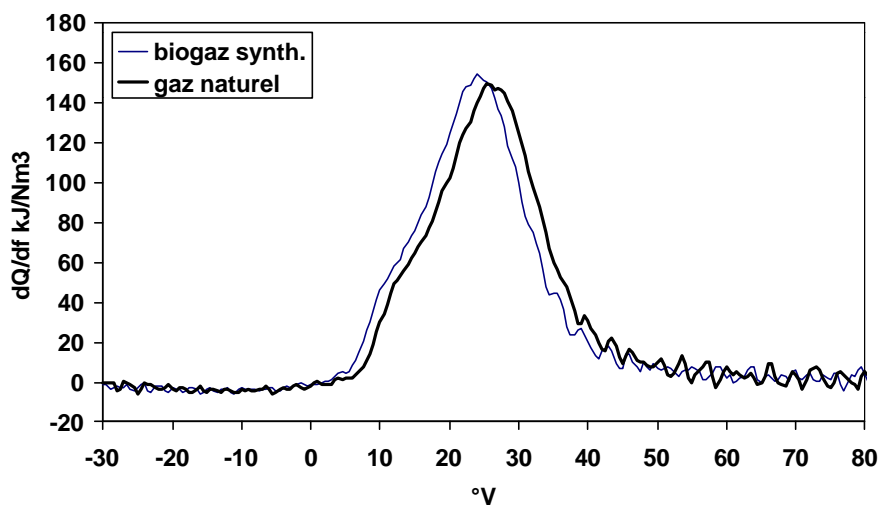


Figure 10 Comparaison des cycles d'apport de chaleur dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 12

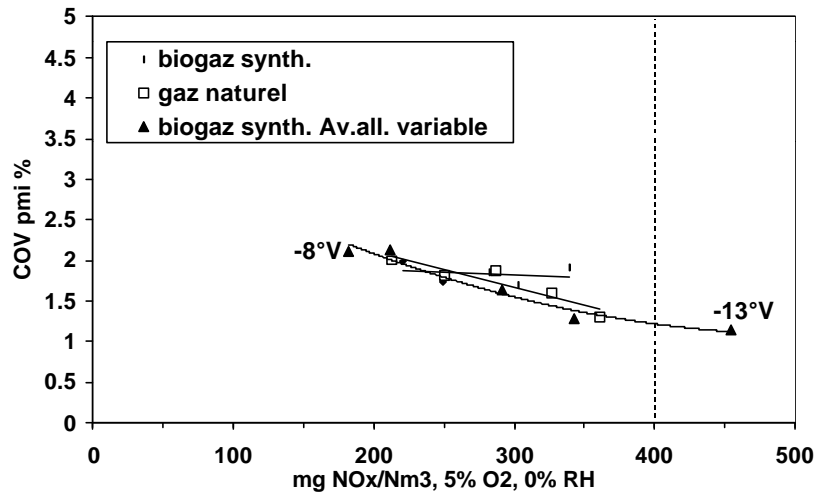


Figure 11 Coefficient de variance de la pression moyenne indiquée pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 12

Les profils de pression enregistrés dans le cylindre sont similaires (voir fig.9). On peut donc dire que le fonctionnement avec le biogaz synthétique est identique à celui avec le gaz naturel seul avec juste une pression maximale un peu plus faible (1 bar d'écart). Celle ci est sans doute due à la capacité calorifique plus élevée du mélange gaz naturel / CO₂. La courbe de dégagement de chaleur présente aussi la même pente (voir fig.10). On peut donc dire que la préchambre fonctionne de la même manière avec le biogaz synthétique que le gaz naturel. La présence du CO₂, ne semble pas influencer la vitesse de combustion. De ce fait, la stabilité de fonctionnement du moteur, représentée par le coefficient de variance de la pmi, demeure inchangée par rapport au fonctionnement au gaz naturel (voir fig.11).

A la figure 12, on observe une baisse de l'efficacité de conversion du fuel de 1% par rapport au gaz naturel avec les mêmes conditions d'allumage de 8°V_{APMH}. Cela s'explique par une pression maximale plus faible dans le cylindre (voir fig. 9). Mais en même temps on observe une diminution des émissions de HC de 8% (voir fig. 13) et de CO de 15% (voir fig. 14). Dans les conditions expérimentales utilisées, les émissions de CO et NOx satisfont toujours les normes d'émission de l'OP'air, indiquées sur les figures par des traits pointillés, avec une efficacité de conversion du fuel entre 35.7 et 36.6%.

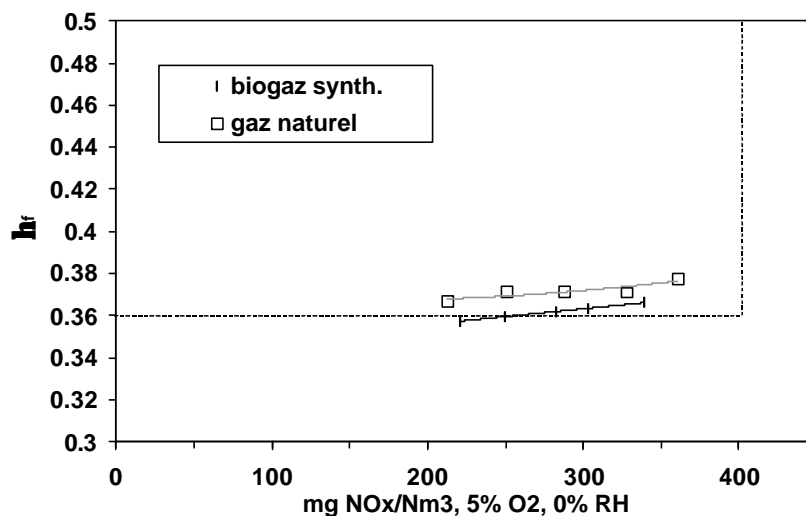


Figure 12 Efficacité de conversion du fuel pour l'allumage par préchambre, $\eta_f \pm 0.006$, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 12

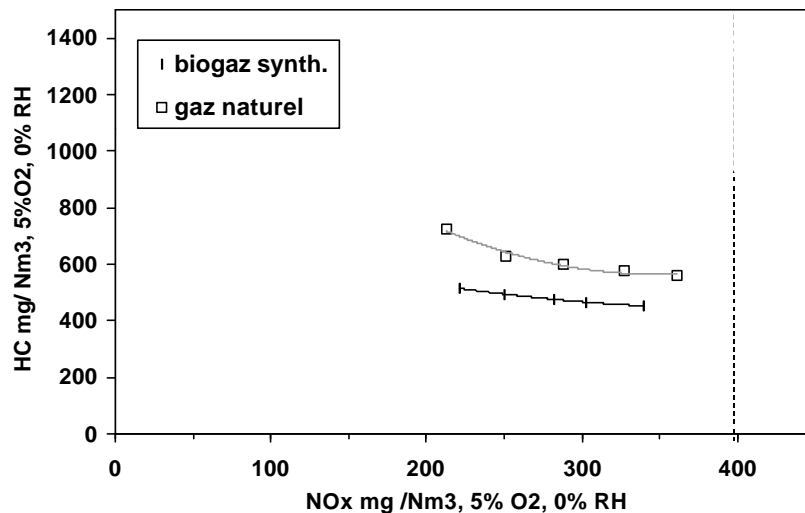


Figure 13 Emissions de HC pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 12

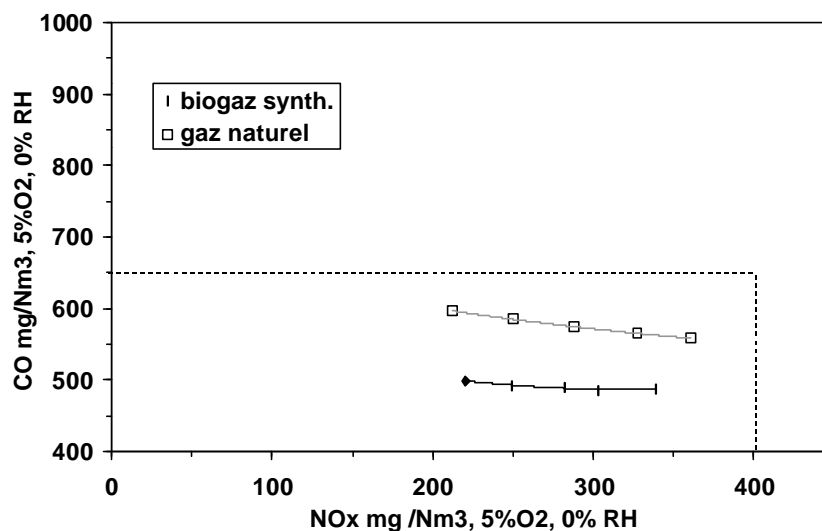


Figure 14 Emissions de CO pour l'allumage préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 12

4.2.3 Influence de l'avance à l'allumage

Un des moyens de regagner cette perte d'efficacité de conversion du fuel de 1% est d'augmenter l'avance à l'allumage.

Quand on augmente l'avance à l'allumage, la pression maximale du cycle augmente (voir fig.15) et intervient plus tôt dans le cycle. Cependant la totalité de la chaleur est encore dégagée pendant la phase d'expansion. La pression maximale plus élevée induit une température de combustion plus forte dans la chambre principale et favorise ainsi la formation des oxydes d'azote de manière thermique (voir fig.16).

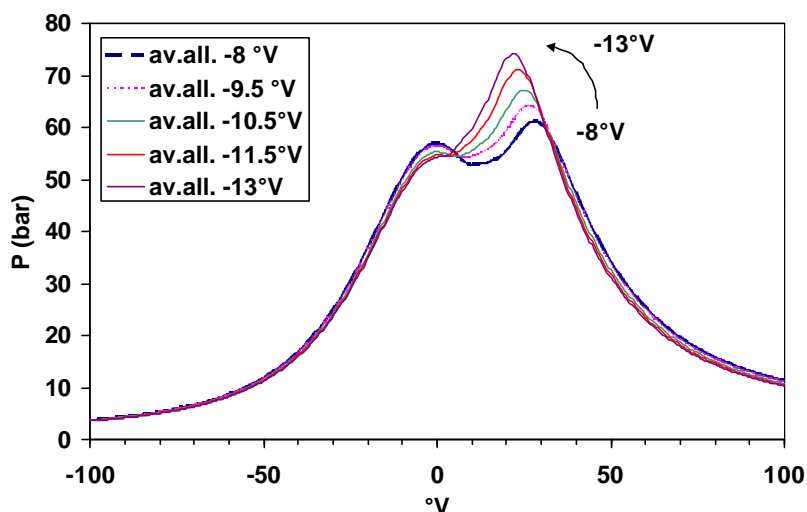


Figure 15 Cycles de pression dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, biogaz synthétique, CR 12, pour différentes avances à l'allumage

De plus on observe une augmentation des émissions de CO (fig.16) lorsque l'allumage a lieu plus tôt. Dans ces conditions, le mélange frais a moins de temps pour pénétrer dans la préchambre créant des jets de gaz plus faibles après allumage. Ces jets sont ainsi moins efficaces et permettent à une oxydation partielle de prendre place dans les volumes morts.

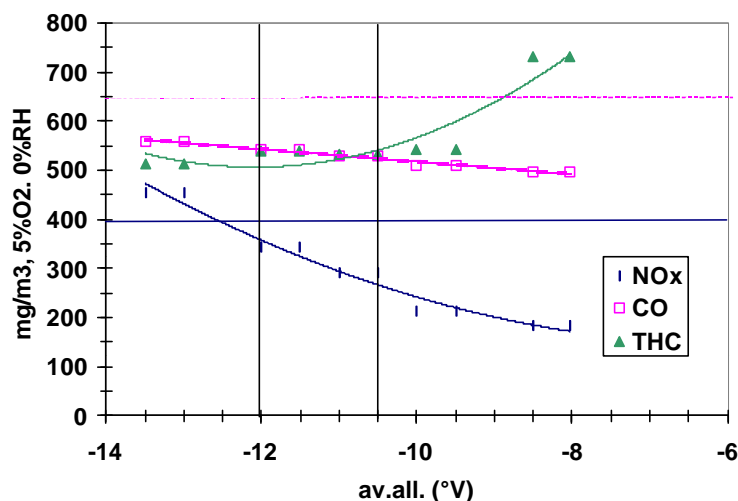


Figure 16 Emissions de HC, CO et NOx pour l'allumage par préchambre, biogaz synthétique, CR 12, en fonction de l'avance à l'allumage.

Cependant ces émissions de CO restent toujours en dessous de la norme de 650 mg/Nm^3 . Pour avoir des émissions de NOx inférieures à 400 mg/Nm^3 il faut une avance à l'allumage de moins de $12^\circ \text{V}_{\text{APMH}}$. En ce qui concerne la stabilité de fonctionnement, celle-ci s'améliore avec l'augmentation de l'avance à l'allumage (voir fig. 11), donnant une bonne stabilité générale. La combustion a, dans ces conditions, plus de temps pour se développer dans l'ensemble du cylindre, permettant ainsi de brûler plus complètement le fuel en fin de combustion et délivrant ainsi moins d'hydrocarbures imbrûlés (HC, voir fig.16). La résultante de ces phénomènes est l'augmentation de l'efficacité de combustion observée à la figure 17.

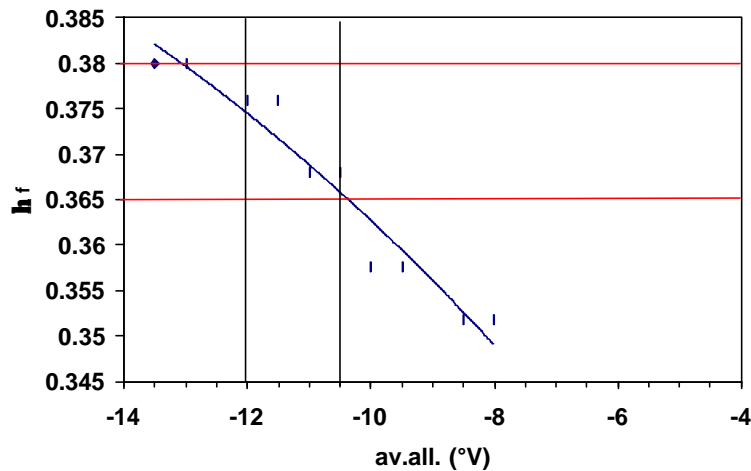


Figure 17 Efficacité de conversion du fuel pour l'allumage par préchambre, $\eta_f \pm 0.006$, biogaz synthétique, CR 12, en fonction de l'avance à l'allumage.

Si l'on souhaite maintenir une efficacité supérieure à 36.5, tout en satisfaisant les normes d'émissions pour les NOx, il faut fixer l'avance à l'allumage entre 12 et 10.5°V. Si on reporte ces valeurs dans la figure 16 cela nous permet de vérifier que les limites d'émissions de 400 mg/Nm³ pour les NOx et 650 mg/Nm³ pour le CO sont toujours respectées. Dans le meilleur des cas on a donc un rendement de 37.6% pour des émissions de NOx de 342 mg/Nm³ et des émissions de CO de 541 mg/Nm³, HC 538 mg/Nm³.

4.3 Essais avec un taux de compression volumique de 13,3

Un autre moyen d'augmenter l'efficacité de conversion du fuel est d'augmenter le taux de compression. La géométrie des pistons utilisés est similaire à la précédente pour un taux de compression de 12,0 (voir fig.2-a). Pour ces essais la composition du gaz naturel est celle indiquée au tableau 2 pour les séries 112- 114.

4.3.1 Essais au gaz naturel

Pour ces essais, l'avance à l'allumage utilisé était de 8°V_{APMH} et le facteur d'air λ entre 1,71 et 1,77 avec un allumage par préchambre. Les résultats sont présentés en comparaison avec ceux obtenus pour le taux de compression de 12,0. Sur la figure 18, on observe l'influence du taux de compression sur les profils de pression enregistrés dans les chambres de combustion principales. Les deux essais comparés ont des émissions de NOx similaires (CR 12,0 287 mg/Nm³ NOx ; CR 13,3 284 mg/Nm³ NOx). Les deux courbes sont identiques avec juste un écart de 10 bar sur la pression en fin de compression et la pression maximale due à la combustion. Cette pression plus élevée entraîne une température de combustion plus élevée mais ce phénomène est contrebalancé par un mélange plus pauvre (CR 12,0 $\lambda = 1,66$ et CR 13,3 $\lambda = 1,72$) ce qui permet de garder des émissions de NOx équivalentes.

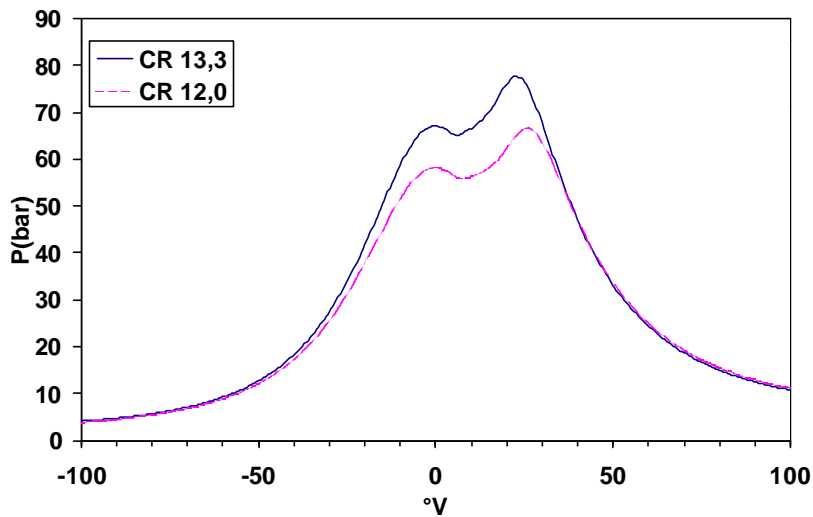


Figure 18 Comparaison des cycles de pression dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, gaz naturel seul, CR 12 et 13,3

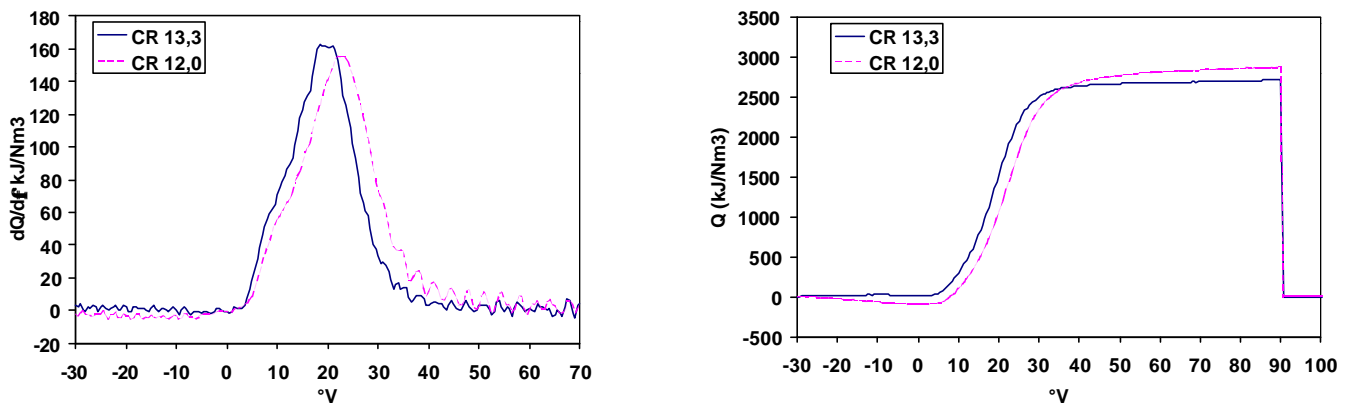


Figure 19 Comparaison des cycles d'apport de chaleur dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, gaz naturel seul, CR 12 et 13,3

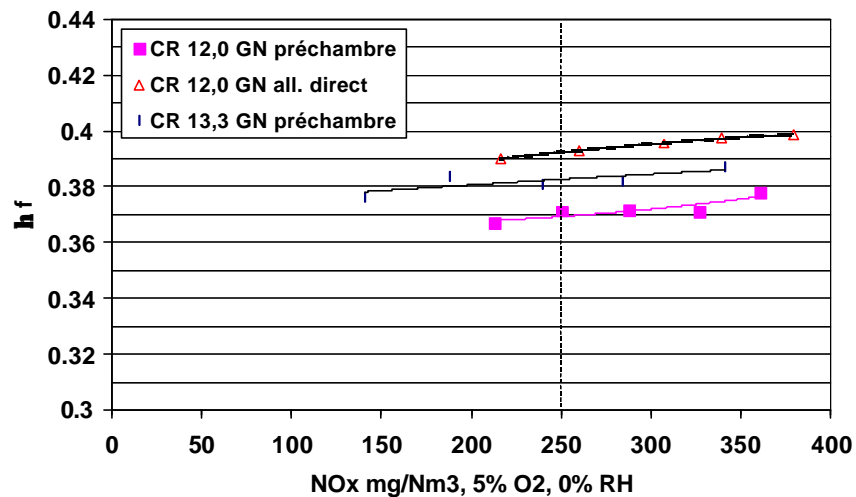


Figure 20 Comparaison des efficacités de conversion du fuel pour l'allumage par préchambre, $\eta_f \pm 0.006$, gaz naturel seul, CR 12 et 13,3 et allumage direct CR 12,0.

Les cycles d'apport de chaleur correspondants (voir fig. 19) indiquent, pour le taux de compression de 13,3, une combustion un peu plus intense et plus rapide. Dans les deux cas la stabilité de combustion est semblable ou légèrement moins bonne pour le CR de 13,3. Pour les figures 18 et 19, les COV_{imep} moyens respectifs sont de 2,26 et 2,13. Dans

ces conditions, il est possible d'obtenir des émissions de NOx de 141 mg/Nm³ pour un facteur d'air λ de 1,77.

On observe, à la figure 20, que l'efficacité de conversion du fuel est comprise entre 38 et 39%. Elle est supérieure de 1% aux résultats obtenus pour 12,0 avec la préchambre de combustion et pour une même valeur d'émission de NOx pour le taux de compression de 13,3. Ce résultat, prévu, est en accord avec la formule pour le cycle moteur théorique de combustion à volume constant (même si celui-ci est éloigné du cycle réel) :

$$h_f = 1 - \frac{1}{CR^{k-1}} \quad (1)$$

De plus, la combustion plus rapide observée favorise une conversion plus complète du carburant présent dans la chambre principale de combustion. Les valeurs obtenues restent en-dessous des performances pour l'allumage direct avec ce même taux de compression.

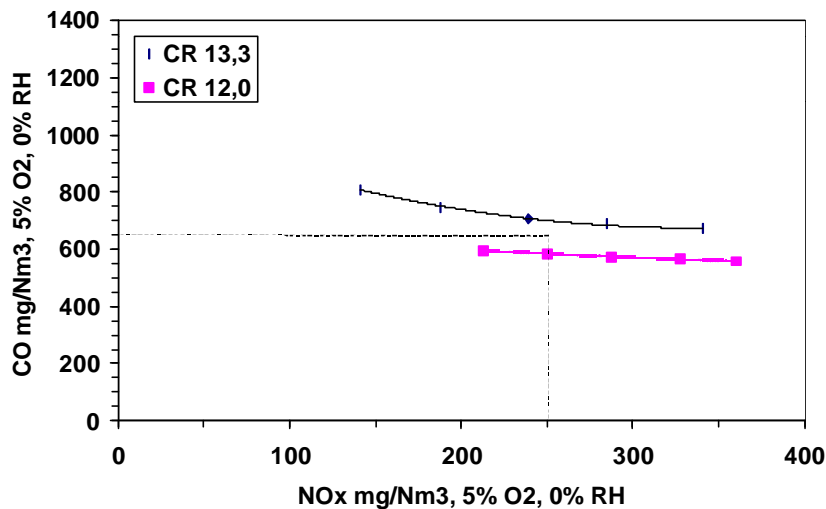


Figure 21 Comparaison des émissions de CO pour l'allumage par préchambre, gaz naturel seul, CR 12 et 13,3.

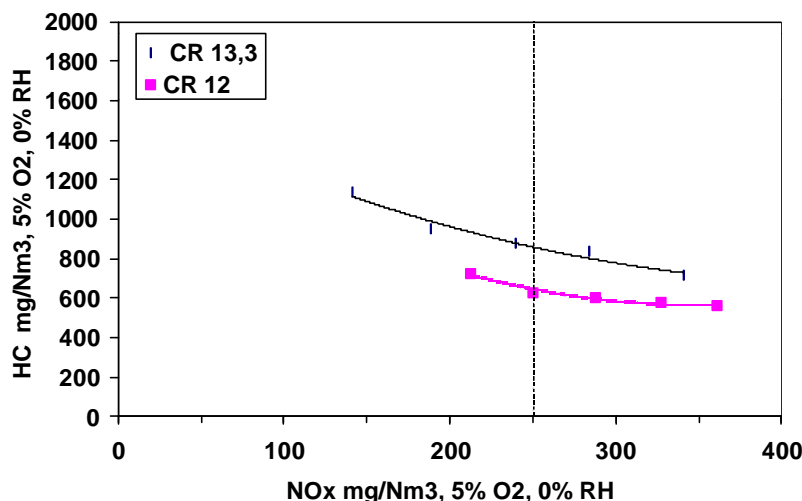


Figure 22 Comparaison des émissions d'hydrocarbures imbrûlés pour l'allumage par préchambre, gaz naturel seul, CR 12 et 13,3.

Cependant cette amélioration du rendement est accompagnée d'une augmentation des émissions de CO (20%) et HC (39%) pour des émissions de NOx équivalentes (voir fig.21 et 22). En effet, la pression plus élevée dans le cylindre augmente la quantité

d'hydrocarbures imbrûlés piégés dans les volumes morts. Ces gaz, partiellement oxydés sont libérés pendant la phase d'expansion.

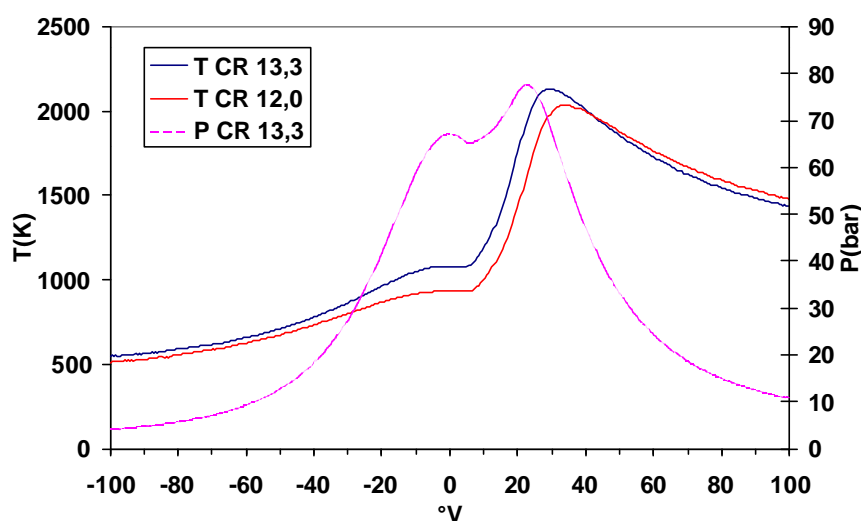


Figure 23 Comparaison des profils de température et pression dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, gaz naturel seul, CR 12 et 13,3, dans les mêmes conditions que les figures 18 et 19.

La figure 23 permet de confirmer que la température de combustion est globalement plus élevée dans le cas du taux de compression de 13,3. Le maximum de température intervient plus tardivement que le maximum de pression. Cependant, pendant la phase de détente la température diminue et après 45°V elle devient même inférieure à la température rencontrée avec un taux de compression de 12,0. Cet effet est explicable par une plus grande turbulence en fin de compression résultant du taux de compression plus élevé. Cette turbulence favorise les échanges thermiques et donc le refroidissement. Les hydrocarbures imbrûlés et le CO, résidus de la combustion principale et provenant aussi des volumes morts, sont ainsi moins dégradés pendant la phase de fin de combustion. L'équilibre $\text{CO} + \frac{1}{2}\text{O}_2 = \text{CO}_2$ est dans ces conditions moins déplacé vers la droite, produisant des émissions à l'échappement plus importantes.

Dans le cas du gaz naturel avec préchambre de combustion, on peut donc dire que l'augmentation du taux de compression de 12,0 à 13,3 a permis l'augmentation du rendement de 1% avec une stabilité de fonctionnement du même ordre de grandeur. En contrepartie, on obtient des émissions de NOx équivalentes et qui satisfont les normes d'émissions mais les émissions de CO augmentent de 20% et dépassent la limite de 650 mg/Nm³. Les émissions de HC sont de 39% plus élevées.

4.3.2 Essais au biogaz synthétique

Pour ces essais les mesures ont été faites dans des conditions similaires à celles pour le gaz naturel seul. C'est à dire avec une avance à l'allumage de 8°V_{APMH} et le même jeu de pistons donnant un taux de compression de 13,3. La composition du gaz naturel est celle indiquée dans le tableau 2. Deux séries d'essais ont été réalisés, l'une avec 19.4% de CO₂ et l'autre avec 39.5% de CO₂. Dans ces conditions le facteur d'air λ varie respectivement entre 1,65 et 1,70 et entre 1,57 et 1,61. Les résultats sont présentés en comparaison avec ceux pour le gaz naturel seul.

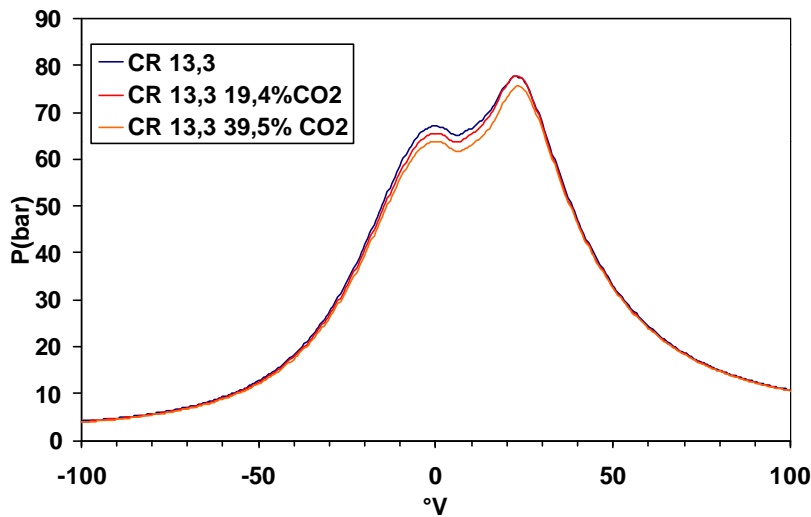


Figure 24 Comparaison des cycles de pression dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 13,3.

La figure 24 permet d'observer l'influence de la présence du CO₂ sur le cycle de pression. Les essais comparés ont des émissions de NO_x proches (CR 13,3 **284** mg/m³ 0% CO₂, CR 13,3 19,4%CO₂ **302** mg/Nm³ et CR 13,3 39,5%CO₂ **286** mg/Nm³ de NO_x). On observe que plus la teneur en CO₂ est élevée plus la pression en fin de compression diminue (respectivement 67,1, 65,5 et 64,8 bar). Pour la teneur de 19,4% de CO₂, la pression maximale du cycle est inchangée mais pour 39,5% elle est 2,5 bar plus faible. Si on compare ces résultats à ceux présentés au paragraphe 4.2.2, on a ici un plus grand écart entre les courbes de pression.

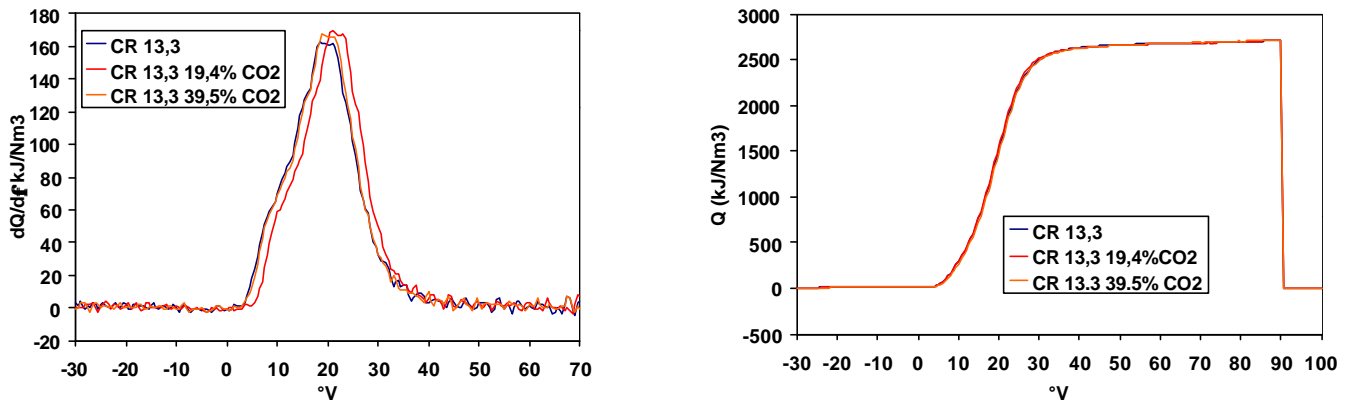


Figure 25 Comparaison des cycles d'apport de chaleur dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 13,3.

Les cycles d'apport de chaleur présentés à la figure 25 sont strictement identiques. On ne note pas d'influence de la proportion de CO₂ sur le dégagement de chaleur ainsi que sur la stabilité de la combustion. Pour les trois séries d'essais, le COV_{imep} est compris entre 2 et 1,4.

Par contre le taux de CO₂ a une influence plus marquée sur l'efficacité de conversion du fuel. Pour 19,4% de CO₂ on n'observe presque pas de différence avec le gaz naturel seul mais pour 39,5 % on observe en moyenne 1% de différence avec le gaz naturel. Cependant, dans ce cas, η_f reste entre 36.6 et 37.7% ce qui est 1% supérieur aux résultats présentés au paragraphe 4.2.2.

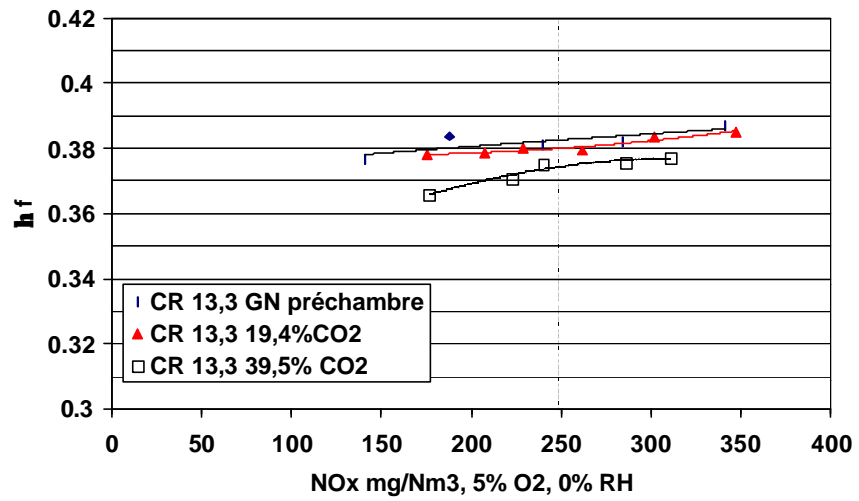


Figure 26 Efficacité de conversion du fuel pour l'allumage par préchambre, $\eta_f \pm 0.006$, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 13,3.

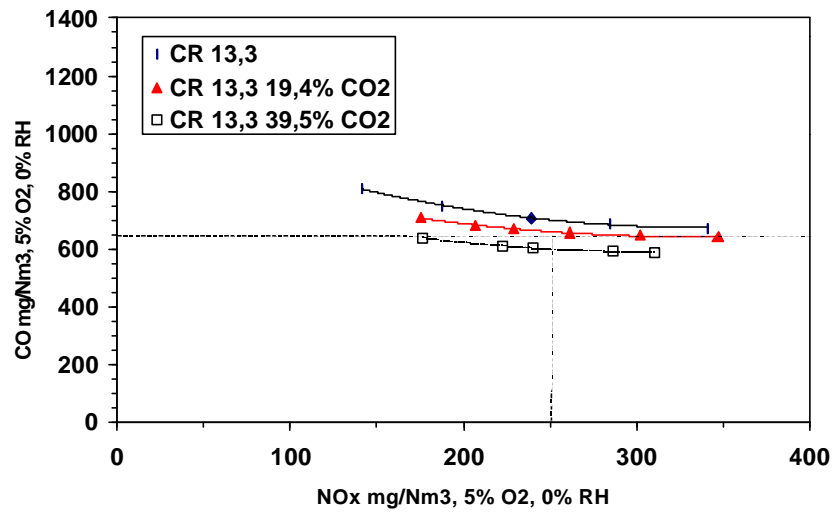


Figure 27 Emissions de CO pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 13,3.

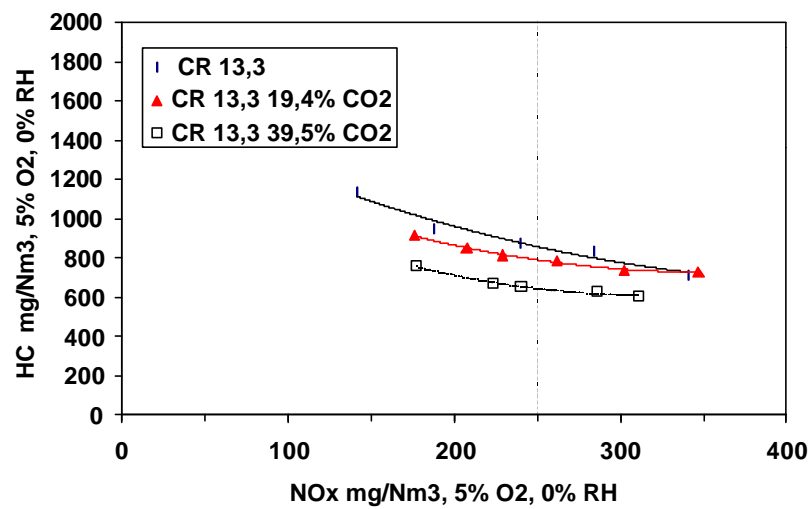


Figure 28 Emissions de HC pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 13,3.

Si on compare les émissions de CO présentées à la figure 27, pour les différents taux de CO₂, on observe en moyenne une diminution, pour des émissions de NOx équivalentes, de 14% (39,5% de CO₂) et une 5% (19,4% de CO₂).

Pour ce qui est des émissions de HC (figure 28), les réductions sont de 25% en moyenne (39,5% CO₂) et de 4 à 0% (19,4% CO₂). Par contre pour une proportion plus faible de CO₂, le comportement semble différent. On peut dire que pour des émissions de HC identiques, les émissions de NOx augmentent lorsque l'on diminue la quantité de CO₂. Mais avec 19,4%, ce n'est pas assez pour refroidir suffisamment le mélange et réduire la quantité de NOx formée. D'ailleurs la pression maximale du cycle lors de la combustion est identique avec celle pour le gaz naturel seul (voir figure 24).

Si on compare ces données avec celles du paragraphe 4.2.2, on observe pour un même taux de CO₂ dans le carburant une réduction proportionnellement similaire des émissions de CO et une réduction plus importante des émissions de HC avec le taux de compression de 13,3 par rapport à 12,0.

On peut dire sur ces essais au biogaz synthétique avec 39,5% CO₂, que le passage du taux de compression de 12,0 à 13,3 a permis de récupérer 1% de rendement avec des émissions qui satisfont les normes de l'OPair, c'est à dire moins de 400 mg/Nm³ de NOx et 650 mg/Nm³ de CO et pour un rendement entre 36.6 et 37.7%.

4.4 Bilan des essais

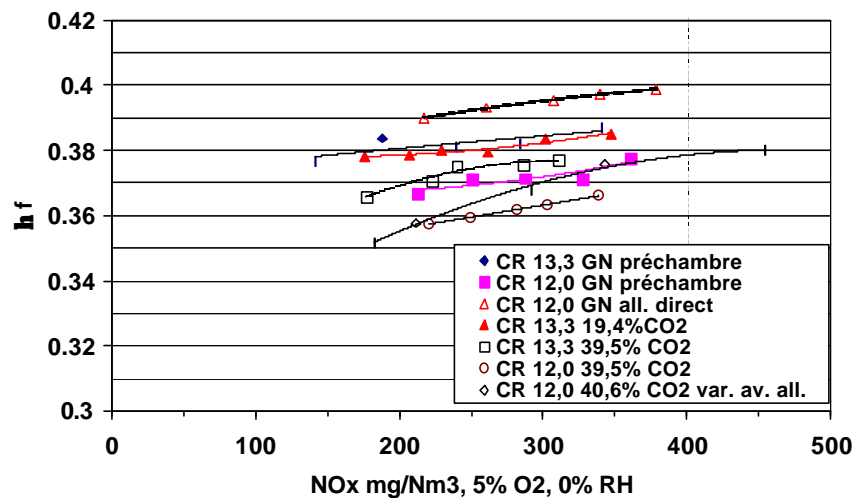


Figure 29 Efficacité de conversion du fuel, $\eta_f \pm 0.006$, en fonction des émissions de NOx pour tous les essais

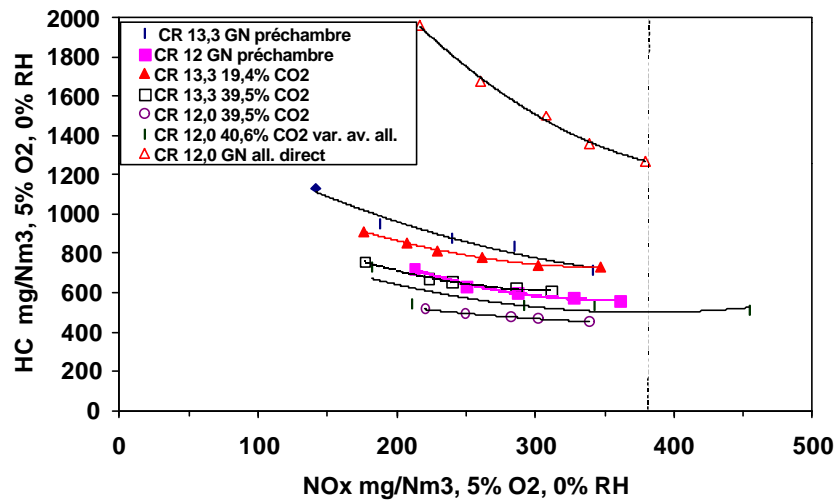


Figure 30 Emissions de HC en fonction des émissions de NOx pour tous les essais

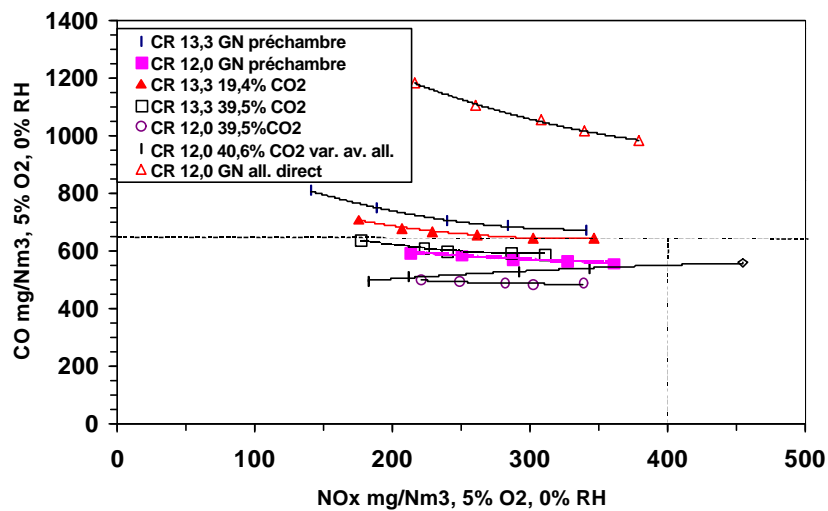


Figure 31 Emissions de CO en fonction des émissions de NOx pour tous les essais

La comparaison de tous les résultats obtenus en ce qui concerne le rendement, les émissions de NOx, CO et THC permet de déterminer les conditions les plus favorables afin d'obtenir un rendement le plus élevé possible tout en satisfaisant les normes d'émissions de l'OPair pour un biogaz contenant une proportion de 40% de CO₂. **Il semble ainsi plus favorable de travailler avec un taux de compression de 13,3 et une avance à l'allumage de 8°V_{APMH} plutôt que d'augmenter cette valeur, si on veut obtenir le moins d'émissions d'oxydes d'azote possible.** Dans ces conditions, les résultats montrent que l'on peut obtenir un rendement de 37.7% pour des émissions de 311 mg/Nm³ de NOx, 589 mg/Nm³ de CO et 607 mg/Nm³ de THC, c'est à dire en dessous de la norme. Avec un taux de compression de 12,0 et une avance à l'allumage de -12°V_{APMH}, on obtient un rendement de 37.6% pour des émissions de 343 mg/Nm³ de NOx, 541 mg/Nm³ de CO et 538 mg/Nm³ de HC. Si la teneur en CO₂ du biogaz est plus faible, alors le rendement du moteur sera plus élevé mais les émissions de CO et THC aussi. Si la proportion diminue jusque 20% alors il faut utiliser un taux de compression volumique plus faible que 13,3. Au niveau des émissions de polluants, les résultats avec CR 13,3 et 39,5% CO₂ sont similaires à ceux obtenus avec le gaz naturel seul CR 12,0 allumage par préchambre. **Le passage du taux de compression de 12,0 à 13,3 a permis de compenser la perte de rendement induite par l'introduction de 40% de CO₂ dans le carburant par rapport au gaz naturel.**

5. Problèmes non résolus

5.1 Optimisation des performances

Les performances du moteur pourrait être encore mieux optimisées pour les meilleures conditions de fonctionnement sélectionnées à partir des essais, notamment en ce qui concerne la taille de la volute de la turbine, le réglage de l'allumage cylindre par cylindre et y compris ajuster l'avance à l'allumage pour le taux de compression voulu. Pour cela des essais conjugués de variation de l'avance à l'allumage et du taux de compression seraient nécessaires.

5.2 Composition du carburant

Dans cette étude, les essais ont été réalisés avec une proportion volumique de 40% de CO₂ et une série avec 20%. En faisant des essais pour différents pourcentage on pourrait faire des tables de performances en fonction de la composition du gaz, de manière à prévoir le comportement du moteur en cas de variation de cette composition. De plus, il serait utile de faire des essais à partir de méthane et non pas de gaz naturel pour observer l'influence des autres composants du gaz naturel sur les conditions d'allumage notamment. En dernier lieu, des essais sur du biogaz réel nous permettrait de tester le système et de voir l'influence de composants résiduels du gaz qui pourrait éventuellement perturber le fonctionnement.

5.3 Durabilité

Afin de valider la possibilité d'utiliser le système d'allumage par préchambre sur des installations industrielles, tant du point de vue de la robustesse que de la fiabilité, il est nécessaire de réaliser des essais de durabilité en conditions réelles sur un site de production de biogaz.

6. Solutions aux problèmes posés par la réalisation du projet

6.1 Détermination de la meilleure solution pour l'alimentation en biogaz synthétique

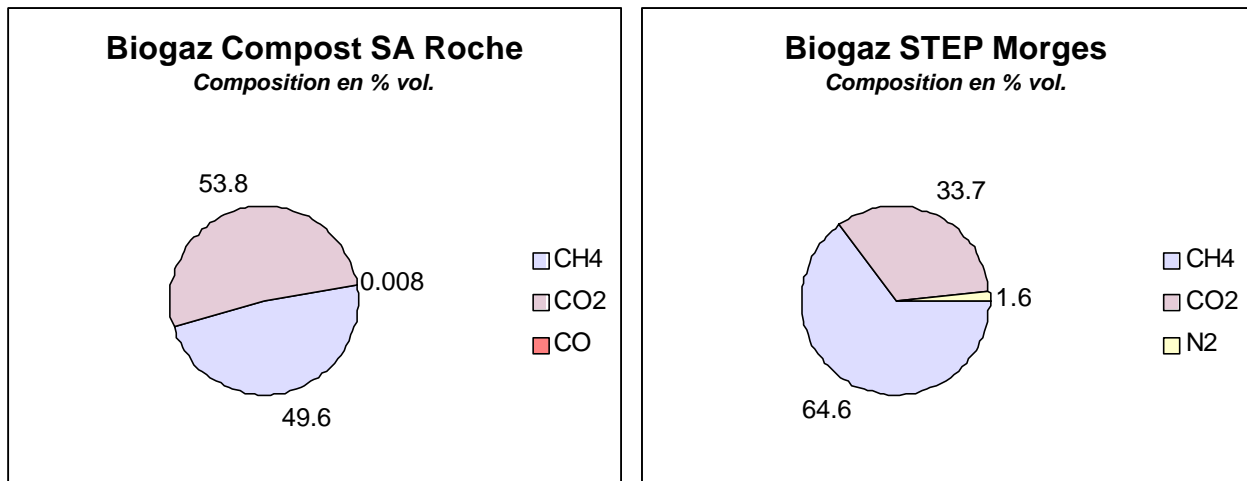


Figure 32 Composition des biogaz pris comme référence

La configuration initiale du moteur lui permet de fonctionner au gaz naturel soit à partir du gaz naturel du réseau de distribution soit à partir d'un stockage extérieur à haute pression. Afin de pouvoir alimenter le moteur avec un gaz à faible pouvoir énergétique de composition représentative du biogaz, diverses solutions ont été envisagées.

Dans un premier temps, la préparation sur place de mélanges a été discutée. L'objectif initial était de pouvoir préparer des mélanges de composition variée incluant de l'azote, de l'hydrogène et du CO en plus du méthane et du CO₂ (voir fig. 32). Cependant la préparation des mélanges par la méthode de pressions partielles à partir de gaz purs implique qu'en dessous d'une certaine pression résiduelle dans la bouteille le gaz n'est plus utilisable. Les pertes en gaz, le temps nécessaire à la réalisation de ces mélanges en grandes quantités ont conduit à l'abandon de cette idée. En effet les débits nécessaires en gaz ont été calculés (voir tableau 4) et représentent un volume important de mélange à préparer, stocker et faire transiter par la ligne d'alimentation en gaz du moteur.

Pression totale bouteille	mélange	nombre de palettes	volume utilisable	débit horaire	nombre d'heures de fonctionnement
bar			Nm3	Nm3/h	h
150	30/70-CO2/CH4	4	264.8	61.5	4.3
	30/68/2-CO2/CH4/N2	4	264.8	63.3	4.2
	35/65-CO2-CH4	4	264.8	66.2	4.0
	35/63/2-CO2/CH4/N2	4	264.8	68.3	3.9
	40/60-CO2/CH4	4	264.8	71.7	3.7
	40/58/2-CO2/CH4/N2	4	264.8	74.2	3.6
	30/70-CO2/CH4	6	397.2	61.5	6.5
	30/68/2-CO2/ch4/n2	6	397.2	63.3	6.3
	35/65-CO2/CH4	6	397.2	66.2	6.0
	35/63/2-CO2/CH4/N2	6	397.2	68.3	5.8
	40/60-CO2/CH4	6	397.2	71.7	5.5
	40/58/2-CO2/CH4/N2	6	397.2	74.2	5.4

Tableau 4 Débits nécessaires en mélange gazeux et autonomie pour une puissance de 150 KW, une vitesse de 1500 tr/min et un rendement de 35%.

La deuxième solution consistait en l'achat de mélange déjà préparés mais cette solution s'est avérée très onéreuse.

La dernière solution était de préparer directement en ligne les mélanges à l'aide de régulateurs de débit pour chaque gaz constituant du mélange. Afin de réduire les coûts, le nombre de constituants a été ramené à deux : le méthane et le CO₂ ou le gaz naturel moins cher et le CO₂.

6.2 Installation de la ligne d'alimentation en CO₂

Pour préparer en ligne le mélange à partir du gaz naturel et du CO₂, il faut choisir un mode de stockage du CO₂. Celui-ci a une pression de vapeur saturante de 60 bar à 23 °C. A température ambiante et sous pression, il est donc sous forme liquide. Il est livré en palette comme les autres gaz mais sous forme liquide à 60 bar. Lors de la détente de 60 bar à 1 bar il y a un refroidissement qui peut entraîner du givre dans le détendeur. Pour prévenir cela un réchauffeur est installé en amont du détendeur. Par la suite le CO₂ passe par un débitmètre laminaire et une vanne pour réguler le débit, dans la première version de l'installation. Dans la deuxième version il passe par un contrôleur de débit massique. Pour le mélange comportant 40% de CO₂, une puissance moteur de 150 kW, une vitesse de 1500 tr/min, un rendement de 35%, le débit de CO₂ est de 28.7 Nm³/h. Or ce débit additionné à celui du gaz naturel nous amène à la limite de capacité de la conduite d'alimentation en gaz (80 Nm³/h). Pour cette raison, le CO₂ est d'abord mélangé à l'air, et on ajoute par la suite le gaz naturel. Un mélangeur annulaire a été fabriqué pour préparer le mélange CO₂/air. Le Schéma de l'installation est présenté à la figure 33.

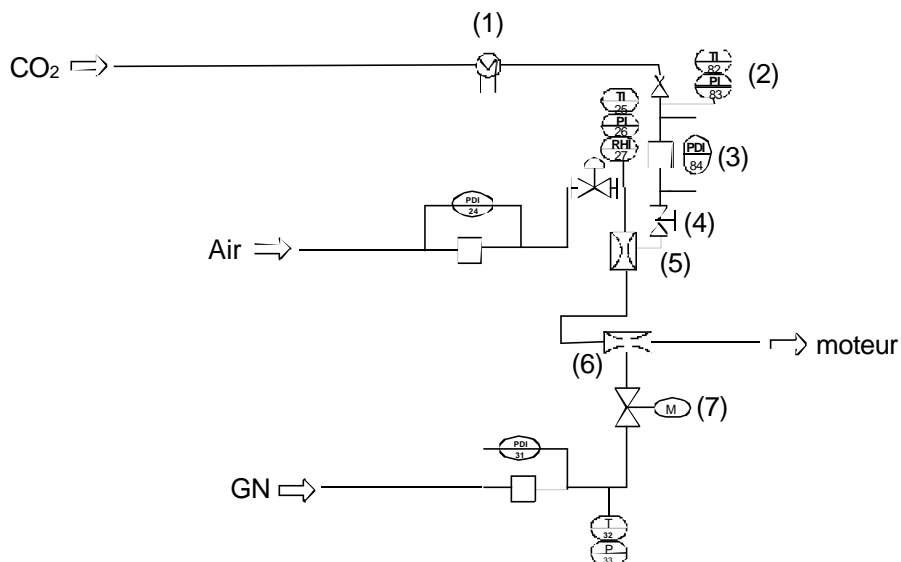


Fig. 33-a Schéma du système d'alimentation en CO2 du moteur, première installation

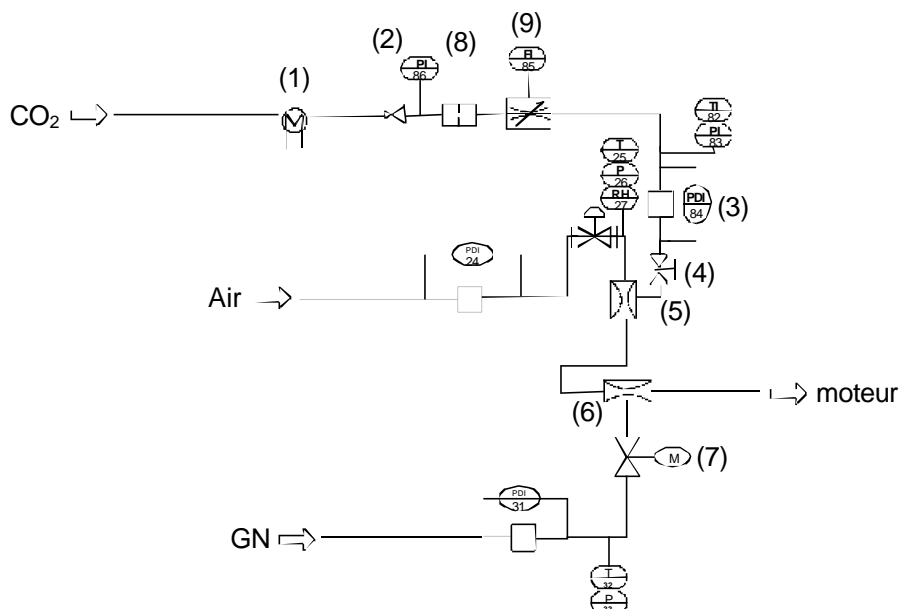


Fig. 33-b Schéma du système d'alimentation en CO2 du moteur, deuxième installation

Numéro de l'élément	Description	Producteur	modèle
1	Réchauffeur de CO ₂	Caarbagaz	TF2
2	Détendeur à dôme	GHR	811/10-MS
3	Débitmètre laminaire	Cussons	458 H
4	Vanne manuelle		
5	Mélangeur annulaire	LENI	
6	Mélangeur annulaire	LENI	
7	Soupape commandée par un moteur pas à pas	Phytron	
8	Filtre aspiration fin	KMP	WSL 7513S

9	Contrôleur de débit massique	Bronkhorst High-tech	EL-Flow F203-AC-FBC-44Z
---	------------------------------	----------------------	-------------------------

Tableau 5 Caractéristiques des éléments constituant le système d'alimentation en CO₂

Numéro du capteur	Variable	Principe	Producteur	Type	Plage de mesure	erreur
82	Température	Thermocouple K	Philipps	2AB35DIN	10-150°C	± 0.4 %
83	Pression absolue		Keller		-1 à 30 bar	± 0.2 %
84	Pression différentielle	Manomètre Betz	e-Schiltknecht	612a	-10 à 300 mmH ₂ O	± 0.03%
85	Débit massique	Mesure massique thermique	Bronkhorst High-tech	EL-Flow F203-AC-FBC-44Z	0-100 % échelle	± 0.2 % de la pleine échelle
86	Pression absolue		Keller		-1 à 30 bar	± 0.2 %

Tableau 6 Caractéristiques des capteurs de mesure

6.3 Réalisation des essais avec CO₂

La présence de CO₂ dans le mélange nécessite lors de la conduite des essais, de laisser chauffer le moteur avec le gaz naturel, de monter en charge avec le gaz naturel puis seulement d'ouvrir la vanne pour l'admission du CO₂. Pour maintenir la puissance de 150 kW, on ouvre plus la soupape (7) du gaz naturel et on ferme un peu la vanne papillon. Le débit massique de CO₂ doit être déterminé à partir du débit de gaz naturel mesuré (débit volumique ou débit massique) et à partir du pourcentage voulu dans le mélange. Le régulateur fonctionnant en pourcentage de son échelle (débit maximal 500 NL/min), il faut calculer cette valeur à partir du débit voulu en CO₂.

6.4 Traitement des données

Le CO₂ présent dans le mélange combustible se retrouve dans les gaz d'échappement. Ce CO₂ n'étant pas un produit de la combustion, la composition des gaz d'échappement ne permet plus dans l'état actuel des choses de calculer le facteur d'air. Pour calculer celui-ci il faut utiliser les débits massique de carburant et d'air.

De plus, la présence du CO₂ doit être prise en compte lors du calcul du pouvoir énergétique du carburant qui intervient dans le calcul de l'efficacité de conversion du fuel. Pour cela, pour chaque point de mesure un nouveau fichier de composition du gaz doit être préparé à partir du pourcentage de CO₂ mesuré et le débit de carburant doit prendre en compte le débit de CO₂.

6.5 Augmentation du taux de compression

Afin de pouvoir réaliser des essais avec un taux de compression plus élevé, une nouvelle série de pistons, correspondant à un taux de compression volumique de 13,3 ont été usinés à partir du plan présenté en annexe 2, de manière à avoir une géométrie similaire à celle utilisée pour les essais avec un taux de compression volumique de 12,0

(voir fig.2-a). Pour cela, les coordonnées de tous les points ont été déterminés en redessinant la forme du bol du piston avec IDEAS-Drafting.

7. Conclusions

L'introduction de 40% de CO_2 simulant un biogaz moyen et pour un taux de compression de 12,0, induit une réduction des émissions de CO de 15% et de HC de 8% pour les mêmes émissions de NOx mais avec une perte de rendement de 1% par rapport au gaz naturel seul. Toutefois des essais complémentaires pour un taux de compression de 13,3 et une avance à l'allumage de $8^\circ\text{V}_{\text{APMH}}$, un λ de 1,57 et un taux de CO_2 de 39,5%, ont montré qu'il est possible d'obtenir un rendement de 37.7% avec des émissions de NOx et CO en dessous des normes. Les performances et émissions sont alors proches de celles rencontrées pour le gaz naturel et un taux de compression de 12,0 avec préchambre de combustion. Le passage du taux de compression de 12,0 à 13,3 permet de compenser la perte en rendement due à la présence des 40% de CO_2 dans le carburant. D'autre part, il semble plus intéressant d'augmenter le taux de compression plutôt que d'augmenter l'avance à l'allumage (voir les figures 29,30 et 31). Ces essais ont permis d'observer que le CO_2 ne modifie ni le processus de combustion dans les cylindres ni le déroulement de l'allumage par préchambre. Le cycle de dégagement de chaleur est identique et la vitesse combustion est la même. Le CO_2 induit juste une baisse de pression en fin de compression (voir fig.24). Si la teneur en CO_2 n'est pas importante la pression maximale de combustion n'est pas modifiée.

Des essais avec du méthane à la place du gaz naturel permettraient de confirmer ces résultats dans des conditions encore plus proches des conditions réelles de fonctionnement d'un tel moteur alimenté au biogaz, notamment en ce qui concerne les conditions d'allumage. Des essais de durabilité seraient également nécessaires pour vérifier la tenue des préchambres dans le temps ainsi que des essais avec un biogaz réel.

Toutefois cette étude donne assez d'indications pour conclure que les moteurs à préchambres d'allumage permettent un accroissement substantiel de l'efficacité de conversion de biogaz, tout en restant dans les limites d'émissions sans avoir recours à des catalyseurs.

Liste des symboles et abbréviations

APMH Avant le point mort haut
Av. all. Avance à l'allumage
CLD Chemi-luminescence Detector
CO monoxyde de carbon
CO₂ dioxyde de carbon
COV coefficient de variance
CR compression ratio (taux de compression)
F Flow (débit massique)
FID Flame Ionisation Detector
GN gaz naturel
HC Hydrocarbons
IR Infra-Red Detector
NO_x oxydes d'azote
N dans les conditions Normales (1,013 bar et 273,15 K)
NL Litre Normal
Nm³ Normal m³
O₂ Oxygène
P pression
PDI pression différentielle
Q chaleur
RH Humidité Relative
T température
°V degré vilebrequin
ca_{BTDC} crank angle before top dead center
h heure
min minute
pmi pression moyenne indiquée
rpm rotations par minute
var. av. all. Variation de l'avance à l'allumage
φ angle vilebrequin
η_f efficacité de conversion du fuel
κ rapport des chaleurs spécifiques à pression et volume constant du gaz
λ facteur d'air

Table des figures et tableaux

Figure 2-a Configuration avec allumage direct et géométrie de piston utilisé [4], CR 12,0...	7
Figure 2- b Configuration avec préchambre de combustion intégrée dans la culasse [1].	7
Tableau 1 Principales spécifications du moteur	7
Figure 3 Comparaison des cycles de pression dans la chambre principale pour l'allumage direct et par préchambre, gaz naturel seul, CR 12.....	10
Figure 4 Comparaison des cycles d'apport de chaleur dans la chambre principale pour l'allumage direct et par préchambre, gaz naturel seul, CR 12	10
Figure 5 Coefficient de variance de la pression moyenne indiquée pour l'allumage direct et par préchambre, gaz naturel seul, CR 12.....	11
Figure 6 Efficacité de conversion du fuel pour l'allumage direct et par préchambre, $\eta_f \pm 0.006$, gaz naturel seul, CR 12.....	11
Figure 7 Emissions de CO pour l'allumage direct et par préchambre, gaz naturel seul, CR 12.....	12
Figure 8 Emissions de HC pour l'allumage direct et par préchambre, gaz naturel seul, CR 12.....	12
Figure 9 Comparaison des cycles de pression dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 12.....	13
Figure 10 Comparaison des cycles d'apport de chaleur dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 12	13
Figure 11 Coefficient de variance de la pression moyenne indiquée pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 12.....	14
Figure 12 Efficacité de conversion du fuel pour l'allumage par préchambre, $\eta_f \pm 0.006$, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 12	14
Figure 13 Emissions de HC pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 12	15
Figure 14 Emissions de CO pour l'allumage préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 12.....	15
Figure 15 Cycles de pression dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, biogaz synthétique, CR 12, pour différentes avances à l'allumage	16
Figure 16 Emissions de HC, CO et NOx pour l'allumage par préchambre, biogaz synthétique, CR 12, en fonction de l'avance à l'allumage.....	16
Figure 17 Efficacité de conversion du fuel pour l'allumage par préchambre, $\eta_f \pm 0.006$, biogaz synthétique, CR 12, en fonction de l'avance à l'allumage.	17
Figure 18 Comparaison des cycles de pression dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, gaz naturel seul, CR 12 et 13,3	18
Figure 19 Comparaison des cycles d'apport de chaleur dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, gaz naturel seul, CR 12 et 13,3.....	18
Figure 20 Comparaison des efficacités de conversion du fuel pour l'allumage par préchambre, $\eta_f \pm 0.006$, gaz naturel seul, CR 12 et 13,3 et allumage direct CR 12,0.	18
Figure 21 Comparaison des émissions de CO pour l'allumage par préchambre, gaz naturel seul, CR 12 et 13,3.....	19
Figure 22 Comparaison des émissions d'hydrocarbures imbrûlés pour l'allumage par préchambre, gaz naturel seul, CR 12 et 13,3.	19

Figure 23 Comparaison des profils de température et pression dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, gaz naturel seul, CR 12 et 13,3, dans les mêmes conditions que les figures 18 et 19.	20
Figure 24 Comparaison des cycles de pression dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 13,3.	21
Figure 25 Comparaison des cycles d'apport de chaleur dans la chambre principale pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 13,3.	21
Figure 26 Efficacité de conversion du fuel pour l'allumage par préchambre, $\eta_f \pm 0.006$, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 13,3.	22
Figure 27 Emissions de CO pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 13,3.	22
Figure 28 Emissions de HC pour l'allumage par préchambre, gaz naturel et biogaz synthétique, CR 13,3.	22
Figure 29 Efficacité de conversion du fuel, $\eta_f \pm 0.006$, en fonction des émissions de NOx pour tous les essais	23
Figure 30 Emissions de HC en fonction des émissions de NOx pour tous les essais.	24
Figure 31 Emissions de CO en fonction des émissions de NOx pour tous les essais	24
Figure 32 Composition des biogaz pris comme référence	26
Tableau 4 Débits nécessaires en mélange gazeux et autonomie pour une puissance de 150 KW, une vitesse de 1500 tr/min et un rendement de 35%.	27
Fig. 33-a Schéma du système d'alimentation en CO ₂ du moteur, première installation	28
Fig. 33-b Schéma du système d'alimentation en CO ₂ du moteur, deuxième installation ...	28
Tableau 5 Caractéristiques des éléments constituant le système d'alimentation en CO ₂	29
Tableau 6 Caractéristiques des capteurs de mesure	29

Bibliographie

- [1] Röthlisberger R.P., ***An experimental investigation of a lean burn natural gas prechamber spark ignition engine for cogeneration***, thèse 2346, soutenue le 12 mars 2001 à l'EPFL.
- [2] Röthlisberger R.P., Leyland G., Favrat D. and Raine R.R., ***“Study of a Small Size Cogeneration Gas Engine in Stoichiometric and Lean Burn Modes: Experimentation and Simulation”***, SAE Paper, SP-1391, 982451, 1998
- [3] Röthlisberger R.P., Raine R.R., Kleemann R. and Favrat D., ***“Experimental Results and Modelling of Carbon Monoxide Emissions from a Natural Gas Fuelled Spark-Ignition Cogeneration Engine”***, IMechE Int. Conf. on Computational and Experimental Methods in Reciprocating Engines, IMechE Conference Transactions, ISBN 1-86058-275-3, pp. 127-138, 2000.
- [4] Nellen C. and Boulouchos K., ***“Natural gas engines for cogeneration : highest efficiency and near zero emissions through turbocharging, EGR and 3-way catalytic converter”***, SAE technical paper, 2000-01-2825, 2000
- [5] Röthlisberger R.P., Leyland G., Paschoud C.-A. and Favrat D., ***Swiss Motor, Modification d'un moteur Diesel pour le fonctionnement avec mélange stoechiometrique ($\lambda = 1$) et pauvre ($\lambda \approx 1$)***, Swiss Federal Office of Energy, Final Report, 1998.
- [6] Röthlisberger R.P., Favrat D., ***“Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration; part. I, numerical simulation”***, accepted for publication in the Int. J. Th. Sc., 2003.
- [7] Röthlisberger R.P., Favrat D., ***“Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration; part. II, experimentation”***, accepted for publication in the Int. J. Th. Sc., 2003.
- [8] Röthlisberger R.P., Favrat D., ***“Comparison between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine, part I: engine geometrical parameters”***, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, p. 1217-1229, 2002.
- [9] Röthlisberger R.P., Favrat D., ***“Comparison between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine, part. II: engine operating parameters and turbocharger characteristics”***, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, p. 1231-1243, 2002.
- [10] Henham, M.K. Makkar” ***Assessment of a simulated biogas as fuel for spark ignition engine***, Energy convers. Mgmt, 39, n°16-18, p. 2001-2009, 1998.
- [11] Bucksch S., Egeback K.-E., ***“The swedish program for investigations concerning biofuels”***, The science of the total environment, 235, p. 293-303, 1999.
- [12] Muller G.P., ***“Landfill gas application development of the caterpillar G3600 Spark-ignition engine”***, Journal of engineering for gas turbine and power, 117,4, p. 820-825, 1995.
- [13] Stone C.R. et al. ***“Analysis of Bio-Gas Combustion in Spark-ignition engines, by means of experimental data and computer simulation”***, J. of Inst. of Energy, 66, 469, p. 180-187, 1993.
- [14] Huang J., Crookes R.J., ***“Spark-ignition performance with simulated biogas –a comparison with gasoline and natural gas”***, J. of Inst. of Energy, 71, 489, p. 197-203, 1998.

- [15] Midkiff K.C. et al., “ ***Fuel composition effects on emissions from a spark ignited engine operated on simulated biogases***”, Journal of engineering for gas turbine and power , 123, p. 132-138, 2001.

Annexes

Annexe 1 Schéma détaillé de l'installation

Annexe 2 Dessins pour l'usinage des pistons CR 13,3

Annexe 3 Tableau récapitulatif des résultats expérimentaux

n° serie	n° essai	% CO2	CR	syst. all.	av. all.	RH	λ	NOx	CO	THC	COVpmi	η f
					°VAPMH			mg/Nm3	mg/Nm3	mg/Nm3	%	
108	108101	0.00	12	direct	26	0.4513	1.84	216.66	1182.29	1961.71	3.44	0.390
	108102	0.00	12	direct	26	0.4517	1.83	260.47	1106.23	1674.01	2.54	0.393
	108103	0.00	12	direct	26	0.4526	1.82	307.78	1053.72	1500.61	2.46	0.395
	108104	0.00	12	direct	26	0.4526	1.81	339.14	1014.30	1355.66	2.05	0.397
	108105	0.00	12	direct	26	0.4531	1.81	379.12	984.87	1270.46	2.02	0.399
noyenne		0.00				0.4522						
écart-type		0.00				0.0007						
109	109101	0.00	12	préchambre	8	0.5002	1.68	212.62	596.09	723.71	2.74	0.367
	109102	0.00	12	préchambre	8	0.4985	1.68	250.48	585.61	629.07	2.38	0.371
	109103	0.00	12	préchambre	8	0.5017	1.66	287.44	573.79	600.52	2.13	0.371
	109104	0.00	12	préchambre	8	0.5015	1.65	327.29	565.07	576.48	1.85	0.371
	109105	0.00	12	préchambre	8	0.5023	1.64	360.68	558.47	560.42	1.55	0.378
noyenne		0.00				0.5008						
écart-type		0.00				0.0015						
110	110101	38.61	12	préchambre	8	0.5002	1.55	220.67	498.59	515.62	2.45	0.357
	110102	40.18	12	préchambre	8	0.4955	1.55	249.48	492.27	492.04	2.13	0.359
	110103	38.98	12	préchambre	8	0.4976	1.54	282.20	489.73	477.27	2.08	0.362
	110104	40.50	12	préchambre	8	0.4980	1.54	302.54	485.38	466.35	2.12	0.363
	110105	39.18	12	préchambre	8	0.4963	1.54	339.09	486.61	451.87	1.94	0.366
noyenne		39.49				0.4975						
écart-type		0.81				0.0018						
111	111101	40.67	12	préchambre	8.02	0.4404	1.52	182.15	495.53	730.89	2.64	0.352
	111102	41.21	12	préchambre	9.5	0.4436	1.53	211.27	509.65	542.34	6.24	0.358
	111103	40.16	12	préchambre	10.5	0.4436	1.54	291.74	528.02	532.58	1.80	0.368
	111104	40.82	12	préchambre	11.51	0.4445	1.54	342.70	541.22	538.10	1.78	0.376
	111105	40.18	12	préchambre	13	0.4437	1.54	454.75	558.38	514.23	1.43	0.380
noyenne		40.61				0.4432						
écart-type		0.45				0.0016						
112	112101	0.00	13.3	préchambre	8	0.4348	1.77	141.09	809.51	1133.69	<3	0.376
	112102	0.00	13.3	préchambre	8	0.4329	1.75	187.98	748.04	951.41	<3	0.384
	112103	0.00	13.3	préchambre	8	0.4323	1.73	239.45	706.37	878.59	2.24	0.381
	112104	0.00	13.3	préchambre	8	0.4311	1.72	284.26	688.29	833.88	2.26	0.382
	112105	0.00	13.3	préchambre	8	0.4291	1.71	341.06	672.87	712.40	1.67	0.387
noyenne		0.00				0.4321						
écart-type		0.00				0.0021						
113	113101	19.44	13.3	préchambre	8	0.4432	1.70	175.78	708.14	912.65	2.17	0.378
	113102	19.30	13.3	préchambre	8	0.4444	1.69	207.32	679.47	851.23	2.52	0.379
	113103	19.49	13.3	préchambre	8	0.4406	1.68	229.28	668.93	815.23	1.88	0.380
	113104	19.35	13.3	préchambre	8	0.4428	1.67	261.77	656.77	782.91	2.01	0.379
	113105	19.37	13.3	préchambre	8	0.4436	1.66	302.30	646.51	739.80	1.43	0.383
	113106	19.29	13.3	préchambre	8	0.4434	1.65	347.07	642.36	727.87	1.40	0.385
noyenne		19.37				0.4430						
écart-type		0.08				0.0013						
114	114101	39.55	13.3	préchambre	8	0.3389	1.6132	176.78	638.52	758.09	1.88	0.366
	114102	39.56	13.3	préchambre	8	0.3383	1.5896	222.98	609.39	670.78	1.68	0.371
	114103	39.65	13.3	préchambre	8	0.3380	1.5853	240.14	602.17	653.84	1.61	0.375
	114104	39.32	13.3	préchambre	8	0.3379	1.5805	286.13	594.42	627.30	1.38	0.376
	114105	39.41	13.3	préchambre	8	0.3379	1.57	310.89	588.86	606.50	1.56	0.377
noyenne		39.50				0.3382						
écart-type		0.13				0.0004						

Précision des mesures

Grandeur	Unité	Erreur absolue
λ	-	± 0.02*
η _f	%	± 0.6*
NOx	mg/Nm ³ , 5% O ₂	±15*
CO	mg/Nm ³ , 5% O ₂	±20*
THC	mg/Nm ³ , 5% O ₂	±30 ** ± 116***

*moyenne sur les séries de mesures 108 et 112, les essais 110104-110105-114105

** moyenne sur la série de mesures 112, les essais 110104-110105-114105

*** moyenne sur la série de mesures 108, allumage direct.