

COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE ET COGENERATION DEVELOPPEMENTS ET PERSPECTIVES

Rémi Guillet

Direction de la Recherche, Gaz de France, 361, av. Président Wilson, 93211 La Plaine St Denis, France

Résumé

Si l'eau a été longtemps utilisée pour améliorer la combustion de combustibles réputés difficiles, comme agent antidétonant, voire comme « booster » de moteurs en aéronautique, puis, plus récemment, comme agent diminuant la formation des oxydes d'azotes, elle apparaît aussi comme élément additionnel capable d'améliorer de façon substantielle les performances des turbines à gaz terrestres.

De son côté, le concept de « pompe à vapeur d'eau », initialement développé pour élargir le domaine d'application des générateurs à condensation offre des perspectives de performances énergétiques et écologiques remarquables notamment lors de l'utilisation de gaz naturel [1,2].

Alors, la mise en œuvre de ces différentes approches de la « combustion par voie humide », séparément ou combinées, offre de nouvelles possibilités notamment dans le contexte des applications de « cogénération ». Cette présentation fait le point des développements et perspectives.

Abstract

For many years, water has been used as an "additive" component to improve combustion efficiency, to boost power, even as an anti-knock agent, as technique to reduce NOx formation. Today, the challenge is to find new ways to promote energy conservation and to minimize global environmental impact. Using a "wet combustion" technique, gas turbine efficiency can be increased substantially...

On an other hand, water vapor pumps, which perform combustion with a humidified combustion agent, offer outstanding energy efficiency and environmental performance, particularly in case of natural gas utilization [1,2].

In cogeneration context we can often benefit of all of the advantages offered by the wet combustion technique. The proposed presentation will concern achievements, actual developments and perspectives.

Mots-clés : Combustion/ Environnement/Efficacité/Energie/Procédés thermiques/Oxydes d'azote/Hygrométrie

Keywords : Combustion/ Environment/Efficiency/Energy/Thermal Processes/Nitrogen Oxides/Hygroscopy.

I-COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE : DEFINITION ET EXEMPLES

1-1 DEFINITION

Nous appelons « procédé à combustion par voie humide* » tout procédé utilisant l'eau comme ingrédient additionnel, intervenant dans la chambre de combustion aux côtés du combustible et du comburant puis présent aux côtés des produits de la combustion. Cette « eau additionnelle » peut être introduite dans le procédé à tout niveau se situant en amont de la zone de combustion ou dans la chambre de combustion. Elle peut être introduite, en phase liquide ou vapeur, saturée ou non, associée au combustible, à l'agent comburant ou être introduite séparément.

**Ce type de procédé est à l'origine du développement d'une méthode d'analyse dite « Diagramme Hygrométrique de combustion » utilisée pour établir les*

performances prévisionnelles présentées. Cette méthode a été validée dans tous les cas ayant permis des confrontations avec l'expérience, notamment dans le cas de mise en œuvre de « pompe à vapeur d'eau » [3]. Un logiciel a également été développé (consulter Gaz de France/RD/Mission valorisation).

1-2 TURBINES A GAZ ET COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE

Il est bien connu que les turbines à gaz ont des performances (puissance et rendement) sensibles aux conditions environnantes. Partant de conditions atmosphériques « normales » (15°C et hygrométrie moyenne) pour lesquelles les puissance et rendement seraient par exemple et respectivement de 1 unité et de 30%, ces deux caractéristiques peuvent chuter respectivement à 0,92 et 28% lorsque la température ambiante atteint 40°C. Lorsqu'elles sont soumises à de telles variations, les turbines « terrestres » alors

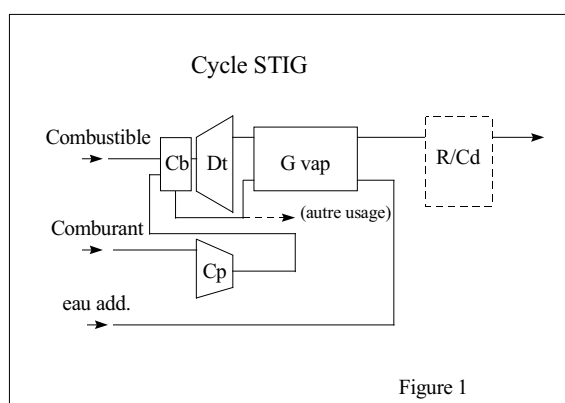
(sur)dimensionnées pour les configurations extrêmes ne peuvent être, en moyenne, exploitées de façon optimale. Pour certaines implantations géographiques, une relative stabilisation des conditions d'exploitation peut être obtenue par le refroidissement adiabatique de l'air entrant dans le compresseur (Cp). Ainsi et par exemple, la saturation adiabatique de l'air atmosphérique pris à 40°C et 11% d'hygrométrie relative aboutira à une température d'air de 18°C par simple humidification. Cette « technique » peut être considérée comme une première utilisation avantageuse d'eau additionnelle, se traduisant par un dimensionnement plus juste des machines et des conditions d'exploitation quasi stabilisées [4].

Mais l'utilisation de l'eau comme agent additionnel nous ouvre aussi d'autres perspectives pour une exploitation plus performante des turbines terrestres en configuration atmosphérique « standard ».

Le cycle STIG (figure 1)

Dans le cas du cycle « steam injection in gas turbine », l'eau additionnelle (eau add.), prise à l'état liquide est portée à une pression suffisante, vaporisée puis surchauffée avant de rejoindre les gaz de combustion dans la chambre de combustion (Cb). L'énergie nécessaire au chauffage de l'eau liquide, à sa vaporisation et à sa surchauffe, est issue du refroidissement des gaz sortant de la turbine de détente (Dt) avant leur rejet (échangeur G vap). L'eau additionnelle joue le rôle de vecteur de recyclage d'enthalpie, améliorant de façon importante l'efficacité de la turbine à gaz [5,6].

Dans le cas du cycle STIG on pourra noter que la vapeur d'eau générée est « pure » et peut indifféremment être déviée vers d'autres applications, offrant ainsi à ce cycle de nombreuses variantes d'exploitation pour co - générer force et vapeur.

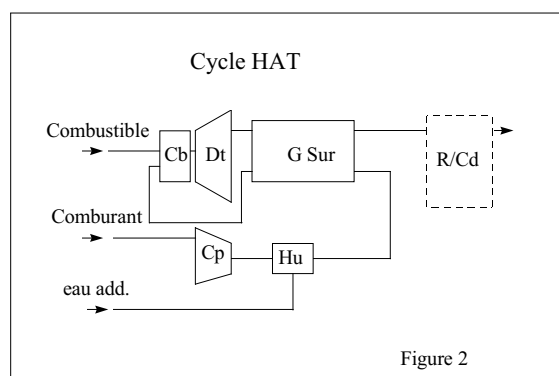


Le cycle HAT (figure 2)

Dans le cas du cycle « air humidified turbine », l'eau additionnelle, à l'état liquide est portée à une pression suffisante pour être introduite dans l'air comprimé (et chaud) sortant du compresseur (zone Hu). Ceci en quantité telle que l'air humidifié à enthalpie constante est refroidi jusqu'à sa saturation en vapeur d'eau. L'air ainsi saturé est ensuite surchauffé par échange avec les

gaz détendus (échangeur G sur) avant de parvenir dans la chambre de combustion [7,8]. Si le cycle HAT est comparable au cycle avec préchauffage d'air, ici l'humidification augmente très fortement le potentiel de récupération d'enthalpie sur les gaz sortant de la turbine de détente.

Contrairement au cas des cycles combinés qui mettent en œuvre à côté de la turbine à gaz un cycle de Rankine (donc une turbine à vapeur), les cycles STIG et HAT utilisent une seule turbine de détente. Toutefois l'eau additionnelle nécessaire au fonctionnement des cycles STIG et HAT est généralement « perdue », rejetée à l'état de vapeur à l'atmosphère avec les gaz de combustion.



Condensation de l'eau et valorisation de l'énergie de condensation des cycles STIG et HAT

Si l'analyse des cycles STIG et HAT montre que ces derniers ont des performances remarquables pouvant rivaliser avec celles des cycles combinés, elle nous amène à souligner que les gaz rejetés sont très fortement chargés en vapeur d'eau, donc fortement chargés en chaleur latente, récupérable à l'issue d'une condensation. Dans un contexte de petite et moyenne cogénération pour lequel il peut y avoir la possibilité de valoriser cette forme d'énergie, il est pertinent de préciser les conditions de la récupération de chaleur latente et plus particulièrement les niveaux de température offerts et les quantités d'énergie récupérables par le fluide circulant au secondaire d'un « récupérateur - condenseur R/Cd ».

Dans le tableau 1, nous comparons les cycles de Joule, STIG et HAT du point de vue de leur rendement de production de travail (Rt_w), de leur rendement « cogénérateur » ($Rt_w + q$), du point de vue du rendement exergetique global ($R_{exerglob}$), ici rapportés au pouvoir calorifique supérieur du combustible ($\%Pcs$), et du point de vue de la taille du turbo compresseur (coefficients C et D):

« $Rt_w + q$ pour $Q_{econs}=0$ » signifie rendement de cogénération et est obtenu en ajoutant au travail produit par le cycle la chaleur libérée au récupérateur - condenseur fonctionnant alors pour condenser la quantité d'eau additionnelle Q_{eadd} (évitant ainsi par recyclage de l'eau condensée toute consommation d'eau externe : $Q_{econs} = 0$) ; $T_e/T_s(^{\circ}C)$ signifie respectivement température d'entrée maximale et température de sortie maximale possibles pour le fluide

circulant au secondaire du récupérateur - condenseur, exprimée en °C (échangeur sans différentiel thermique ou ayant l'efficacité maximale de 100%).

« $Rt\ w+q$ pour $Te=58/Ts$ » signifie rendement de cogénération, le récupérateur - condenseur rejetant les produits de combustion à 58°C (soit la température maximale possible à l'entrée du fluide secondaire) ; Ts indique toujours la température de sortie maximale possible pour le fluide secondaire.

$Rexerglob=Rt\ w + (Rt\ w+q - Rt\ w)[1-288/(273+Tm)]$ avec $Tm=(Te+Ts)/2$.

Le « facteur d'air » exprime la quantité d'air (rapportée à celle nécessaire à la combustion stoechiométrique) aboutissant au respect de la température de consigne à l'entrée de la turbine de détente (température identique pour les trois cycles; on suppose une même technologie de turbine de détente, faisant appel au même matériau et subissant les mêmes contraintes thermiques).

« $Qeadd$ » est la quantité d'eau additionnelle optimisant le fonctionnement du cycle STIG ou HAT du point de vue du rendement de production de travail « $Rt\ w$ »; $Qeadd$ est exprimé en mole d'eau par mole de combustible.

En supposant que chaque cycle met en œuvre une machine dimensionnée pour produire l'unité de puissance mécanique et prenant la machine fonctionnant selon le cycle de Joule comme référence de taille (pour le compresseur et pour la turbine de détente, soit respectivement $C=1$ et $D=1$), on peut exploiter les valeurs des facteur d'air, quantité d'eau additionnelle et rendement de production de travail, pour estimer, par rapport à la référence, le *dimensionnement* C du compresseur et D de la turbine de détente dans chaque cas.

La comparaison est faite en supposant que la température de consigne à l'entrée de la turbine de détente est toujours de 1000°C alors que le taux de compression est de 10, les rendements polytropiques du compresseur d'air et de la turbine de détente sont égaux et ont pour valeur 0,85.

Les conditions atmosphériques sont les conditions standard (15°C, pression 1013 hPa, tension de vapeur 8hPa).

Le combustible est le méthane.

Le cycle de Joule a, comme attendu, la production de travail la plus basse (on rappelle cependant que ce cycle offre un potentiel de production de vapeur utile à différentes applications allant du cycle de Rankine à de nombreuses applications en procédés industriels).

Les cycles STIG et HAT constituent deux améliorations substantielles du point de vue du rendement de la production de travail qui, partant de 28,2% Pcs de l'énergie consommée dans le cas du cycle de Joule, passe à 38,7% Pcs pour le cycle STIG et à 44,5% Pcs pour le cycle HAT.

Côté chaleur, la chaleur de condensation, disponible en grande quantité lorsque la configuration vise une condensation égale à la consommation d'eau additionnelle, respectivement 87,6-38,7=48,9%Pcs pour le cycle STIG et 86,3-44,5=41,8%Pcs pour le cycle HAT, est néanmoins le plus souvent difficile à valoriser

vu le faible niveau de température offert au fluide secondaire du récupérateur - condenseur. Par exemple, supposant que 58°C représente la température de retour moyenne d'une boucle de chauffage résidentiel les quantités de chaleur maximales récupérables sont réduites respectivement à 66,8-38,7=28,1%Pcs et 53,6-44,5=9,1%Pcs, c'est à dire pratiquement à rien dans le cas du cycle HAT si on tient compte du différentiel thermique entre l'eau et les produits de combustion (généralement supérieur à 2°C pour le type d'échangeur utilisé).

Du point de vue du *dimensionnement* des compresseurs et turbines de détente, on remarque une réduction drastique de la taille des machines (ce qui signifie aussi, à taille donnée, une puissance nominale beaucoup plus élevée, à évaluer selon l'inverse de C et D), l'influence la plus forte étant relevée pour le compresseur et la turbine de détente du cycle STIG qui ne représente plus en taille que respectivement 57% et 75% des éléments mis en œuvre dans le cas du cycle de Joule.

1-3 CAS DE LA «POMPE A VAPEUR D'EAU»

Principe de la pompe à vapeur d'eau (PAVE) [9,10]

Il est convenu d'appeler « pompe à vapeur d'eau » un échangeur de masse et de chaleur chargé de recycler - au moins en partie - l'énergie sensible et latente résiduelle contenue dans les gaz de combustion sortant d'un récupérateur - condenseur (donc pratiquement saturés en vapeur d'eau) et utilisant comme source froide et vecteur de recyclage le comburant pris dans les conditions ambiantes environnantes, pour le soumettre à un préchauffage et une humidification simultanés.

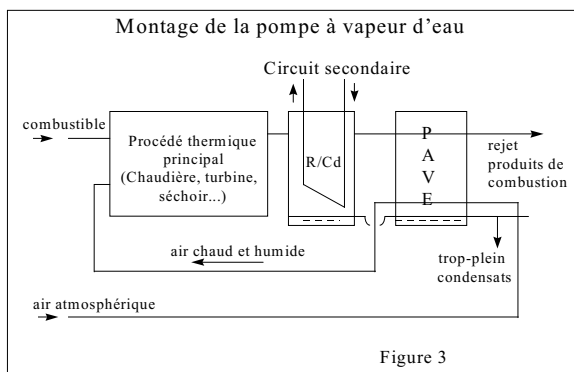


Figure 3

Ainsi ces échanges ultimes - avant rejet des produits de combustion - donnent lieu à un transfert de chaleur et de masse essentiellement dû, d'un côté, à la condensation de la vapeur d'eau encore contenue dans les produits de combustion sortant du récupérateur - condenseur, de l'autre, à l'évaporation engendrée par le préchauffage « humide » de l'air entrant. Pour l'essentiel, tout se passe comme s'il y avait « pompage » de vapeur d'eau dans les gaz sortants et ré-injection de cette vapeur dans le comburant entrant. On souligne que l'échange de chaleur n'est performant que si, pour équilibrer la chaleur latente de condensation, le gaz comburant entrant est humidifié pratiquement jusqu'à saturation en vapeur en même temps que sa température augmente. Le comburant (air atmosphérique le plus souvent) étant dans les conditions ambiantes

environnantes, l'échange qui s'opère dans la pompe à vapeur d'eau peut théoriquement refroidir les produits de combustion jusqu'aux dites conditions ambiantes environnantes (pour aboutir à la récupération de la quasi totalité du pouvoir calorifique supérieur du combustible exprimé dans ces conditions), sans que la source froide que constitue le procédé qui reçoit l'énergie thermique produite par la combustion ait à offrir une zone d'échange maintenue à cette température ambiante environnante (figure 3).

La vapeur d'eau véhiculée par le comburant s'ajoutant à la vapeur d'eau produite par la combustion a pour conséquence une quantité de vapeur d'eau associée aux produits de combustion beaucoup plus élevée que lors d'une combustion avec l'air ambiant, donc une température de rosée eau plus élevée ; on peut comparer l'effet PAVE à celui d'une compression mécanique de vapeur, permettant une récupération de chaleur latente à une température plus élevée (ou une efficacité plus grande au récupérateur - condenseur lorsque les conditions de températures au circuit secondaire sont imposées).

En pratique, l'efficacité de la pompe à vapeur d'eau - ou rapport entre l'enthalpie recyclée par le comburant et l'enthalpie des produits de combustion entrant dans la pompe à vapeur d'eau (exprimée par rapport aux conditions ambiantes) atteint 70%. L'eau qui humidifie l'air est alors soumise au contact « direct » des produits de combustion, se confondant avec les condensats recyclés (si on souhaite humidifier le comburant entrant avec une eau « neuve », la mise en œuvre d'un échangeur eau/eau supplémentaire - en pointillés sur la figure 3 - est nécessaire et diminue l'efficacité de la pompe à vapeur d'eau). Le recyclage des condensats suppose alors une acidité supportable par les matériaux exposés. Ainsi, en pratique, le concept de pompe à vapeur d'eau est essentiellement destiné au cas des combustibles réputés « propres » tels les gaz naturels distribués par réseaux.

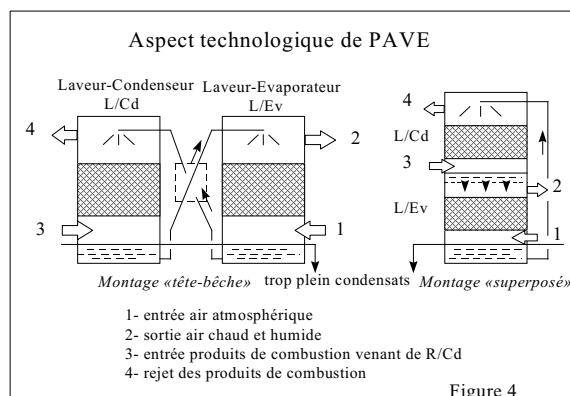
Quelques technologies de Pompe à vapeur d'eau

Des échangeurs à paroi pour lesquels le recyclage des condensats du côté « air entrant » s'effectue par simple pulvérisation ont été employés pour de grosses installations. Des membranes poreuses à l'eau et rendues étanches aux gaz grâce à l'imprégnation d'eau condensée en transfert vers l'air entrant ont été développées pour de petites unités... Mais l'essentiel des applications industrielles de la pompe à vapeur d'eau s'appuie sur la mise en œuvre de laveurs selon les montages indiqués en figure 4.

Qu'il s'agisse du montage dit « tête-bêche » ou du montage dit « superposé » les deux laveurs assurent le transfert de masse et de chaleur, chacun à son niveau, l'un étant le laveur - condenseur en charge de poursuivre les refroidissement des gaz et condensation de l'eau déjà commencés dans le récupérateur - condenseur associé au procédé, l'autre, le laveur - évaporateur, ayant la charge d'assurer les préchauffage d'air et évaporation de l'eau nécessaire à son humidification. Le transfert de chaleur entre les deux laveurs est assuré par la boucle d'eau qui les relie. L'excédent des condensats est rejeté

préférentiellement au point le plus froid qui, normalement, se trouve à proximité de l'air entrant, au point bas du laveur - évaporateur. L'eau recueillie dans cette même zone, à la température la plus basse permise par les échanges, sert à l'arrosage des gaz de combustion sortant du laveur - condenseur tandis que l'eau récoltée au bas de ce laveur est à la température la plus chaude permise par les échanges et sert à l'arrosage de l'air sortant du laveur - évaporateur.

Selon le montage « tête-bêche » deux pompes sont nécessaires au circuit d'eau. Selon le montage « superposé » une seule pompe est nécessaire au circuit d'eau.



1-4 APPLICATION AUX GENERATEURS A CONDENSATION

Permettant d'accroître d'environ 12°C la température de rosée des produits issus d'une combustion proche de la combustion stoechiométrique telle que pratiquée en chaudières, le concept de pompe à vapeur d'eau a d'abord été imaginé puis développé pour accroître le champ d'application (et augmenter l'efficacité) des générateurs de chaleur dits « à condensation », permettant à ce type de chaudières à eau chaude d'être performantes en chauffage résidentiel (pour lequel on sait que la température d'eau nominale en retour chaudière atteint 70°C alors que la température de rosée des produits de la combustion idéale ou stoechiométrique du gaz naturel ne dépasse pas 60°C). Ainsi, depuis les années 1985, des installations dont la puissance va de quelques centaines de kilowatts jusqu'à quelques dizaines de mégawatts mettent en œuvre ce concept en France, avec les premières installations dans d'autres pays (Allemagne, Italie...) [11].

Plus récemment, ce concept a été appliqué aux générateurs de chaleur à contact direct (contact direct entre une boucle d'eau liquide utilisée comme fluide caloporteur qui vient se réchauffer dans le générateur et les produits de combustion). Ce type de générateurs qui est assez largement utilisé dans le contexte industriel en Amérique du Nord, ne peut cependant être proposé pour le chauffage résidentiel. En effet, nous l'avons écrit plus haut, la température de l'eau fluide caloporteur entrant peut atteindre 70°C, aboutissant ici à un rejet de produits de combustion saturés à une température au moins égale à 70°C. Lorsque les gaz qu'il rejette sont à une température supérieure à 60°C, le générateur d'eau chaude à contact direct voit ses performances chuter très

vite, se transformant en véritable « bouilloire », en tous cas en véritable générateur de nuages qui, par temps froid resteront au sol avec le risque de formation de verglas, risque qui peut amener les autorités à interdire l'exploitation de ce type de générateur de chaleur pour le chauffage résidentiel (au Québec par exemple). Ainsi ces différentes considérations ont conduit à adapter le concept de pompe à vapeur d'eau au générateur de chaleur par contact direct et les premières unités sont en service au Canada [12].

II - COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE ET COGENERATION

Nous avons vu que, par principe, la pompe à vapeur d'eau augmente la température de rosée eau des produits de combustion et ainsi rend possible la récupération de chaleur latente de condensation à une température plus élevée. Il est donc intéressant de préciser l'apport de ce concept dans le cas des cycles de turbines à gaz décrits précédemment [13].

2-1 LE CAS DES TURBINES STIG ET HAT EQUIPEES DE PAVE

Nous apprécierons l'effet PAVE en comparant les performances des cycles STIG et HAT précédents à celles obtenues en les équipant d'une pompe à vapeur d'eau, l'air sortant de la PAVE étant saturé à 50°C (voir tableau 2).

La comparaison est toujours faite en supposant que la température de consigne à l'entrée de la turbine de détente est 1000°C, le taux de compression 10, les rendements polytropiques du compresseur d'air et de la turbine de détente 0,85.

Les conditions atmosphériques sont les conditions standard (15°C, pression 1013 hPa, tension de vapeur 8hPa), le combustible est le méthane.

Le cycle de référence pour la puissance mécanique (et le dimensionnement) reste le cycle de Joule dans les conditions atmosphériques standard.

On constate que la mise en œuvre de la pompe à vapeur d'eau fait légèrement chuter les performances de la production de travail. Comme attendu, les conditions de la valorisation de la chaleur latente de condensation, disponible en grande quantité lorsque la configuration vise la suppression de consommation d'eau additionnelle, respectivement 87,7-38,2=49,5%Pcs pour le cycle STIG et 87,4-42,0=45,4%Pcs pour le cycle HAT, sont améliorées de façon significative par la mise en œuvre de la pompe à vapeur d'eau. En effet, supposant toujours une efficacité de l'échangeur thermique de 100%, les températures possibles sur le circuit secondaire du récupérateur - condenseur sont maintenant 59,9°C/76,3°C (contre 41,7°C/69,7°C sans PAVE) pour le cycle STIG et 57,8°C/71,8°C (contre 35,5°C/61,4°C sans PAVE) pour le cycle HAT: le rendement exergétique global est donc amélioré d'environ 3% du Pcs lorsque la valorisation de la chaleur (essentiellement latente) récupérée doit se faire pour un niveau de température de retour du fluide thermique de 58°C (à noter que le rendement exergétique de la

cogénération est par "nature" peu affecté par les récupérations d'énergie thermique à «basse» température).

Côté *dimensionnement*, la mise en place de la pompe à vapeur d'eau atténue également légèrement le gain sur la taille des machines des cycles STIG et HAT par rapport au cycle Joule enregistré dans le tableau 1 (on note aussi que la comparaison entre les cycles Joule avec et sans PAVE n'est pas a priori favorable à la mise en œuvre d'une PAVE sur un cycle de Joule).

Par ailleurs, on soulignera que la PAVE peut constituer un nouvel élément de régulation pour l'exploitation des turbines à gaz. En effet, sans modifier les vitesses de rotation, la seule action sur l'efficacité de la PAVE par réglage du débit de l'eau de la boucle de lavage modifie la répartition et les quantités de travail et de chaleur produites, pouvant par simple arrêt du lavage des gaz en revenir à l'exploitation du cycle sans PAVE.

Nous pouvons alors retenir que, sous ses différentes formes, la combustion par voie humide offre pour les turbines à gaz de petites et moyennes puissances, donc susceptibles d'être proposées en cogénération, des perspectives de performances optimales pouvant notamment concerner les applications dans les secteurs tertiaires et résidentielles.

2-2 AUTRES PROCÉDES COGENERATEURS POUVANT BÉNÉFICIER DE L'EFFET PAVE

Le cas des chaudières à vapeur

S'il y a toujours la perspective de performances globales (comprenant la récupération du récupérateur - condenseur) maximales, il est cependant utile de préciser l'évolution de celles de la chaudière à vapeur, considérée isolément. En effet, bien que peu sensibles à la mise en œuvre de la pompe à vapeur d'eau, les résultats sur la production de vapeur peuvent être plus ou moins favorables selon les caractéristiques de la vapeur produite et du *dimensionnement* de la PAVE [ou de la température de l'air saturé qui en sort (T^*_a)]. Les résultats présentés en tableau 3 supposent à nouveau que le combustible est le méthane, le réglage du facteur d'air est 1,15. Le rendement maximal possible pour la chaudière à vapeur seule et le gain par rapport à la configuration sans PAVE sont exprimés en % Pcs. Trois configurations de PAVE sont examinées [$(T^*_a)=48^\circ\text{C}$; 55°C ; 62°C] et trois températures des gaz de combustion à l'entrée du récupérateur - condenseur ($T_{eg}=100^\circ\text{C}$; 200°C ; 300°C) pour signifier 3 différentes configurations de production de vapeur. On constate que la chaudière à vapeur peut bénéficier d'un léger accroissement de performances (0,45 à 1,28%) lorsqu'elle produit de la vapeur basse pression et rejette les produits de combustion à T_{eg} compris entre 200 et 100°C , offrant alors des perspectives intéressantes dans les procédés susceptibles de valoriser l'énergie du récupérateur - condenseur associé, par exemple en applications agro-alimentaires.

Les séchoirs à contact direct

Ici encore, mise en œuvre sur des séchoirs à contact direct (entre les gaz de combustion utilisés comme vecteur séchant et la charge à sécher) équipés de

récupérateur - condenseur, la pompe à vapeur d'eau offre la perspective de récupérer l'énergie latente contenue dans les gaz humides sortant du séchoir à température plus élevée que dans le cas d'une combustion atmosphérique. A nouveau il est intéressant de préciser comment simultanément évoluent les performances du séchoir avec le recyclage d'humidité. Le tableau 4 apporte ces précisions pour le cas de séchage à partir de gaz (de combustion) à 200°C. Différentes configurations avec mise en place d'une pompe à vapeur d'eau saturant l'air respectivement à $(T^*)_a = 48^\circ\text{C}$, 55°C , 62°C sont comparées à la configuration « atmosphérique » (donc sans PAVE ; référence qui dans le cas de l'utilisation de méthane comme combustible dans un séchoir idéal - sans pertes thermiques - mènerait à une évaporation de 14,523 moles d'eau par mole de combustible et une température maximale du fluide secondaire en sortie de récupérateur - condenseur de $47,8^\circ\text{C}$).

On note que la mise en place d'une pompe à vapeur d'eau aboutit à des perspectives de gain en pouvoir séchant comprises 16,9 % et 23,0 % tandis que les gains de températures possibles au circuit secondaire du récupérateur - condenseur atteignent 20°C ($68,8^\circ\text{C}$ contre $47,8^\circ\text{C}$), rendant plus attractive la récupération de l'importante quantité de chaleur latente contenue dans les gaz sortants (qui représente ici la quasi totalité de l'énergie de combustion).

L'incinération avec lavage des gaz

Les procédés d'incinération sont désormais contraints d'épurer les gaz issus des fours avant leur rejet à l'atmosphère. Ce traitement met alors le plus souvent en œuvre des laveurs dans lesquels des échanges thermiques et massiques entre l'eau de lavage et les gaz chauds aboutissent :

- d'une part, à une forte évaporation de l'eau de lavage (pour le moins peu esthétique puisque la condensation atmosphérique des gaz fortement chargés en eau et saturés est systématique ; on peut estimer que le panache atmosphérique représente de 1 à 2 kg d'eau par kg de déchets incinérés et représente de 15 à 25% de l'énergie de combustion),
- d'autre part, à la nécessaire mise en œuvre d'un échangeur (R2) refroidisseur de l'eau issue du laveur à une température trop élevée pour être rejetée directement à la rivière (température dépassant 40°C).

Par ailleurs et afin d'améliorer les performances du générateur de vapeur (R1), voire de compenser la faiblesse du pouvoir calorifique des déchets incinérés, un préchauffeur d'air (Pr) est également souvent installé. Alors et dans un contexte de cogénération (vapeur produite par la chaudière R1 + eau chaude produite par R2), une modification de l'agencement des laveurs, échangeurs Pr et R2 est suffisante pour rendre le procédé bénéficiaire du principe de la pompe à vapeur d'eau.

Conformément à la figure 5 le préchauffeur Pr sera remplacé par le préchauffeur - humidificateur que constitue le laveur - évaporateur d'une PAVE selon la technologie du double laveur. De son côté la tour de

lavage (préexistante) sera exploitée sur deux « niveaux » :

- la partie basse associée à R2 constituera le récupérateur - condenseur associé au procédé. L'eau chaude récoltée en partie basse de la tour de lavage ayant traversée R2 est orientée, pour une partie, à mi-hauteur de la tour de lavage, pour l'autre partie, en haut du laveur évaporateur (LEv) placé sur l'air de combustion,
- la partie haute constituera le laveur condenseur de la PAVE (LCd) irrigué au point le plus haut par l'eau récoltée au bas du laveur LEv.

Alors, en même temps qu'il y a perspective de récupération énergétique optimale sur le procédé d'incinération, les rejets d'eau liquide et vapeur à l'atmosphère sont minimisés...

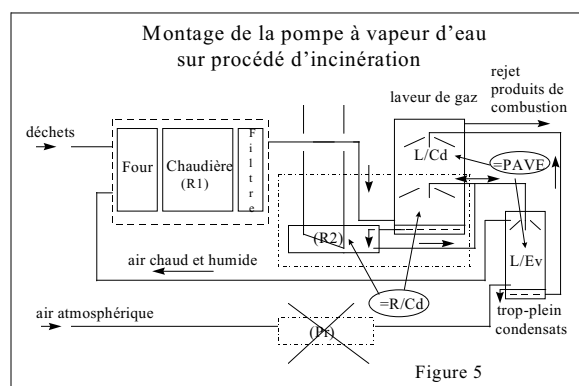


Figure 5

III - AVANTAGES ECOLOGIQUES DE LA COMBUSTION PAR VOIE HUMIDE

De façon générale et dans le cas de combustibles réputés « difficiles », l'eau intervient favorablement pour assurer, via des mécanismes physico-chimiques complexes, un meilleur achèvement de la combustion. En même temps elle permet une réduction de la formation des oxydes d'azote associée aux réactions de combustion [14,15,16,17] (voir également figure 6).

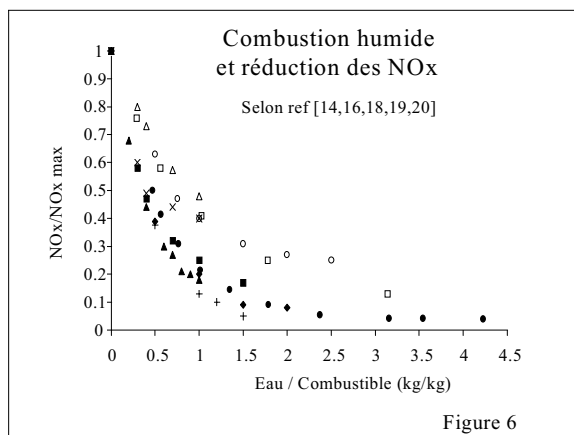


Figure 6

L'injection directe d'eau ou en mélange avec le carburant sous forme d'émulsion

- Le cas des turbines [18,19,20,21]

L'eau à l'état vapeur ou liquide peut aussi être injectée directement dans les chambres de combustion de

turbines à gaz pour réduire la température des zones les plus chaudes ou les plus propices à la formation des oxydes d'azote. Si le procédé qui aboutit à des injections de l'ordre d'une mole d'eau par mole de combustible a une efficacité reconnue (réduction de l'ordre de 50%), l'injection directe aboutit généralement à une perte de performance mécanique de l'ordre du point (1% du Pouvoir calorifique du carburant).

- Le cas des moteurs alternatifs [22,23]

Dans le cas des moteurs alternatifs, l'eau additionnelle est généralement introduite, soit séparément en phase liquide, soit associée au carburant sous forme d'émulsion (aquazole, orimulsion...). Dans tous les cas il n'y a pas modification significative du cycle thermodynamique et les possibles améliorations de performances sont essentiellement dues à des modifications des conditions de la cinétique de la combustion, aboutissant par exemple à une combustion plus achevée, plus propre et donc plus performante (voir tableau 5).

La pompe à vapeur d'eau [24]

Ici, la parfaite homogénéité de la distribution de la vapeur d'eau dans l'air comburant assure la plus grande efficacité au procédé. Cependant on n'oubliera pas que la présence de vapeur dans l'air diminue d'autant la concentration en oxygène et inévitablement il faudra veiller à ne pas dépasser les seuils pour lesquels peuvent apparaître les signes d'une insuffisance d'oxygène, observable avec l'apparition brutale de CO dans le gaz de combustion. Toutefois, moyennant quelques dispositions technologiques au niveau des brûleurs, il est possible d'approcher la configuration correspondant à l'air atmosphérique saturé à 70°C.

IV - CONCLUSION

La maîtrise des différentes approches de la combustion par voie humide telle que nous l'avons définie concourt à améliorer de façon très significative les performances énergétiques et écologiques des procédés avec combustion.

Plus particulièrement, les performances des turbines à gaz exploitant un cycle à *combustion humide* sont comparables à celles des cycles combinés, les chaudières sont susceptibles de performances maximales approchant 100% du pouvoir calorifique supérieur du combustible, les procédés de séchage en "direct", les procédés d'incinération sont également susceptibles de nouvelles performances...

Pour sa part, dans un contexte de cogénération, le concept de pompe à vapeur d'eau offre de nouvelles possibilités de valorisation de la chaleur latente de condensation disponible souvent en grande quantité dans les gaz de combustion des différents types de combustion par voie humide. L'énergie latente alors récupérée à des niveaux de température compris entre 50 et 70°C peut être proposée dans les nombreuses applications des secteurs résidentiels, tertiaires, voire industriels.

A côté de ses performances énergétiques qui induisent (de facto) une moindre pollution, la combustion par voie

humide constitue également un procédé de réduction des NOx efficace.

Références

- [1] Guillet R., 2000, Wet way combustion / energy efficiency / Environmental protection, Elsevier ed. ISBN 2-84299-180-X, 138 p. 57 ref. (2000)
- [2] Guillet R., Du diagramme hygrométrique de combustion aux pompes à vapeur d'eau... Un nouveau regard sur la combustion et ses applications énergétiques, Elsevier ed. ISBN 2-84299-073-0, 298 p., 36 ref. (1998)
- [3] Guillet R., Estel L., The combustion hygrometric diagram application in thermal processes, ECOS Congress, Nancy (1998)
- [4] Ansari M.R., Gas turbine cycle efficiency improvement by spray water, 17th Congress of the World Energy Council, Houston, 5 ref. (1998)
- [5] Graham Reynolds, Past, present and future of water and steam injection in gas turbines, Seminar at the Technologish Institut, Brussels (1999)
- [6] Strasser A., Typical applications and operation experience with highly steam injected gas turbines in industry, Seminar at the Technologish Institut, Brussels (1999)
- [7] Stecco S., Nonconventional thermodynamic cycles for the nineties: comparisons and trends, Firenze University, 18 ref. (1993)
- [8] Tord Torisson, Humid air turbines : experience from the LUND pilot project Seminar at the Technologish Institut, Brussels (1999)
- [9] Guillet R., Vapor Pump and condensing heater, Osaka Gas forum (1990)
- [10] Kuck J., Untersuchung von Heizanlagen mit Abgaskondensation unter besonderer Berücksichtigung des PAVE, Energietechnik VDI Verlag n° 341, 60 ref. (1996)
- [11] Guillet R., G. Terraillon., The Water Vapor Pump in large heating plant, 20th World Gas Conference, Copenhagen (1997)
- [12] Brunet S., Guillet R., Development of an innovative Direct Contact Water Heater with an integrated Water Vapor Pump for hydronics heating Applications, International Gas Research Conference, San Diego, 3 ref. (1998)
- [13] Guillet R., The Water Vapor Pump and Gas Turbines using natural Gas, Proceedings of IGRC , Orlando (1992)
- [14] Caillat S., Combustion en atmosphère humide: étude d'une flamme méthane/air confinée non prémélangée à swirl, thèse, Université de Rouen, 146 ref. (1999)
- [15] Caillat S., Cabot M.S., Cabot G., Measurements and Modeling of Low NOx Emission in Natural Gas / Wet Air Swirl Diffusion Flame, ASME Paper No. 99-ICE-179, ICE-Vol.32-2, Spring Technical Conference, 7 p., 11 ref. (1999)
- [16] Jahani H., Gollahalli R.R., Characteristics of Burning Jet A Fuel and Jet A Fuel-Water Emulsion

Sprays, Combustion and Flame 37, pp. 145-54, 18 ref. (1980)

[17] Payne J.D., Seaba J.P., Modeling the effects of water vapor addition on NO chemistry in rich methane - air flames, 15th International Colloquium on the Dynamics of Explosions and Reactive Systems, Combustion Science and Technology., 21 p., 10 ref. (1995)

[18] Hung W.S.Y., Agan D.D., The Control of NOx and CO Emissions from 7 MW Gas Turbines with Water Injection, ASME Paper No: 85-GT-50, 11 p., 22 ref. (1985)

[19] Correa S.M., A Review of NOx Formation Under Gas-turbine combustion Conditions, Combustion Science and Technology, Vol. 87, pp. 329-62, 51 ref. (1992)

[20] Fox T.G., Schlein B.C., Full Annular Rig Development of the FT8 Gas Turbine Combustor,

Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 114, janvier, pp. 27-32. (1992)

[22] Marruffo F., Chirinos M.L., Sarmiento W., Hernandez-Carstens E., Orimulsion a clean and abundant energy source, 17th Congress of the World Energy Council, Houston (1998)

[23] Diego M.A., Alarcon Q.E., Martinez F.M.A., Ocampo B.R., Tamayoa F.G., The water-oil emulsions as an alternative to improve the combustion process of mexican heavy fuel oil and abate emission levels, 17th Congress of the World Energy Council, Houston, 8 ref. (1998)

[24] Guillet R., The water vapor pump to save fuel energy and to protect the environment, ECOS Congress, Nancy, 10 ref. (1998)

Tableau 1	Rt w %Pcs	Rt w+q (%Pcs) pour Qecons=0 Te/Ts (°C)	soit Rexerglob %Pcs	Rt w+q (%Pcs) pour Te=58/Ts (°C)	soit Rexerglob %Pcs	fact. d'air	Qeadd mol/m ol	C	D
Cycles									
traditionnel (Joule)	28,2%	85,9% 50°C/...vapeur	(*)	84,9% 58°C/...vapeur	(*)	3,58	0	1	1
STIG	38,7%	87,6% 41,7°C/69,7°C	44,7%	66,8% 58°C/69,7°C	42,8%	2,78	8,51	0,57	0,75
HAT	44,5%	86,3% 35,5°C/61,4°C	48,8%	53,6% 58°C/61,4°C	45,7%	4,05	6,62	0,72	0,84

*très variable selon l'usage du fluide thermique produit, pouvant atteindre 50% en cas de cycle combiné (turbine à gaz + cycle de Rankine) accompagné de récupération de chaleur

Tableau 2	Rt w %Pcs	Rt w+q (%Pcs) pour Qecons=0 Te/Ts (°C)	soit Rexerglob %Pcs	Rt w+q(%Pcs) pour Tee=58°C Te=58/Ts	soit Rexerglob %Pcs	facteu d'air	Qeadd mol/mo	C	D
Cycles +PAVE50									
traditionnel (Joule)	27,1%	99,6% 50°C/...vapeur	(*) +3	88,7% 58°C/...vapeur	(*) +1	3,40	0	1,27	1,13
STIG	38,2%	87,7% 59,9°C/76,3°C	45,9%	90,6% 58°C/76,3°C	46,2%	2,50	9,30	0,65	0,78
HAT	42,0%	87,4% 57,8°C/71,8°C	48,7%	87,0% 58°C/71,8°C	48,6%	3,43	7,83	0,81	0,88

Tableau 3	Teg=100°C	Teg=200°C	Teg=300°C
$(T^*)_a=48^{\circ}\text{C}$			
Rt chaudière vapeur (%Pcs)	87,45	82,72	77,82
"gain" (%Pcs)	+0,95	+0,45	-0,06
$(T^*)_a=55^{\circ}\text{C}$			
Rt chaudière vapeur (%Pcs)	87,62	82,64	77,48
"gain" (%Pcs)	+1,12	+0,37	-0,40
$(T^*)_a=62^{\circ}\text{C}$			
Rt chaudière vapeur (%Pcs)	87,78	82,42	76,86
"gain" (%Pcs)	+1,28	+0,15	-1,02

Tableau 4	facteur d'air	Gain pouvoir séchant	temp.max.récup.
Configurations			
Ref air ambiant 15°C; hyg:1013hPa;8hpa	17,171	(Qévap) _{Max} =14,523 (mol/mol)	47,8 °C
(T*) _a =48 °C	16,256	+16,9 %	60,2 °C
(T*) _a =55 °C	16,051	+20,0 %	64,2 °C
(T*) _a =62 °C	15,506	+23,0 %	68,8 °C

Tableau 5		
Bitume + 30% d'eau (orimulsion)	NOx Particules	-20% -60%
Fioul lourd + 20% d'eau	NOx Particules	-15% -80%
Carburant Diesel + 13% d'eau (aquazole)	NOx Particules	from -15 to -30% from -10 to -50%

WET COMBUSTION TECHNIQUES AND COGENERATION ACHIEVEMENTS AND PERSPECTIVES

For many years, water has been used as "additive" component to improve combustion efficiency, to boost power, even as an anti-knock agent, as technique to reduce NO_x formation. Today, the challenge is to find new ways to promote energy conservation and to minimize global environmental impact.

Using a "wet combustion technique", gas turbine efficiency can be increased substantially...For examples, the "STIG cycle (steam in gas cycle), the HAT cycle (humidified air turbine cycle) are good illustrations of the turbine cycle possibilities by using water as additive component beside air and fuel, to compete with the "combined cycles".

Furthermore, the water vapor pump, which preheats and humidifies the combustion air by recycling all the sensible and latent heat still contained in the flue gases leaving a combustion process, offers an outstanding global energy efficiency, focusing the fuel gross calorific value recovery.

Elsewhere the direct injection of additive water in combustion chambers or the use of a water/fuel mixture are wellknown ways to reduce NO_x formation in engines...Likewise the water vapor recycled by the water vapor pump reduces the stoichiometric combustion temperature and oxygen concentration in the combustion mixture to ensure finally a drastic reduction of the NO_x formation.

Then, in case of cogeneration processes we can often benefit of all the advantages offered by the wet combustion techniques, to focus a very high global efficiency process with the benefit of a very clean combustion.

More particularly, wet combustion techniques strengthen the natural gas qualities in high-efficiency processes (from the energetical and ecological points of view) as:

- condensing boilers,
- direct contact water heaters,
- direct contact dryers with latent heat recovery,
- regenerative turbines in cogeneration context,
- (clean) incinerative plant with energy recovery.

The proposed presentation will concern achievements, actual developments and perspectives [1,2,3].

[1] Guillet R., 2000, Wet way combustion / energy efficiency / Environmental protection, Elsevier ed. ISBN 2-84299-180-X, 138 p. 57 ref. (2000)

[2] Guillet R., Du diagramme hygrométrique de combustion aux pompes à vapeur d'eau... Un nouveau regard sur la combustion et ses applications énergétiques, Elsevier ed. ISBN 2-84299-073-0, 298 p., 36 ref. (1998)

[3] Guillet R., Estel L., The combustion hygrometric diagram application in thermal processes, ECOS Congress, Nancy (1998)

Keywords : *Combustion/ Environment/Efficiency/Energy/Thermal Processes/Nitrogen Oxides/Hygrometry.*