

## 8 COGÉNÉRATION

On appelle cogénération la production combinée d'énergie thermique et d'énergie mécanique ou d'électricité. L'électricité étant très souvent la forme sous laquelle l'énergie noble est produite, nous omettrons quelquefois dans ce qui suit de citer l'énergie mécanique par souci de concision.

L'idée de base de la cogénération est que les combustions se déroulent toutes à des températures très élevées (supérieures à 1000 °C), alors que les besoins de chaleur dans l'industrie ou pour le chauffage se manifestent à des températures plus basses, généralement entre 80 °C et 300 °C. Dans ces conditions, il est tout à fait possible, lorsqu'on a recours à la combustion pour satisfaire des besoins en chaleur, de tirer parti de cet écart de température pour produire de l'électricité par l'intermédiaire d'un cycle moteur. Il suffit pour cela que la source chaude du cycle moteur soit la chaudière ou la chambre de combustion, et la source froide les besoins de chaleur.

Il serait aussi théoriquement possible de produire de la chaleur à haute température sur les lieux de production de l'électricité, mais cette solution se révèle généralement mauvaise car la chaleur se transporte beaucoup moins bien que l'électricité.

L'intérêt principal des cycles de cogénération est qu'ils sont parmi les plus performants sur le plan énergétique et exergetique. Toutefois, leur intérêt économique doit être évalué dans chaque situation, notamment dans un pays comme la France où les tarifs de l'électricité sont très attractifs pour l'industrie.

Généralement, les objectifs poursuivis par la cogénération sont doubles : d'une part réaliser des économies d'exploitation, et d'autre part garantir la sécurité d'approvisionnement en électricité d'une partie au moins des unités. Compte tenu de leurs finalités, on peut regrouper les installations de cogénération en trois classes :

- les installations "chaleur-force" où la chaleur constitue le produit de base, l'électricité n'étant qu'un sous-produit permettant de mieux valoriser le combustible. C'est le cas des usines grosses consommatrices de chaleur ou des centrales de chauffage urbain ou d'incinération d'ordures ménagères. La priorité est accordée à la fourniture de la chaleur, l'électricité, facilement transportable, étant valorisée par revente des excédents à EDF. En cas de coupure du réseau EDF, l'usine fonctionne en îlotage ;
- les installations à "énergie totale" qui cherchent à assurer l'autonomie sur le plan électrique, la chaleur étant le sous-produit. Il s'agit généralement d'usines non reliées au réseau ou de navires ;
- les installations non autonomes, sous-dimensionnées pour des raisons économiques, pour lesquelles un complément est assuré, pour l'électricité par EDF, et pour la chaleur par une chaufferie classique. L'installation ne fonctionne que quand les tarifs de l'électricité sont élevés et les besoins de chaleur importants. Ce type d'installation est assez fréquent, car c'est souvent celui qui conduit au meilleur bilan financier pour l'entreprise.

Sur le plan technique, on a coutume de classer les installations de cogénération en deux grandes familles, selon le type de cycle moteur utilisé :

- les installations à chaudières et turbines à vapeur, qui sont très répandues, l'intérêt de ce type de configuration étant connu depuis plus d'un siècle, et permettent d'utiliser une grande variété de combustibles, notamment du charbon

ou des déchets ;

- les installations à moteur à combustion interne, qui utilisent soit des turbines à gaz, soit des moteurs alternatifs (diesel et surtout moteurs à gaz). L'énergie thermique est récupérée sur les gaz d'échappement ainsi que sur les fluides de refroidissement et de lubrification. Seuls les combustibles liquides et gazeux peuvent être employés dans ces moteurs.

Cette classification ne recouvre cependant pas toutes les configurations rencontrées. Comme nous l'avons montré section 4.7, il existe par exemple des unités de cogénération à moteur Stirling, qui est un moteur à combustion externe. Enfin, lorsque l'installation produit à la fois de la chaleur, de la force motrice et du froid, on parle de trigénération.

## 8.1 INDICATEURS DE PERFORMANCES

Une installation de cogénération produit à la fois de la chaleur et de l'électricité. Pour pouvoir qualifier ses performances, sur le plan à la fois réglementaire et technique, on introduit un certain nombre d'indicateurs, définis ci-dessous.

Appelons  $Q_c$  la chaleur fournie à la machine de cogénération, c'est-à-dire libérée par la réaction de combustion,  $Q_u$  la chaleur utile,  $\tau$  l'énergie mécanique ou électrique produite. Dans ce qui suit, ces différentes énergies sont exprimées dans les mêmes unités, généralement le kWh ou le MJ.

On appelle :

- rendement mécanique le rapport  $\eta_m = \frac{|\tau|}{Q_c}$  ;

Il caractérise les performances de l'installation en tant que générateur d'électricité. Les meilleurs rendements mécaniques sont obtenus dans les centrales électriques classiques où  $Q_u = 0$ .

- rendement global le rapport  $\eta_g = \frac{|\tau + Q_u|}{Q_c}$  ;

Il caractérise, sur le plan énergétique, le rendement d'ensemble de l'installation.

- rendement exergetique le rapport  $\eta_x = \frac{|\tau + (1 - \frac{T_0}{T}) Q_u|}{Q_c}$  ;

$T_0$  étant la température de l'environnement et  $T$  la température à laquelle la chaleur est fournie. Il permet, grâce à l'introduction du facteur de Carnot, de qualifier le niveau de température auquel la chaleur est fournie.

- rapport chaleur-force le rapport  $CF = \frac{Q_u}{|\tau|}$  ;

Il est représentatif de la répartition de la production d'énergie entre la chaleur et l'électricité.

- consommation spécifique équivalente le rapport  $C_E = \frac{Q_c - \frac{|Q_u|}{\eta_c}}{|\tau|}$ .

$\eta_c$  étant un rendement moyen de chaudière classique, pris généralement égal à 0,9.

Elle représente la consommation d'énergie primaire conduisant à la production d'un kWh électrique. En fait, ce n'est pas tout à fait le cas, parce que la chaleur fournie  $Q_c$  correspond à de l'énergie finale et non à de l'énergie primaire, ce qui induit un léger biais. À titre indicatif, la valeur de  $C_E$  pour une centrale électrique classique est supérieure à 2,5, alors qu'elle ne vaut que 1,7 pour une centrale à cycle combiné de 60 % de rendement.

Ces indicateurs, définis ci-dessus pour un point de fonctionnement donné, sont susceptibles de varier en fonction des conditions d'exploitation, et notamment de la température extérieure. Pour estimer leurs valeurs moyennes sur une longue période, par exemple la saison de chauffage ou l'année, on les calcule à partir des valeurs cumulées des grandeurs considérées.

La réglementation a recours à certains d'entre eux pour savoir si une installation énergétique peut ou non être considérée comme une unité de cogénération, ce qui détermine sa possibilité de revendre l'électricité produite à EDF. Bien qu'il ne soit pas dans notre propos de traiter dans cet ouvrage des aspects réglementaires, signalons que les critères à la fin de l'année 2000 étaient les suivants :

- le rendement global annuel moyen doit être supérieur à 65 % ;
- le rapport chaleur-force annuel moyen doit être supérieur à 50 %.

## 8.2 CHAUDIÈRES ET TURBINES À VAPEUR

Dans une installation de cogénération à chaudière et turbine à vapeur, on dispose selon les cas d'une seule turbine, dite à contre-pression, ou de deux turbines, dites à soutirage et à condensation (voir figures 8.2.1 et 5.7.3).

Dans les turbines à contre-pression, bien adaptées lorsque les besoins de chaleur varient peu, la vapeur, produite dans la chaudière à une pression initiale généralement comprise entre 30 et 50 bars, est détendue à une pression (dite contre-pression) d'environ 2 à 6 bars, et à des températures de 130 à 160 °C. Cette vapeur est ensuite utilisée directement dans des procédés ou dans un réseau de chaleur.

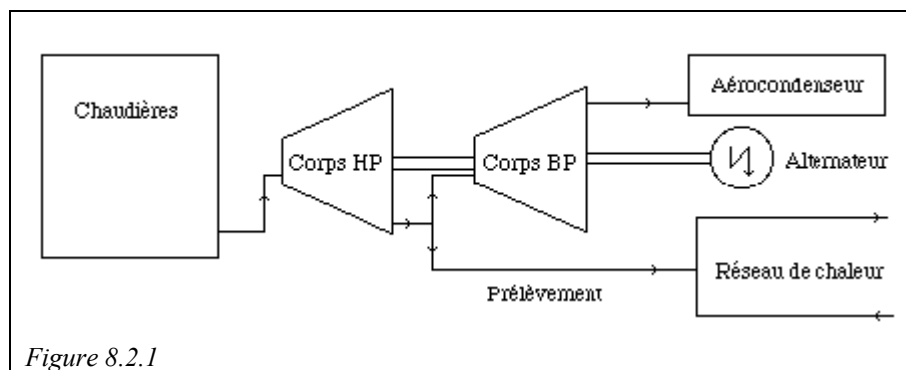


Figure 8.2.1

Dans les turbines à soutirage et condensation, la totalité de la vapeur traverse le corps haute pression, qui se comporte comme une turbine à contre-pression. Une fraction est ensuite soutirée pour alimenter des procédés ou un réseau de chaleur, tandis que le reste est détendu dans un corps basse pression pour être finalement condensé, soit par de l'air de refroidissement (figure 8.2.1), soit par de l'eau.

Ce type de turbine permet de découpler très largement la production d'électricité de celle de chaleur, et se révèle donc très bien adaptée pour des installations de cogénération utilisées pour le chauffage des locaux. En été, le soutirage est minimal et la production d'électricité maximale, en hiver c'est l'inverse.

Le rendement global des installations à contre-pression est cependant légèrement supérieur à celui des unités à soutirage et condensation, car dans ces dernières une partie de la chaleur est évacuée au condenseur. Ces configurations sont très utilisées pour des applications où les besoins de chaleur sont importants, comme dans les usines d'incinération d'ordures ménagères (UIOM), les centrales de chauffe des réseaux de chaleur, les industries lourdes.

On peut dans une certaine mesure moduler la fraction de la charge qui est prélevée pour alimenter le réseau de chaleur, et, le cas échéant, *by passer* le corps basse pression ou le réseau de chaleur. Seule une étude détaillée du comportement des divers composants du système hors régime nominal de fonctionnement, et la prise en compte des tarifs respectifs de vente de la chaleur et de l'électricité peut permettre de déterminer l'optimum économique.

Dans ces conditions, le rapport chaleur force CF peut varier d'une installation à l'autre ou en cours d'exploitation. Pour les petites unités (quelques centaines de kW), des valeurs de 8 à 15 sont coutumières. Pour de plus grandes installations, ce rapport chute pour atteindre des valeurs comprises entre 3 et 5. Le rendement global est généralement excellent, supérieur à 80 %, même pour de grandes valeurs du rapport chaleur force. Le rendement mécanique est assez faible, compris entre 6 et 22 %, et la consommation spécifique équivalente  $C_E$  varie de 1,6 à 3 environ.

### 8.3 MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

Les rendements des moteurs à combustion interne sont assez variables selon leur type et leur taille : 15 - 22 % pour les petites turbines à gaz (micro-TAC), 35 - 40 % pour les grandes turbines à gaz modernes, 25 - 30 % pour les petits moteurs à gaz, et 35 - 45 % pour les gros moteurs diesel et gaz. Par ailleurs, le rendement des moteurs alternatifs varie peu avec la vitesse de rotation du moteur, alors que celui des turbines à gaz, qui fonctionnent à débit d'air presque constant, dépend fortement de la charge.

La chaleur est rejetée soit dans les gaz d'échappement, soit par l'eau de refroidissement, selon une répartition qui varie fortement selon le type de moteur, comme le montrent les tableaux 4.1 et 8.1 (on se reportera aux chapitres 2 et 3 pour plus de détails sur le fonctionnement des moteurs à combustion interne).

TABLEAU 8.1

#### Puissance évacuée par kW de puissance utile

	eau de refroidissement ( $T \approx 80 - 100 \text{ }^\circ\text{C}$ )	gaz d'échappement ( $T \approx 400 - 500 \text{ }^\circ\text{C}$ )
petit moteur à gaz	1,00	1,33
moteur diesel	0,56	1,22
turbine à gaz		1,8 à 3,5

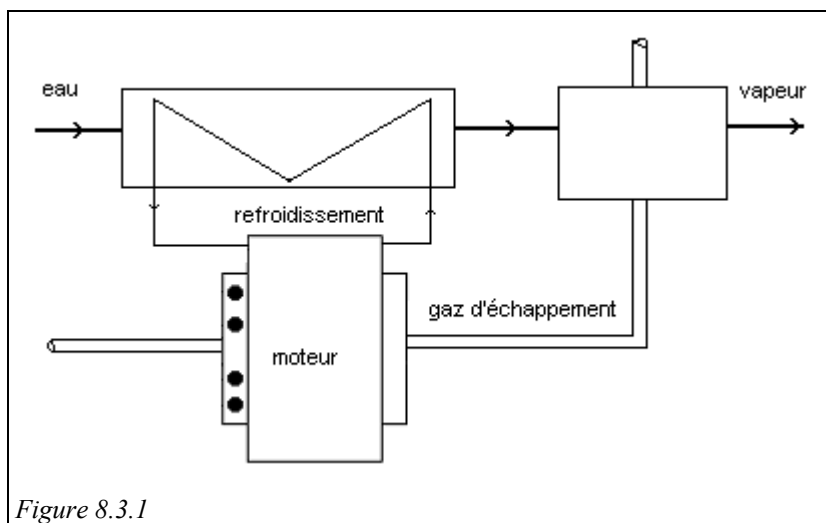
Par ailleurs, les très forts excès d'air (environ 400 %) utilisés dans les turbines à gaz font que leurs gaz d'échappement sont très oxygénés (16 à 18 % d' $\text{O}_2$ ). Il est donc

possible de valoriser ces gaz (généralement très propres, surtout si le combustible employé est du gaz naturel), en poursuivant la combustion dans des fours de procédés ou dans des chaudières, ou bien encore en les utilisant directement comme fluide séchant.

Compte tenu de ces caractéristiques, on conçoit que les configurations possibles soient très diversifiées en matière de cogénération avec moteurs à combustion interne.

### 8.3.1 MOTEURS ALTERNATIFS

La solution la plus simple et la plus courante est la production soit d'eau chaude à une température voisine de 100 °C, soit de vapeur surchauffée à 110 - 120 °C, en appoint d'une chaufferie classique (figure 8.3.1). Selon sa pureté, l'eau peut être directement réchauffée dans le moteur, ou doit passer dans un échangeur à basse température. Elle récupère ensuite de la chaleur sur les gaz d'échappement, dans un échangeur placé en série. Des centaines d'unités de ce type de toutes puissances (de quelques kW à plusieurs MW) sont installées dans le monde.



Une deuxième solution consiste à refroidir le moteur par un flux d'air qui, en série, assure son refroidissement convectif, puis traverse un échangeur de récupération sur les huiles, l'intercooler de suralimentation si elle est pratiquée, le radiateur sur circuit de refroidissement classique, puis enfin un échangeur air/fumées sur les gaz d'échappement. L'air chaud est ensuite utilisé pour du séchage, son enthalpie étant, si nécessaire, relevée par un brûleur complémentaire.

Le moteur peut aussi être utilisé pour la climatisation, entraînant un compresseur en prise directe sur son arbre, pour l'obtention de froid industriel ou la production d'eau glacée, la chaleur récupérée étant utilisée pour des besoins soit de chauffage, soit de climatisation dans une machine à absorption. Un alternateur peut à certains moments être couplé au moteur en lieu et place du compresseur, permettant, selon les tarifs de l'électricité et les besoins frigorifiques, de moduler la production.

Le moteur alternatif peut enfin directement entraîner une pompe à chaleur à compression. L'efficacité globale du système peut alors atteindre des valeurs très élevées, compte tenu des coefficients de performance de la pompe à chaleur.

Le rapport chaleur force CF est assez faible, compris entre 0,5 et 1,5. Le rendement global est généralement très bon, supérieur à 70 %. Le rendement mécanique est le plus souvent très élevé, compris entre 30 et 35 % pour les petits moteurs à gaz, et allant jusqu'à 45 % pour les gros moteurs diesel et gaz. La consommation spécifique équivalente  $C_E$  est de l'ordre de 1,6 à 2.

### 8.3.2 TURBINES À GAZ

Dans les turbines à gaz, la totalité des chaleurs résiduelles se retrouve dans les gaz d'échappement. La performance du système de cogénération est donc directement fonction de la valorisation de ces gaz.

Une première solution consiste à refroidir les gaz d'échappement dans un échangeur air-fumées qui permet de chauffer de l'air qui est ensuite utilisé pour plusieurs applications. En cas d'arrêt de la turbine, une chaudière auxiliaire garantit la fourniture de chaleur pour les besoins de l'usine. On utilise généralement en cascade plusieurs échangeurs de récupération sur les gaz d'échappement, afin de pouvoir les refroidir le plus possible et disposer d'air à différentes températures pour divers usages.

Une autre solution, très employée aujourd'hui, notamment pour remplacer une chaudière existante, est d'installer un générateur de vapeur récupérateur (GVR) en sortie de la turbine à gaz. La problématique d'optimisation de ces échangeurs de récupération est très semblable à celle que nous avons étudiée section 7.3 : la meilleure

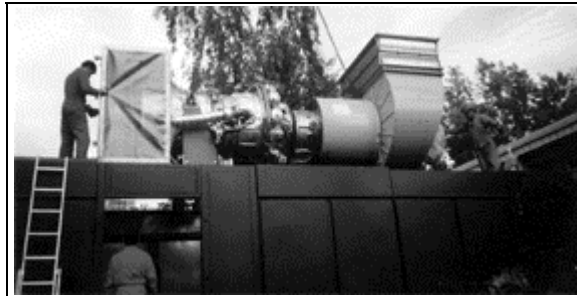


Figure 8.3.2 : Documentation SECC

configuration doit à la fois refroidir au mieux les gaz d'échappement de la TAG et fournir la chaleur au meilleur niveau de température possible en fonction des besoins.

Les figures 8.3.2 et 8.3.3 montrent les deux principaux composants d'une installation de cogénération pour réseau de chaleur de ce type réalisée par la Société d'Exploitation des Centrales de Chauffage (SECC). La turbine est une Mars 1000 de la société Solar, de 10,4 MWe, de 15 m de long, 3 m de hauteur et 3 m de largeur. Sa masse totale (turbine, réducteur, alternateur) est environ



Figure 8.3.3 : Documentation SECC

100 t. La chaudière de récupération de 14,5 MW à tube d'eau et à un seul niveau de pression, de marque Bono, a une hauteur de 6,5 m de haut et une largeur de 5,5 m,

pour une masse de 45 t. Au premier plan, sur la photo, on remarque la cheminée de dérivation qui permet de réaliser un *by-pass* de la chaudière. Le ballon de vaporisation est lui aussi parfaitement visible.

Comme nous l'avons vu, on peut aussi recourir à la postcombustion, qui permet de relever le niveau enthalpique des fumées en poursuivant la combustion de l'oxygène résiduel dans une chaudière ou un four. Cette méthode évite l'investissement des divers échangeurs air-fumées nécessaires dans le cas précédent. La chaudière et le brûleur sont d'un type un peu particulier compte tenu du niveau de température des fumées et de leur composition. Elle ne peut cependant être employée que si le combustible est désulfuré. Compte tenu du coût du fioul domestique et du kérosène, elle est généralement adaptée au gaz naturel.

La postcombustion peut aussi être employée en association avec un échangeur de récupération, et permet ainsi de mieux réguler la puissance thermique en fonction des besoins, la turbine à gaz fonctionnant quant à elle à débit à peu près constant pour que son rendement soit le meilleur possible (cf. exemple 8.5.2).

Lorsque la turbine à gaz utilisée est une micro-turbine d'une puissance inférieure à 100 kW, on peut se contenter de réchauffer de l'eau, soit en amont d'une chaudière existante, soit pour des usages d'eau chaude sanitaire. L'échangeur récupérateur est alors plus simple et moins coûteux que s'il s'agit d'un GVR. L'exemple 8.5.1 présenté ci-dessous correspond à cette configuration.

Un autre schéma très performant consiste à utiliser directement les gaz d'échappement comme fluide chaud dans un séchoir. Comme dans le cas du moteur alternatif, la turbine est elle-même placée dans le flux d'air, de telle sorte que la totalité des pertes peut être récupérée, ce qui conduit à un rendement global proche de 1. De plus, la pression de sortie des gaz d'échappement est suffisante pour éviter tout ventilateur. Les températures des gaz chauds (400 - 500 °C) étant compatibles avec de nombreux besoins industriels, les applications de cette méthode sont multiples.

Si nécessaire, les deux principes précédents peuvent être combinés. Enfin, la turbine à gaz peut, à l'instar du moteur alternatif, être utilisée pour entraîner directement un compresseur frigorifique ou une pompe à chaleur.

Dans de nombreux cas, il peut être intéressant de choisir une configuration associant une turbine à gaz et une ou plusieurs turbines à vapeur, afin de transformer en électricité une partie de la chaleur récupérée sur les gaz d'échappement de la TAG. On peut ainsi réaliser des cycles combinés à cogénération, avec de nombreuses variantes envisageables, par exemple en utilisant une turbine à vapeur à contre-pression. Les performances de ces installations sont généralement excellentes, et elles se prêtent bien à la réhabilitation d'unités de cogénération existantes, la TAG venant remplacer l'ancienne chaudière (cf. exemple 8.5.2).

Le rapport chaleur force CF est légèrement plus élevé que celui des moteurs, compris entre 0,8 et 1,8. Le rendement global est généralement très bon, supérieur à 80 %. Le rendement mécanique varie selon la taille de la turbine à gaz, étant compris entre 25 et 30 % pour les petites, et allant jusqu'à 40 % pour les très grandes. La consommation spécifique équivalente  $C_E$  est compris entre 1,4 et 1,7.

#### 8.4 CRITÈRES DE CHOIX

D'une manière générale, la cogénération conduit à une meilleure valorisation de l'énergie primaire que ne le permet la production séparée de chaleur et de puissance mécanique. Toutefois, le décideur se pose rarement le problème en terme d'économie d'énergie primaire : il doit justifier de son choix en fonction du contexte micro-économique qui est le sien.

Avant de décider de recourir à une installation de cogénération, il est nécessaire de faire une étude très poussée des besoins d'énergie thermique et mécanique et de leur évolution dans le temps. En effet, les investissements correspondants sont généralement élevés, et, pour les amortir, il faut faire fonctionner l'installation à son optimum économique et l'utiliser le plus longtemps possible quand le tarif des énergies le justifie, et si possible à environ 80 - 90 % de la puissance maximale des moteurs, plage conduisant aux meilleures performances techniques.

Le calcul de rentabilité dépend donc fondamentalement des conditions d'exploitation et de leur évolution dans le temps, chaque installation représentant un cas particulier qui demande une étude détaillée. Il importe en particulier de bien s'assurer que les critères réglementaires autorisant la revente de l'électricité à EDF seront respectés.

Si des considérations de sécurité imposent le recours à une unité autonome de production de puissance mécanique, il est presque toujours certain que son utilisation en cogénération sera profitable, le surcoût se limitant aux dépenses de récupération de chaleur, le plus souvent largement inférieures à celles correspondant au moteur thermique et à l'alternateur.

Par ailleurs, le choix de la solution technique dépend de nombreux facteurs. À des fins de comparaison, le tableau 8.2 fournit des valeurs approchées des valeurs que peuvent prendre les différents indicateurs de performances pour les principales technologies envisageables. Les deux premières lignes correspondent à ce que l'on appelle aujourd'hui la micro-cogénération, à base de moteurs Stirling ou de micro-turbines de petite puissance. La configuration TAG + TAV est représentative des solutions hybrides entre cycles combinés et cogénération, dont on trouvera un exemple ci-dessous (8.5.2).

TABLEAU 8.2 COMPARAISON DE DIFFÉRENTES SOLUTIONS TECHNIQUES

	puissance	$\eta_g$	$\eta_m$	CF	$C_E$
Stirling	0,5 - 100 kW	> 70 %	15 à 30 %	1,2 à 7	1,8 à 2,6
micro-TAG	25 - 75 kW	> 80 %	25 à 32 %	1,5 à 2,2	1,5 à 1,7
moteurs	0,05 - 50 MW	> 70 %	25 - 45 %	0,5 à 1,8	1,6 à 2
TAG	5 - 200 MW	> 80 %	35 - 40 %	0,8 à 1,3	1,4 à 1,6
TAV	0,5 - 200 MW	> 80 %	6 à 22 %	3 à 12	1,6 à 3
TAG + TAV	20 - 200 MW	> 80 %	> 40 %	0,8 à 1,2	1 à 1,4

#### 8.5 EXEMPLES D'INSTALLATIONS INDUSTRIELLES

Nous donnons ci-dessous deux exemples d'installations industrielles mettant en jeu des turbines à gaz. La première est relativement simple : une micro-turbine est utilisée pour produire de l'électricité et pour préchauffer de l'eau à l'état liquide dans un économiseur, tandis que la seconde, beaucoup plus complexe, utilise une turbine