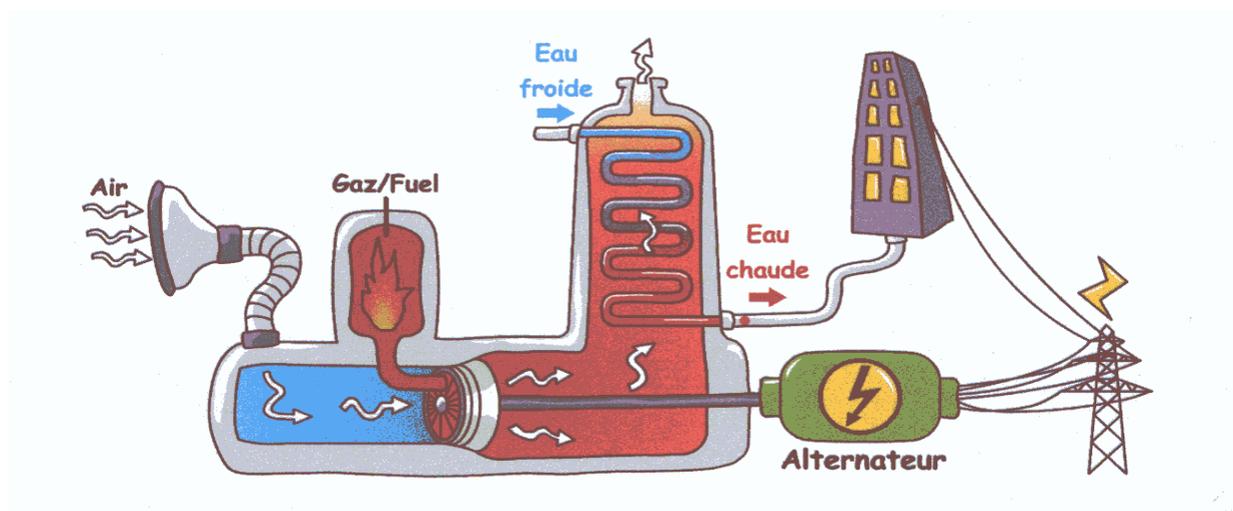


COGENERATION ET AUTOMATISATION A LA S.C.D.C.



Stage en Entreprise – 2ème année ENSPG

Stagiaire : E. GUYEZ

Tuteur : M. Le Deun

Site : S.C.D.C Chambéry

Période : 1^{er} Juin – 31 août 2001

SOMMAIRE

INTRODUCTION	p.3
I. CADRE DU STAGE	
1. Présentation des différents problèmes	p.4
2. Présentation du sujet	p.4
3. Objectifs	p.4
II. PRESENTATION DE L'ENTREPRISE	
1. Historique – Place dans le groupe	p.5
2. Activités de la S.C.D.C.	p.6
2.1 – L'exploitation du Chauffage urbain	
2.2 – Le Département des Automatismes et des Systèmes (D.A.S.)	
2.3 – La Comptabilité	
3. Structure et mode de fonctionnement	p.7
III. ETUDE DE L'INSTALLATION DE COGENERATION	
1. Présentation du système de cogénération	p.9
1.1 – Fonctionnement global	
1.2 – Caractéristiques de la Turbine à Gaz (TAG)	
1.3 – Caractéristiques de l'échangeur	
2. Influence des paramètres extérieurs sur la puissance : électrique : Température et pression ambiante	p.13
2.1 – Démarche	
2.2 – Conditions les plus simples	
2.3 – Prise en compte de paramètres plus réels	
2.4 – Exploitation de données expérimentales d'une turbine à injection d'eau	
2.5 – Recherche d'expressions théoriques expliquant les variations des rapports de compression et de détente	
3. Influence des paramètres extérieurs sur le rendement : température et pression ambiante	p.16
3.1 – Puissance fournie par la combustion des gaz : P. gaz	
3.2 – Puissance thermique récupérée dans l'échangeur : P. thermique	

4. Analyse des données sur les deux Turbines à Gaz (TAG) de Bissy : quelles instrumentations ?	p.18
4.1 – Liste des données mesurées	
4.2 – Recherche des données manquantes	
4.3 – Comparaison des deux turbines à gaz à partir des données disponibles	
5. Etude financière	p.20
5.1 – Dimensionnement de l’installation sur les quatre dernières années	
5.2 – Comparaison financière des deux installations	
5.3 – Coût d'une instrumentation éventuelle	
IV. ETUDE DU SYSTEME D'AUTOMATISATION DE LA SOUS STATION DU COVET	
1. Description du système d'automatisation	p.23
1.1 – Structure du réseau	
1.2 – Langage Andover	
2. Mise en correspondance des variables	p.25
2.1 – Données précises du problème	
2.2 – Arborescence des variables X	
3. Analyse des programmes utilisés	p.26
3.1 – Description du travail global réalisé	
3.2 – Exemple : programmes de régulation de la température	
CONCLUSION	p.28
REMERCIEMENT	p.29
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	p.30
ANNEXES	p.30

INTRODUCTION

Durant l'été 2001, j'ai effectué un stage de deux mois et demi à la S.C.D.C. ou Société Chambérienne de Distribution de Chaleur. Cette entreprise d'une quarantaine de personnes, filiale du groupe Elyo, a pour objectif d'assurer le chauffage urbain de Chambéry. Un grand nombre de bâtiments publics, tertiaires et ou privés voient leur chauffage et leur alimentation en eau chaude sanitaire assurés par la S.C.D.C. Ainsi la ville de Chambéry est parcourue par un réseau souterrain de canalisations, à un mètre de profondeur sous les rues, relié aux différentes chaudières de la société. Leur production de chaleur résulte de la combustion de gaz ou de fioul dans des chaudières, mais aussi depuis quelques années de la combustion de gaz dans des systèmes de cogénération. En effet les recherches sur les économies d'énergie ont montré que la cogénération, en produisant simultanément chaleur et énergie électrique, atteint des rendements nettement plus intéressants que tout autre système. L'eau est utilisée comme fluide caloporteur.

J'ai choisi ce stage tout d'abord pour l'intérêt que je porte aux différents moyens de produire de l'énergie ; il me semble en effet important de diversifier au plus les moyens de productions disponibles. De plus hésitant encore sur l'évolution de mon projet professionnel, il était relativement important pour moi d'effectuer ce stage dans une industrie afin de mieux en percevoir la gestion.

L'objet de ce rapport de stage est de vous présenter les différents aspects de mon travail et de mon expérience au sein de la S.C.D.C. : La première partie permet de définir clairement le cadre du stage, la deuxième constitue une présentation plus précise de l'entreprise, enfin les deux dernières exposent l'essentiel des points de mon étude à savoir l'étude sur les rendements des cogénération et l'analyse de programmes pour les automates.

I. CADRE DU STAGE

1. Présentation des différents problèmes

- **Au niveau de l'installation de cogénération :**

Sur le site de Chambéry de la SCDC, fonctionnent deux turbines à gaz du même modèle (la numéro 9 et la 10). Depuis leur installation, il y a un peu plus de six ans, les deux machines n'ont jamais fourni la même puissance électrique, ce qui entraîne des différences de rendements. Il apparaît donc intéressant d'en rechercher les causes.

- **Au niveau des automates :**

Le système de distribution de l'eau chaude est structuré de la façon suivante : le circuit principal est alimenté directement en l'eau chauffée par le turbo, la cogénération et les chaudières (Centrale de Bissy). Il vient ensuite répartir son énergie thermique sur les quatre réseaux primaires situés au Covet. Ces derniers vont ensuite quadriller les différents quartiers de l'agglomération de Chambéry.

La station du Covet est entièrement automatisée, aucun membre de la société ne travaille sur place. Il est donc nécessaire qu'un retour d'informations des automates s'effectue vers la centrale de Bissy. Le nombre de paramètres à transmettre étant relativement élevé, il a fallu avoir recours à un système de codage. Le problème est que l'on ne connaît plus au niveau de Bissy la signification des variables codées. Il s'agit également d'établir la structure des programmes utilisés afin de faciliter leur compréhension

2. Présentation du sujet

Analyse du rendement global suivant les différents paramètres de fonctionnement de deux machines de cogénération (Turbine Allison 5Mwe unitaire) en application sur le réseau urbain de chaleur. Proposition d'amélioration.

Analyse du système de programmation des automates Andover et réalisation d'une documentation récapitulative des données transférées entre les stations du Covet et de Bissy. Mise en place d'une documentation des déchiffrages des programmes de la station du Covet.

3. Objectifs

Ce stage se déroulant au sein d'une entreprise de production, ses objectifs essayent de refléter au mieux les différents aspects du métier d'ingénieur :

- **La partie technique :**

L'étude du système de cogénération présente tout d'abord une partie théorique qui a pour but d'évaluer l'influence de paramètres extérieurs sur les rendements. Puis une confrontation avec la situation réelle doit permettre d'expliquer les différences observées.

L'analyse des automates vise à améliorer la compréhension des données reçues et d'un point de vue plus personnel permet une approche d'un nouveau langage de programmation.

- **La partie financière :**

Son objectif est de chiffrer les gains et les pertes dus aux différences de fonctionnement des deux installations, d'évaluer le coût de la mise en place éventuelle d'instrumentations supplémentaires.

- **La vie d'entreprise :**

Il s'agit de découvrir les différents aspects du travail réalisé dans une société de chauffage urbain et de mieux cerner comment se répartissent les tâches sur l'ensemble du personnel.

II. PRESENTATION DE L'ENTREPRISE

1. Historique – Place dans le groupe

1.1 – Quelques données historiques

La S.C.D.C a été créée en 1949 au lendemain de la deuxième Guerre Mondiale. La ville de Chambéry, complètement ravagée par la guerre, commence à sortir des décombres et procède à sa reconstruction. Comme durant cette période, de nombreux chantiers de reconstruction voient le jour un peu partout en France, des pénuries sur le matériel de construction apparaissent. Ainsi par exemple les chauffagistes ne disposent de presque pas de chaudières car les fondeurs sont saturés.

Lorsqu'en 1954, la première grosse chaufferie est installée au Covet, il s'agit alors d'un projet d'avant garde lancé par les dirigeants **les frères Fish**. En effet cette chaudière surpuissante par rapport au besoin originel (Hôpital), est en mesure d'alimenter un réseau sur l'étendue de la ville. La S.C.D.C propose alors le raccordement aux copropriétés et aux bâtiments publics. En 1969, la centrale de Croix-Rouge voit le jour avec la naissance de la ZUP. Les contrats de raccord sont alors négociés avec l'O.P.A.C. (Office Public d'Aménagements et de Constructions) principalement.

Au fur et à mesure du temps, l'entreprise grossit et prend de l'importance. En 1985 la Cofreth (qui devient en 1994 Elyo) rachète aux frères Fish leurs actions et en possède alors 70%, les 30% restant appartiennent à la S.E.E.M. – Charbonnage de France. Enfin **la société devient une filiale à 100% d'Elyo en 1999** avec le rachat des actions de la S.E.E.M.

A l'heure actuelle, **la S.C.D.C. présente un effectif d'une quarantaine de personnes pour un chiffre d'affaire de 97 millions de francs en 2000.**

1.2 – Un mot sur le groupe Elyo

Elyo est un grand groupe international (Chiffre d'affaire : 13 400 millions de francs) dont les domaines de compétence sont :

- la distribution de chaleur et de froid (125 réseaux de chaleur / 13 réseaux de froid)
- la production, la fourniture et la distribution d'électricité
- la valorisation énergétique des déchets (4 millions de tonnes traitées)
- la production thermique et la cogénération (2 850 MW électrique)
- la gestion et la maintenance multi technique et les services énergétiques

Elyo présente un grand nombre d'implantation dans le monde (Annexe II.a) dont le réseau France fait parti. Celui-ci est divisé en différents secteurs géographiques ; la S.C.D.C. dépend ainsi de la région Centre Est Méditerranée.

Enfin il faut encore signaler qu'Elyo n'est elle-même qu'une part d'un groupe encore plus grand : Tratabel, le pôle énergie de Suez.



RESEAU FRANCE

C.A.* Total en France : 9 600

Effectif total* : 8 124 personnes

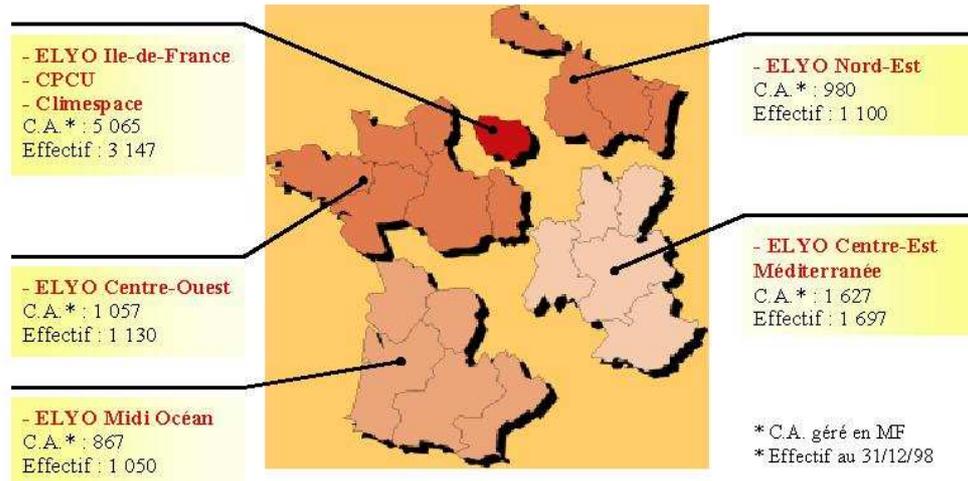


schéma II.1a : Répartition en différentes régions du réseau France d'Elyo

2. Activités de la S.C.D.C.

2.1 – L'exploitation du Chauffage urbain

La S.C.D.C. ou Société Chambérienne de Distribution de Chaleur a pour activité principale le chauffage urbain. D'une façon très schématique, un chauffage urbain est constitué par des chaudières industrielles (fonctionnant au gaz ou au fioul) dont la chaleur libérée est récupérée par un réseau à circulation d'eau surchauffée. Celui-ci fournit, à tous les bâtiments auxquels il est raccordé, la chaleur nécessaire pour chauffer l'eau chaude sanitaire ainsi que celle circulant dans les radiateurs.

Rentrons à présent plus dans les détails et présentons l'ensemble des éléments constitutifs des centrales de production et des réseaux

□ Les centrales de production :

- **à Bissy :** C'est la plus importante unité et est située au même emplacement que l'ensemble des bureaux. Elle regroupe deux chaudières de 40 MW à 25 Bars, une chaudière de 4 MW à 18 Bars, deux ensembles de cogénération composés de turbines à gaz de 5 MWe unitaire et d'échangeurs mixtes de 8 MW, et un autre système de cogénération constitué d'une turbine à vapeur et d'un condenseur de vapeur. A tous ces organes de production viennent se rajouter le préparateur d'eau surchauffé d'où part l'eau pour le réseau à 207°C, les cuves de fioul, les pompes et les vannes ...

Remarque : En [annexe II.b](#) sont représentées les installations utilisant la cogénération et leurs connections.

- **à Bassens** : C'est une chaufferie qui fonctionne essentiellement l'été, elle sert d'appoint l'hiver. Elle dispose d'une chaudière basse pression d'environ 4 MW (réchauffe l'eau jusqu'à une valeur seuil de 110°C) qui assure les besoins pour l'eau chaude sanitaire et de chaudières à eau surchauffée de 23 MW.
- **à Chambéry le haut** : La centrale est équipée d'une turbine à gaz de 3.7 MWe et d'un échangeur de 7.7 MW qui fonctionne en cogénération, d'une chaudière à gaz de 11 MW et d'une chaudière à gaz ou fioul de 18 MW. Elles produisent toutes de l'eau surchauffée.

□ **Le réseau de distribution :**

Le réseau de distribution est scindé en plusieurs parties. En effet toute la chaleur produite à Bissy est transportée jusqu'aux trois échangeurs primaires de 33MW unitaire chacun de la sous station du Covet par le **réseau principal**. De là partent **quatre réseaux primaires** interconnectés. La production de la centrale de Bassens est raccordée à l'un des réseaux primaires alors que le réseau de Chambéry le haut est indépendant du réseau centre ville (Bissy, Bassens, Covet).

L'ensemble des canalisations constituant le réseau quadrille la ville à environ un mètre de profondeur sous les rues. Tous les bâtiments raccordés au réseau le sont par l'intermédiaire d'échangeurs (primaires - secondaires), le circuit primaire de l'eau de la S.C.D.C. agit donc en boucle fermée. Du côté utilisateur une partie de l'eau est utilisée pour le chauffage, l'autre vient réchauffer dans un ballon l'eau froide traitée qui devient alors l'eau chaude sanitaire.

2.2 – Le Département des Automatismes et des Systèmes (D.A.S.)

Ce service de la S.C.D.C. constitue un domaine à part au sein de la société. Leur mission est de proposer leurs compétences, dans la mise en place de systèmes d'automatisation, à d'autres entreprises du domaine de la chaufferie industrielle.

2.3 – La Comptabilité

Ce service est bien évidemment indispensable au bon fonctionnement de l'entreprise puisque c'est lui qui gère les flux monétaires avec les clients et les fournisseurs.

3. Structure et mode de fonctionnement

En annexe II.c est présenté l'organigramme des postes attribués à chacun des membres du personnel de la S.C.D.C. Vous y retrouvez les différents domaines d'activités mentionnés au paragraphe précédent. Bien que ce document nous informe déjà sur le rôle de chacun dans la société, il me semble intéressant de préciser le rôle de certains postes.

Le rôle du directeur est relativement vaste : Il a tout d'abord la responsabilité de l'ensemble des actions entreprises par la société. Il assure la direction du personnel (nomme et ou révoque tout agent non cadre, veille au respect de la législation du travail ...) et prend les décisions concernant les achats et les ventes (en fixe les prix et les conditions de paiement) ; il déclenche les travaux d'investissement et d'aménagement nécessaires et contrôle leurs réalisations. Il établit du budget et est également le représentant mandaté de la société vis à vis de l'extérieur (client, collectivité, administration d'Etat ...)

D'une façon plus globale, son rôle est d'insuffler à l'entreprise les grandes orientations de son développement, de veiller à son bon fonctionnement

Au niveau du service de comptabilité, les responsabilités sont partagées entre différents postes : les contentieux, la gestion des contrats clients et fournisseurs, la comptabilité, la fiscalité, le bilan, ... L'ensemble du service est dirigé par un cadre : M.Broyer dont le rôle principal est de veiller au bon état de santé financière et au suivi budgétaire de la société. Il agit en collaboration étroite avec le directeur et le responsable d'exploitation.

L'ensemble de l'exploitation du chauffage urbain est supervisé par un cadre : M.Blanchoz, aidé par deux contremaîtres M. Martin et M.Proux. En plus de leur rôle d'encadrement, ils assurent principalement la gestion technique au quotidien et la maintenance, et interviennent d'un point de vue technique dans les relations avec les fournisseurs (contrat de maintenance) et avec les clients (l'aspect commercial intervenant de manière permanente dans la relation au quotidien avec l'usager). Le rôle du responsable d'exploitation est également de veiller au respect des règles de sécurité et être en mesure de prendre des décisions rapides en cas de gros problèmes sur l'exploitation. Il effectue également de la veille technologique et participe à l'élaboration du budget. Les contremaîtres interviennent d'une façon générale sur l'ensemble des problèmes d'exploitation et présentent des compétences techniques forts utiles.

Aux postes de chaufferie, il s'agit durant la période de chauffe de contrôler la puissance thermique délivrée afin de l'adapter le mieux possible à la demande ; plus précisément il faut constamment adapter le régime de fonctionnement de tous les organes productifs avec la température extérieure, la température de retour de l'eau sur le réseau. Durant l'été, le personnel travaille sur l'entretien préventif des installations afin de limiter au mieux tous problèmes en cours de fonctionnement et de tendre vers un taux de panne zéro.

Aux postes Réseaux et Stations, et Travaux, il s'agit d'effectuer l'entretien des échangeurs primaires et secondaires (action sur les pompes, les vannes, le système de traitement de l'eau sanitaire), d'agir sur les canalisations du réseau (réparation des fuites par réalisation de soudure par exemple), d'assurer le remplacement des compteurs client et leurs relevés. Pour tout cela, l'entreprise dispose d'une équipe d'ouvriers spécialisés dans des domaines tels que la soudure avec agrément vapeur (au chalumeau ou à l'arc électrique), la mécanique, l'électricité ...

III. ETUDE DE L'INSTALLATION DE COGENERATION

Avant de rentrer pleinement dans le vif du sujet, je me permets de glisser ces quelques lignes afin de souligner que le plan adopté pour présenter cette étude retrace l'évolution de mon travail et permet ainsi de mettre en valeur les moyens utilisés pour atteindre les objectifs de ce stage.

Ainsi le premier paragraphe qui présente l'installation, a constitué pour ma part la première partie de cette étude. Il s'agit en effet de comprendre le mode de fonctionnement de chaque machine constitutive de la cogénération (analyse de plan, de schémas ; visualisation dans la salle des machines du système global ou de pièces en particulier ...).

Une fois les bases mises en place, l'analyse des paragraphes 2 et 3 permet d'une part de déterminer les paramètres qui conditionnent la cogénération, d'autre part de confronter résultats théoriques et expérimentaux. Enfin le quatrième paragraphe est l'aboutissement de mes recherches ; en alliant connaissances théoriques et pratiques, je dispose alors de suffisamment de données pour comparer les deux turbines à gaz (T.A.G.) et expliquer l'origine de leurs différences. L'étude financière vient s'ajouter à l'étude technique afin de disposer de tous les éléments nécessaires à la prise de décision.

1. Présentation du système de cogénération

1.1 – Fonctionnement global

Le principe de fonctionnement est relativement simple : Il s'agit de produire, à partir de l'énergie de la combustion du gaz de ville, de l'énergie électrique en plus de l'énergie thermique normalement récupérée avec des chaudières. Pour cela, une des possibilités consiste à combiner une turbine à gaz et un échangeur de chaleur, le rôle de la turbine à gaz étant tout d'abord de comprimer l'air à l'aide d'un compresseur, puis de réaliser la combustion gaz + air, et enfin par la détente des fumées dans la turbine de récupérer de l'énergie électrique. En sortie de turbine, la température des fumées est suffisamment élevée pour réchauffer l'eau du réseau au travers d'un échangeur.

D'une façon plus synthétique, le diagramme thermodynamique Température – Entropie permet de bien cerner le mode de fonctionnement du système. Ce diagramme est parcouru en réalité en circuit ouvert, en effet en 1, l'air est admis dans le compresseur et en 5, les fumées refroidies sont évacuées par les cheminées.

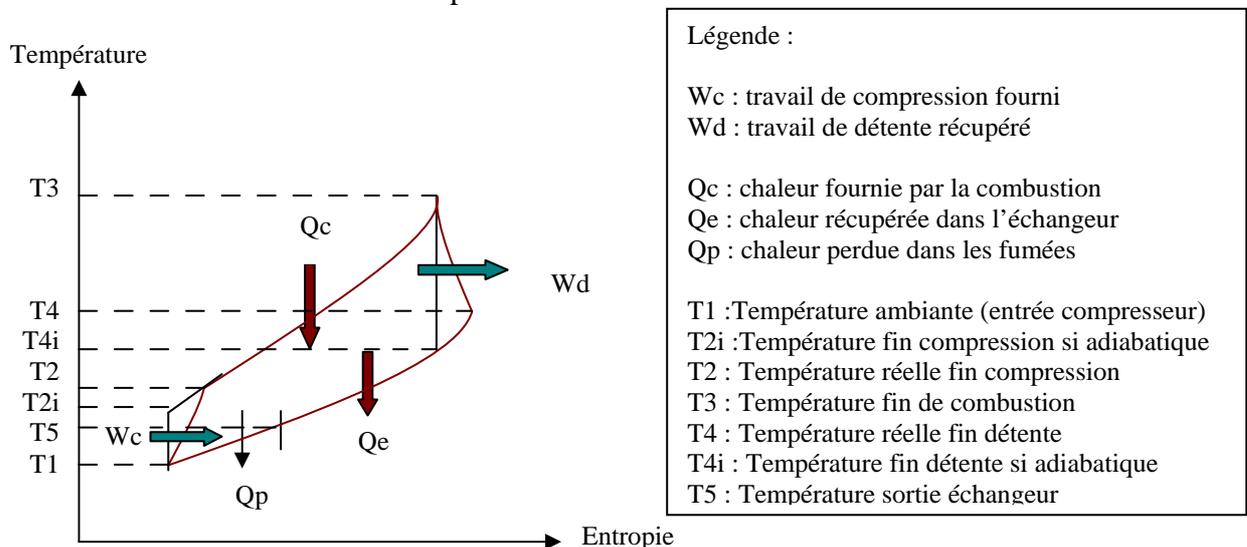


Schéma III.1a : diagramme thermodynamique Température – Entropie de la cogénération

Le cycle idéal est caractérisé par une compression et une détente adiabatique isentropique, ainsi que par des échanges de chaleur à pression constante. Sur le cycle réel, les imperfections des différentes parties de la machine entraînent l'existence de rendements de compression (η_c) et de détente (η_d), ainsi que de pertes de charge durant la combustion et l'échappement.

En première approche, le travail mécanique récupérable et transformable en énergie électrique est lié à la différence entre le travail de détente et de compression. D'un point de vue thermique, les échanges de chaleur entre les fumées et l'eau seront d'autant plus importants que la température de sortie des turbines des fumées sera élevée.

1.2 – Caractéristiques de la Turbine à Gaz (TAG)

Les turbines à gaz (Allison 501-KB7) ont subi une révision complète durant la période du stage ce qui m'a permis d'observer de relativement près leurs différents éléments constitutifs. Deux schémas complets en [annexe III.a](#) offrent une vision globale du dispositif. Enfin je tiens à souligner l'importance de bien connaître ces structures car elles fournissent des informations essentielles à leurs études.

- **Le filtre :** Indépendant de la turbine à gaz et situé en amont du compresseur, il assure le filtrage de l'air afin de limiter au mieux le passage de poussières dans le compresseur : il s'agit d'éviter les phénomènes de corrosion. La prise d'air est effectuée sur les toits.
- **Le Booster :** C'est un élément placé entre le filtre et le compresseur qui réalise un appel d'air, il agit comme un ventilateur et entraîne une légère perte de charge qui fait chuter la pression de 75kPa.
- **Le compresseur :** Il est de type axial ce qui permet le passage d'un plus grand débit massique. Composé de 14 étages de compression, le nombre d'aubes va croissant depuis 33 jusqu'à 95. A 15°C et pour une pression ambiante normale (1013 mbar), le rapport de compression est de 13.68. Il est à noter qu'un dispositif spécial de clapets permet une relâche de la pression lors des séquences de démarrage ou d'arrêt.
- **Le diffuseur :** Situé entre le compresseur et les chambres de combustion, il assure une bonne répartition de l'air dans les différentes chambres
- **Les chambres de combustions :** Elles sont au nombre de 6 disposées radialement autour de l'arbre moteur en aval du compresseur. Elles voient en entrée l'arrivée d'air comprimé ainsi que du gaz par l'intermédiaire d'une tête d'injection ; en sortie s'échappent les fumées de combustions à plus de 1000°C.

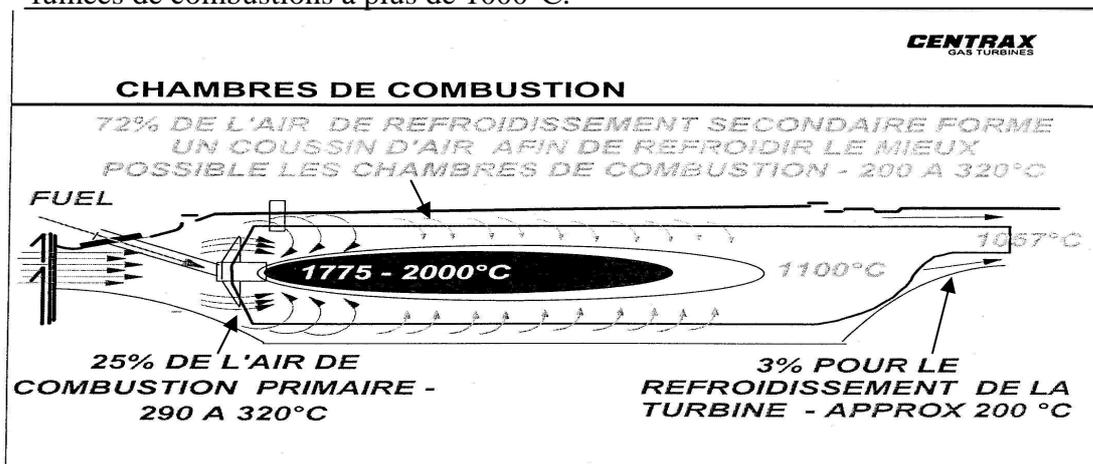


Schéma III.1b : Répartition de la température dans les chambres de combustions

En anecdote, on peut citer l'incertitude qui a pesé pendant un bon moment sur la valeur de T3 (température en fin de combustion) consignée. En effet le fournisseur Centrax faisait allusion à deux températures : D'un côté une valeur de 1080°C maximum était fixée pour garantir la tenue des matériaux, d'un autre coté leur calcul se font sur une valeur de consigne de 1057°C. Il a fallu l'obtention de ce schéma pour comprendre la situation.

- **La turbine** : Elle permet de transformer l'énergie thermique des gaz en énergie cinétique pour entraîner le compresseur et l'arbre de prise de force. Elle est composée de quatre étages dont les éléments constitutifs sont spécifiques de chaque étage. Ainsi les aubes du premier étage sont moulées dans un alliage extrêmement résistant à la température et recouverts en plus d'un revêtement protecteur. En ajoutant à tout cela un système d'aération interne, il est alors possible d'utiliser ces éléments à plus de 1000°C.
- **Réducteur** : Système d'engrenage relativement complexe, ce réducteur épicycloïdal permet de modifier le rapport de vitesse et de transmettre une puissance de 6650kW (vitesse rotation de la turbine 14571tr/min et vitesse rotation de l'alternateur 1500tr/min).

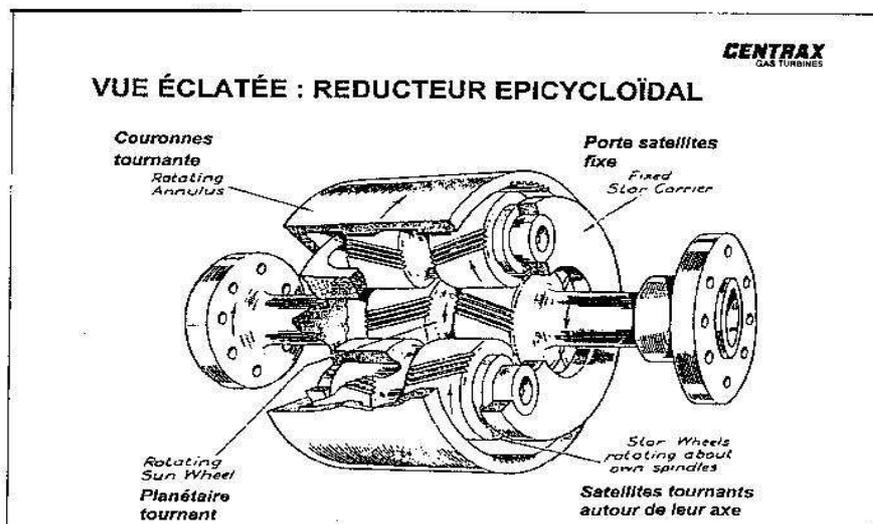


Schéma III.1c : Réducteur épicycloïdal

- **Alternateur** (11kV, 3 phases, 50Hz) : Il fonctionne selon le principe des champs tournant : le rotor est un arbre en acier forgé dont les pôles feuilletés sont saillants, le stator est constitué de tôles magnétiques. La conversion de l'énergie cinétique en énergie électrique entraîne une perte de puissance de 3% ($\eta_{alt.} = 97\%$).
- **Silencieux** : Comme son nom l'indique, le silencieux a pour but de réduire la pollution sonore liée fonctionnement de l'installation. Pour cela, les gaz d'échappement sortant de la turbine sont dirigés vers ce module où ils traversent différentes membranes absorbant le bruit.

Cette rapide présentation de la turbine n'est pas exhaustive, un certain nombre de points n'ont pas été abordé comme le système d'aération ou de lubrification. Cependant il ne

me semble pas nécessaire de rentrer plus en détail dans cette description qui n'a pour objectif qu'une bonne compréhension des mécanismes.

1.3 – Caractéristiques de l'échangeur

Pour comprendre le fonctionnement de cet échangeur, je me suis basée sur l'analyse du dessin technique fourni par le constructeur au moment de la commande ainsi que de son cartouche. Une partie de ces données se trouve en [annexe III.b](#).

Il s'agit ainsi d'un échangeur méthodique du premier genre, à **flux perpendiculaire**. En effet le parcours de l'eau dans l'échangeur est conçu pour que l'eau « froide » entrant soit réchauffée par les fumées sortant et inversement. Schématiquement le système peut-être représenté comme ci-dessous :

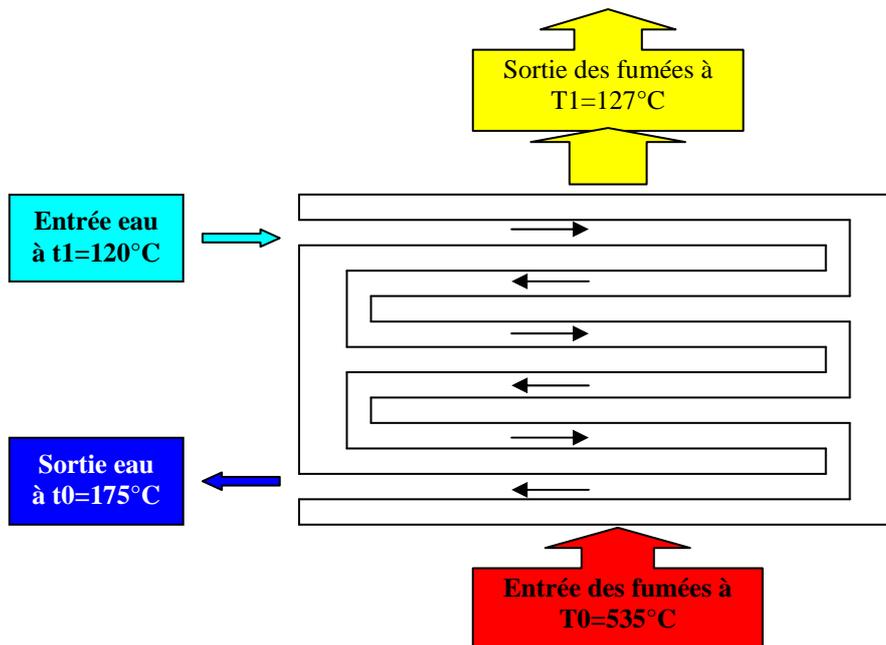
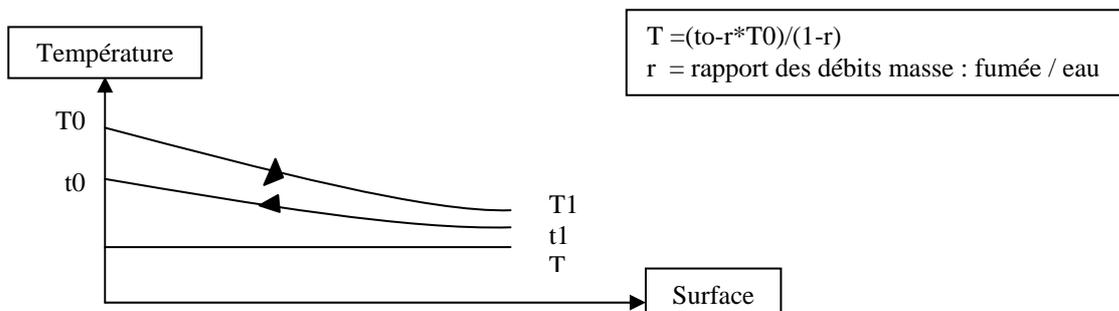


Schéma III.1d : Schéma de principe de l'échangeur

Le dimensionnement de l'échangeur doit être réalisé de façon à récupérer le maximum de puissance thermique. Ainsi la surface d'échange est déterminée en fonction du coefficient global d'échange, des débits masse moyens, ... L'analyse de l'évolution des températures le long de l'échangeur montre que le système est conçu pour récupérer une **puissance de 8MWth**.



2. Influence des paramètres extérieurs sur la puissance électrique : Température et pression ambiante

2.1 – Démarche

Cette partie de mon travail a été relativement complexe contenu du peu d'informations théoriques et expérimentales disponibles sur place, concernant la turbine. En effet en tant qu'utilisateur des turbines à gaz, la SCDC ne dispose que du minimum d'informations nécessaires au contrôle du bon fonctionnement de l'installation (Mesure de puissance électrique, Température en sortie des turbines, ...).

Je me suis donc basée essentiellement sur des livres spécialisés trouvés à la bibliothèque (référence III : 1,2,3), ainsi que sur l'aide précieuse de leur fournisseur Centrax (référence III : 4) qui a pu me fournir au bout de quelques temps des données expérimentales relativement complètes pour mes calculs.

Les points suivants retracent l'évolution des résultats au fur et à mesure de l'acquisition de données plus précises. Il me semble important de souligner cette phase de mon travail car elle m'a permis de réaliser qu'un certain nombre d'hypothèses valables dans les cas d'école ne sont plus vérifiées sur le terrain. De plus j'ai pu vérifier que l'aide de données expérimentales permet parfois de déceler des erreurs théoriques.

2.2 – Conditions les plus simples

Ne disposant initialement que de très peu de données, je me suis basée dans un premier temps sur les hypothèses suivantes :

- Même caractéristiques physiques pour l'air et les fumées :
 - débits massiques identiques (D_m)
 - capacités thermiques à pression constante (C_p) identiques
 - $\gamma = \text{gamma} = C_p / C_v$ identique
- Moyenne sur le cycle des valeurs de C_p et γ
- Assimilation de l'air à un gaz parfait : $P \cdot V = r \cdot T$ avec $r = R/M$ (M : masse molaire) et V le volume massique. La masse volumique s'écrit alors : $\rho = 1/V = P/(r \cdot T)$
- rapport de compression constant (C_c compresseur et C_d turbine), et donc débit volumique (D_v) constant
- rendement de compression (η_c) et de détente (η_d) constants
- Pression à l'entrée du compresseur = Pression ambiante

Sous ces hypothèses, l'expression de la puissance électrique s'écrit :

P. électrique = rendement alternateur * P. mécanique – pertes réducteurs
P. mécanique = C_p air * (ΔT détente – ΔT compression) * ρ air * D_v air

avec ΔT compression = augmentation de la température lors de la compression
= $T_{amb} * [C_c^{((\gamma-1)/\gamma)} - 1] / \eta_c$

et ΔT détente = chute de la température lors de la détente
= $\eta_d * [1 - C_d^{((1-\gamma)/\gamma)}] * T_3$

Disposant des courbes expérimentales exprimant la puissance électrique en fonction de la température et de la pression ambiante, j'ai essayé de retrouver les valeurs de Cp et de gamma utilisées pour aboutir à des courbes similaires. En [annexe III.c](#) est résumé l'ensemble des données utilisées.

La comparaison des courbes (expérimentale et théorique) ([annexe III.d](#)) montre que l'allure générale est bien retrouvée sous ses hypothèses, mais de façon plus précise à basse température, la puissance est surestimée et inversement à haute température.

Pour essayer de donner une interprétation de ces résultats, j'ai rencontré un responsable du service après-vente du constructeur qui interprétait ces différences du fait de la variation de l'humidité de l'air avec la température. En effet à basse température, la teneur en eau de l'air ne peut varier que dans de faible proportion, atteignant très rapidement la saturation. Cependant bien que ce paramètre influe également sur la puissance, il ne peut être satisfaisant car les courbes « expérimentales » fournies ont été réalisées avec de l'air sec.

2.3 – Prise en compte de paramètres plus réels

- La première amélioration à apporter au modèle consiste à **considérer l'air comme un gaz réel** et donc calculer sa masse volumique à partir d'équations plus complexes. Le livre cité en référence III.3 propose différents modèles dont celui de Beattie-Brigman (Semi-empirique) :

$$P * V^2 = r * T * (1 - \epsilon) * (V+B) - A$$

Avec P = pression (Atm)
V = volume molaire (m³, kmol⁻¹)
T = température (K)
r = R/M = 287.2 (M masse molaire = 28.95 kg /kmol et R constante des gaz parfaits)

et les valeurs empiriques :

$$A = A_0 * (1 - a/V) \quad (A_0 = 1.3012 \text{ et } a = 0.01931)$$

$$B = B_0 * (1 - b/V) \quad (B_0 = 0.04611 \text{ et } b = -0.011101)$$

$$\epsilon = c / (V * T^3) \quad (c = 4.34 * 10^{-4})$$

La résolution de cette équation permet de retrouver la masse volumique connaissant P et T . L'[annexe III.e](#) permet de comparer les deux modèles (gaz parfait /gaz réel) du point de vue de leur masse volumique.

- **prise en compte de la perte de charge en amont du compresseur (booster) :**

$$P_1 = P. \text{ ambiante} - 7.5 \quad \text{en mBar}$$

- **prise en compte de la variation du débit massique** du fait de l'injection de gaz dans les chambres de combustion :

La combustion du gaz dans l'air sous une pression d'environ 13.5 bars se fait selon un rapport de masse (gaz /air) de 0.024. Ainsi si Dm air est le débit massique traversant le compresseur, alors les chambres de combustion ainsi que la turbine seront parcourues par Dm fumée = 1.02 * Dm air.

- **choix des valeurs de Cp et de γ :**

Après 3 semaines de recherche, j'ai pu obtenir les tables de l'air et des fumées sur une grande gamme de température ([Annexe III.f](#)). A partir de ce moment là, il a été facile d'attribuer des valeurs distinctes pour l'air et les fumées. Elles ont été choisies respectivement aux températures moyennes de la compression et de la détente.

L'expression de la puissance mécanique s'écrit alors :

$$P. \text{ mécanique} = (Cp \text{ fumée} * \Delta T \text{ détente} * 1.02 - Cp \text{ air} * \Delta T \text{ compression}) * \rho \text{ air} * Dv \text{ air}$$

Contenu de toutes ces considérations, seuls deux hypothèses sont encore utilisées : rapports de compression et taux de détente constants (débit volumique constant). Or comme nous allons le découvrir dans le paragraphe suivant, ces paramètres varient.

2.4 – Exploitation de données expérimentales d'une turbine à injection d'eau

A la réception des tables de l'air et des fumées, le thermicien de Centrax a pu me fournir toutes les données (température et pression aux différents points du cycle, débit massique, puissance mécanique et électrique) concernant non pas les turbines à gaz utilisées à la SCDC, mais une turbine à injection d'eau ([Annexe III.g](#)). Le fonctionnement est cependant comparable entre les deux machines.

Afin de vérifier l'expression de la puissance électrique utilisée, j'ai réalisé les calculs en sens inverse pour retrouver les valeurs des rapports de compression et autres données. Ce travail a ainsi mis en évidence un certain nombre de points sensibles :

- **Pour une pression donnée**, nous savons que lorsque la **température diminue** la masse volumique augmente. Mais on assiste aussi à une **augmentation du débit volumique, du rapport de compression et du taux de détente**. Existe t-il un moyen de prévoir ces variations ? Nous tenterons de trouver des éléments de réponses dans le prochain paragraphe.
- **Le rendement de compression augmente légèrement avec la température** tandis que le rendement de détente diminue sensiblement
- **Les proportions du mélange gaz – air (FAR) diminuent légèrement avec la température**
- **Il existe un rendement mécanique** de l'ordre de 98% qui exprime les pertes au niveau de l'arbre moteur.

2.5 – Recherche d'expressions théoriques expliquant les variations des rapports de compression et de détente

L'étude du mode de fonctionnement d'un compresseur et d'une turbine est relativement complexe, ainsi l'analyse que je vous propose, a pour but de définir les différents paramètres intervenant dans la caractérisation de l'installation et d'expliquer alors les causes des variations du rapport de compression et du taux de détente.

- au niveau du compresseur :

Jusqu'à présent, nous nous sommes toujours placés dans le cadre d'une compression adiabatique affectée d'un terme de rendement. Il existe cependant une autre méthode qui consiste à considérer la transformation comme polytropique, en prenant ainsi plus en compte les différences de compression entre les étages. L'équation de la transformation est alors :

$P \cdot v^k = \text{constante}$ avec v le volume massique ($=1/\rho$) et P la pression

L'exposant k remplaçant γ est relié à ce dernier par un terme de rendement η :

$$(\gamma-1)/\gamma = \eta \cdot (k-1)/k$$

L'intérêt de cette méthode est d'éliminer l'influence des variations de température dues aux imperfections du compresseur. Nous disposons donc d'une première équation :

$$P_1 / (\rho_1^k) = P_2 / (\rho_2^k)$$

Les variations du rapport de compression (P_2/P_1) sont proportionnelles aux variations du rapport des masses volumiques (ρ_2/ρ_1).

De plus, du point de vue de la mécanique des fluides et sous les hypothèses d'un écoulement permanent, sans frottement dans une conduite horizontale, l'équation de Bernoulli s'écrit :

$$(C_1^2)/2 + P_1/\rho_1 = (C_2^2)/2 + P_2/\rho_2$$

Avec C_1 et C_2 les vitesses de l'air à l'entrée et à la sortie du compresseur.

Le débit volumique qui parcourt le compresseur correspond au produit de la section de passage par la vitesse de déplacement du fluide. L'équation ci-dessus nous montre bien que cette dernière peut être affectée par les variations de pression et de masse volumique.

L'expérience nous montre finalement que rapport de compression et débit massique varient dans le même sens

- au niveau de la turbine :

Le même raisonnement que précédemment peut être suivi.

3. Influence des paramètres extérieurs sur le rendement : température et pression ambiante

Le rendement de l'installation dépend de trois paramètres et s'écrit :

$$\eta = (P. \text{électrique} + P. \text{thermique}) / P. \text{gaz}$$

L'expression de la puissance électrique étant à elle seule déjà relativement complexe, son cas a été traité dans partie précédente. Intéressons-nous à présent aux deux autres termes.

3.1 – Puissance fournie par la combustion des gaz : P. gaz

$$P. \text{ gaz} = C_p \text{ fumée} * \Delta T. \text{ combustion} * D_m \text{ fumée} = \text{rendement comb.} * P.C. * D_m \text{ gaz}$$

P.C. : Pouvoir Calorifique

Peut-on prévoir quelle sera la puissance des gaz libérée connaissant la température et la pression ? Analysons les différents paramètres.

- Le débit massique des fumées peut-être retrouvé si on mesure le débit massique de l'air à l'entrée du compresseur : $D_m \text{ fumée} = 1.02 * D_m \text{ air}$. En réalité le terme « 1.02 » devrait être remplacé par « $1 + F.A.R.$ » car la proportion de fuel brûlée dans l'air (F.A.R.) diminue légèrement avec l'augmentation de la température.
- $\Delta T. \text{ combustion} = T_3 - T_2$
La valeur de T_3 est imposée, seul T_2 peut varier. Il dépend bien sur de la température ambiante mais aussi du rapport de compression, de gamma et des rendements.

$$T_2 = T_{amb} * [(C_c^{(\gamma-1)/\gamma} - 1) / \eta_c + 1]$$

Le problème essentiel reste de prévoir la valeur du rapport de compression. En effet ensuite le rendement de compression variant très peu, une valeur moyenne pourrait suffire ; le choix de gamma pouvant se faire par itération jusqu'à obtenir une valeur de T_2 concordante.

- La détermination de $C_p \text{ fumée}$ n'est plus un problème à partir du moment où l'on connaît T_2

Remarque : La deuxième expression de la puissance des gaz permet juste une vérification du résultat. En effet expérimentalement il suffit de mesurer le débit de gaz pour retrouver sa puissance. Le tableau ci-dessous en est une illustration (cas de la turbine à injection d'eau).

Puissance des gaz = $C_p \text{ fumée} * \Delta T. \text{ combustion} * D_m \text{ fumée} = \text{rendement comb.} * P.C. * D_m \text{ gaz}$						
Dm mélange (kg /s)	22,85	22,486	22,061	21,607	21,169	20,737
delta T. combustion = T_3-T_2	681,4	675,2	670,2	664,9	659,2	653,3
$C_p \text{ fumée combustion}$ (kJ /kg /°C)	1,17824	1,1787	1,17935	1,1797	1,18046	1,1813
Puissance des gaz (kW)	18345,2	17895,7	17437,0	16948,2	16472,9	16003,6406
Dm gaz (kg /s)	0,4151	0,405522	0,3949	0,3839	0,3732	0,363
P.C. : Pouvoir Calorifique (kJ /kg)	47496,5	47496,5	47496,5	47496,5	47496,5	47496,5
Dm gaz * P.C.	19715,8	19260,9	18756,4	18233,9	17725,7	17241,2
rendement combustion	0,9305	0,9291	0,9297	0,9295	0,9293	0,9282
Rendement électrique	0,3422	0,3398	0,3362	0,3320	0,3277	0,3233

3.2 – Puissance thermique récupérée dans l'échangeur : P. thermique

$$\begin{aligned}
 P. \text{ thermique} &= \eta_{\text{échangeur}} * D_m \text{ fumée} * C_p \text{ fumée} * \Delta T \text{ fumée} \\
 &= D_m \text{ eau} * C_p \text{ eau} * \Delta T \text{ eau} \\
 &= F * K_g * \Delta m * S
 \end{aligned}$$

Comme vous pouvez le remarquer, la puissance thermique peut être retrouvée de trois façons différentes. Cependant c'est la première équation qui va imposer aux deux autres leurs valeurs. Intéressons-nous à nouveau aux différents paramètres

- Le rendement de l'échangeur est fixe ; Dm fumée et Cp fumée peuvent être retrouvés comme précédemment.

- ΔT fumée = T entrée fumée – T sortie fumée = $T4 - T5$

On retrouve ici à nouveau le problème lié au rapport de compression mais cette fois au niveau de la turbine. En effet l'échangeur est dimensionné de façon à ce que $T5$ soit fixe, $T4$ dépend pour sa part de $T3$ par l'intermédiaire du rapport de compression :

$$T4 = \{ 1 - \eta_d * [1 - Cd^{((1-\gamma)/\gamma)}] \} * T3$$

Au niveau du circuit de l'eau surchauffé, le débit est constant, fixé par une pompe en amont ; c'est la température de sortie de l'eau qui varie pour absorber les modifications de puissance. La dernière expression dépend des caractéristiques physiques de l'échangeur : de sa surface S , du coefficient global d'échange K , du facteur correctif F (écoulements perpendiculaires). Le Δm est l'écart de température moyen logarithmique :

$$\Delta m = (\Delta 0 - \Delta 1) / \ln(\Delta 0 / \Delta 1)$$

avec $\Delta 0 = (T$ entrée fumée – T sortie eau) et $\Delta 1 = (T$ sortie fumée – T entrée eau)

Données Numériques :

$S = 1920 \text{ m}^2$ $K = 219 \text{ kJ / h / m}^2 / ^\circ\text{C}$ $F = 0.85$ $\eta_{\text{échangeur}} = 0.99$

4. Analyse des données sur les deux Turbines à Gaz (TAG) de Bissy : quelles instrumentations ?

4.1 – Liste des données mesurées

Pour chacune des deux turbines à gaz :

- Pression ambiante P_{amb}
- Température entrée compresseur $T1$
- Pression relative sortie compresseur = $P2_{rel.} = (P2 - P_{amb})$
- Température entrée turbine $T3$ (calculée par un automate)
- Température sortie turbine $T4$
- Pression relative entrée échangeur = $P4'_{rel.} = (P4' - P_{amb})$
- Puissance électrique
- Puissance thermique

Le débit volumique des gaz nécessaire au fonctionnement des deux turbines est également mesuré. Connaissant le pouvoir calorifique inférieur (PCI) moyen, nous retrouvons la puissance fournie par les gaz pour l'ensemble des deux machines.

4.2 – Recherche des données manquantes et instrumentations

Pour pouvoir comparer les deux turbines, l'idéal est de disposer de l'ensemble des valeurs des températures et pressions aux différents points du cycle.

- Pression entrée turbine $P3 = 0.97 * P2$ (perte de charge durant la combustion)
- Pression entrée compresseur $P1 = P_{amb} - 7.5 \text{ mBar}$
- Pression sortie turbine $P4 = P_{amb} + 25 \text{ mBar}$

- La température T2 dépend du rendement de compression qui n'est pas connu.
- Le débit massique de l'air s'exprime en fonction du débit volumique et de la masse volumique de l'air à l'entrée du compresseur mais l'incertitude de calcul de ces deux données conduirait à utiliser les données constructeurs (disponibles que pour une pression type).

Pression ambiante	976,5 mBar								
Température ambiante	-15 °C	-10 °C	-5 °C	0 °C	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C
débit massique air sec (kg /s)	21,078	20,686	20,392	20,098	19,804	19,412	19,02	18,725	18,33

Ces données ont été mesurées sur des installations neuves, ce qui rend en réalité leur utilisation compromise. En effet l'usure de la machine entraîne une diminution progressive du rapport de compression et donc du débit massique. Enfin dans les conditions d'utilisation, l'humidité de l'air varie et influe également sur la masse volumique

Ainsi la connaissance complète du cycle compression, combustion, détente serait rendue possible par la mise en place d'un système de mesure du débit masse ainsi que de la température T2. Cependant l'installation de tels dispositifs sur les TAG est quasiment impossible puisque toute intervention sur les TAG nécessite l'aval du fabricant. Le problème peut être contourné dans une certaine mesure par la **présence d'un compteur à gaz sur l'une des TAG** (permet de connaître le débit gaz de chacune des TAG). En effet en plus de rendre possible le calcul de l'énergie fournie par le gaz, si nous considérons que la proportion gaz / air est constante (approximation grossière), nous pouvons retrouver le débit massique global, puis la température T2.

Enfin pour comparer les deux installations, il n'est peut-être pas nécessaire de connaître exactement l'ensemble des données.

4.3 – Comparaison des deux turbines à gaz à partir des données disponibles

Le tableau ci-dessous présente de façon synthétique l'ensemble des mesures réalisées sur les deux machines :

Données du 12 mars 2001		TAG 9	TAG 10
Pression ambiante (Bar)		1	1
Température entrée compresseur T1(K)		282	282
Pression relative sortie compresseur = P2rel. (Bar)		12,1	12,5
Température entrée turbine T3 (K)		1325	1327
Température sortie turbine T4 (K)		803	811,5
Pression relative entrée échangeur = P4'rel. (Bar)		0,0085	0,0088
Puissance électrique instantanée (MWe)		4,96	4,81
Valeur moyenne sur la journée	Puissance électrique (MWe)	4,85	4,72
	Puissance thermique (MWth)	8,647	8,817
	débit volumique des gaz (Nm3 /h)	3199,17	
	PCI (kWh /Nm3)	10.8	
	Puissance des gaz (MW)	34.551	
	Rendement électrique	28.07%	27.32%
	Rendement cogénération	78.12%	78.36%

Analyse des données :

La pression en sortie de compresseur est plus élevée sur la TAG 10. Il en est donc de même en entrée de turbine ($P_3=0.97 \cdot P_2$), la température en sortie de turbine étant également plus élevée pour une pression comparable, j'en déduis donc que le **rendement de détente de la TAG 10 est moins bon que celui de la TAG 9**. Cette différence est-elle normale ou signe d'un défaut de l'installation ?

Le compresseur 10 a été remplacé il y a deux ans, ce qui explique qu'il a un meilleur rapport de compression, la pression en entrée étant considérée identique (pas de déséquilibre entre les deux filtres à air). Le débit massique de la TAG 10 est donc légèrement plus élevé.

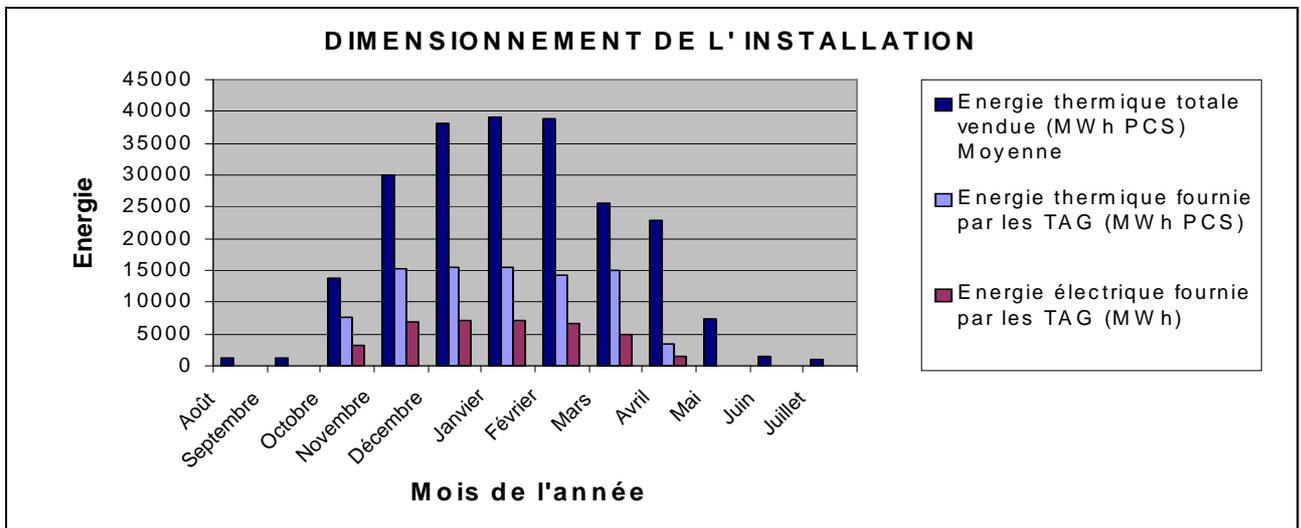
Ainsi si le fonctionnement des deux turbines était comparable au niveau de leur rendement de détente, la TAG 10 devrait fournir une plus grande puissance électrique. En fin de compte **seule une défaillance de la turbine de la TAG 10 peut expliquer une diminution de son rendement**.

En [annexe III.h](#) se trouve une représentation des diagrammes entropie - enthalpie pour chacune des deux TAG. Les points 2 ne sont pas indiqués puisque nous ne connaissons pas les valeurs des rendements de compression.

5. Etude financière

Partant des classeurs de relevés des machines, j'ai établi en [annexe III.i](#) différents tableaux récapitulatif sur les quatre dernières années les valeurs des énergies (et puissances) thermique et électrique fournies.

5.1 – Dimensionnement de l'installation sur les quatre dernières années



Observation :

Durant l'hiver (novembre à mars), l'énergie thermique produite par les deux turbines à gaz a permis de combler environ la moitié des besoins en énergie thermique vendue.

Il pourrait sembler intéressant de faire fonctionner l'installation durant le mois d'avril, mais les contrats de rachat de l'électricité étant différents entre la saison de chauffe et l'été, il est alors plus économique d'utiliser les chaudières qui présentent un rendement de près de 90%. L'utilisation de la cogénération au mois d'octobre permet de vérifier son bon fonctionnement.

Nous pouvons remarquer que du point de vue thermique l'installation pourrait fournir plus d'énergie thermique tout en fonctionnant à pleine puissance. Il existe cependant en plus du système de cogénération par les TAG, une machine appelée Turbo qui réalise, elle aussi, de la cogénération à l'aide d'une turbine et d'un condenseur de vapeur. Ainsi l'énergie thermique récupérée par le turbo vient compléter celle des TAG. En dernier lieu, les chaudières complètent les besoins en énergie thermique car leur régulation rapide permet d'absorber les fluctuations des besoins au cours d'une journée.

5.2 – Comparaison financière des deux installations

Vous trouverez en [annexe III.j](#) une facture type du prix de rachat de l'électricité produite. Durant l'hiver en plus du prix du kWh s'ajoute une prime dont la valeur dépend de la quantité d'énergie produite par rapport à une valeur de consigne. Ainsi pour évaluer le manque à gagner au niveau de la production électrique, il faut comparer la facture d'électricité de la TAG 9 et 10 réunies à celle que l'on aurait si les deux turbines fonctionnaient comme la numéro 9 (en négligeant les différences éventuelles liées au consommation de gaz).

Sur un mois (exemple janvier 2001) :

Cas réel TAG 9 +10 :

Energie électrique produite : 7042 MWh

Prix facturé : 3929911.98 FRF

Cas imaginaire 2 TAG 9 :

Energie électrique produite : 7118 MWh

Prix facturé : 3961272.00 FRF

Différence : 31360.02 FRF

Le disfonctionnement de la turbine 10 entraîne une perte électrique d'environ 30000 francs par mois pendant l'hiver. Une partie est cependant contrebalancée puisque la récupération thermique est meilleure.

Cas réel TAG 9 +10 :

Energie thermique produite : 15393 MWh PCS

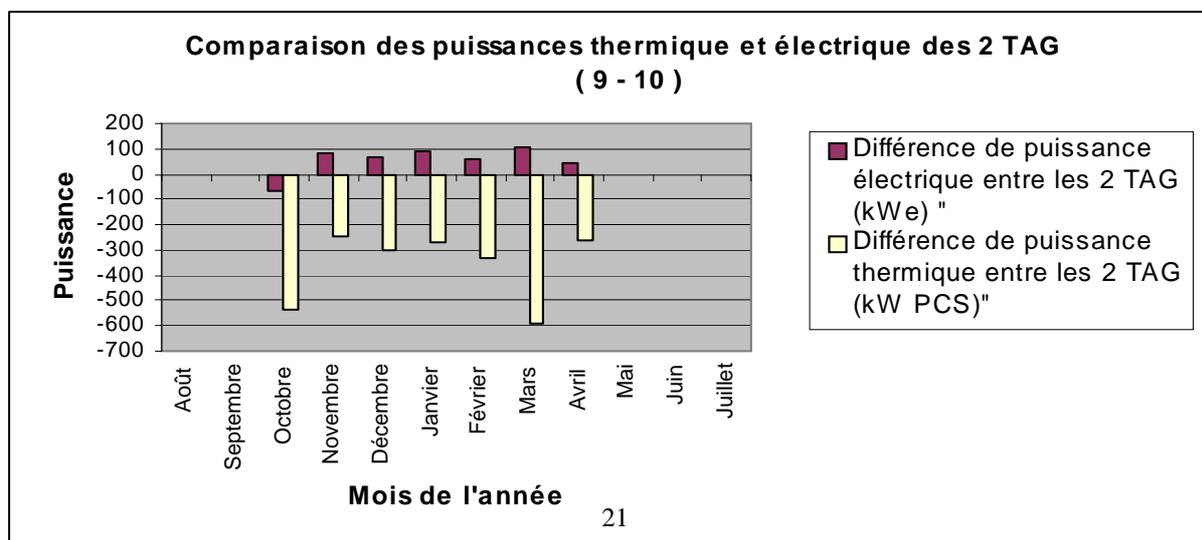
Economie d'achat de gaz équivalent : 1983849.84 FRF

Cas réel 2 TAG 9 :

Energie thermique produite : 15196 MWh PCS

Economie d'achat de gaz équivalent : 1958460.48 FRF

Différence : – 25389.36 FRF



Enfin, les problèmes de la TAG 10 n'entraînent une perte que d'environ 5000 francs par mois, perte qui se voit encore diminuée si nous prenons en compte le coût d'entretien de l'installation (fonction du nombre de MWh électrique produit). Dans notre cas, nous constatons une différence de 76 MWh, ce qui correspond à environ 3000 francs de frais d'entretien supplémentaire. Ainsi d'un point de vue strictement financier, **les différences de rendement entraînent une perte de 144 000 francs sur les 6 ans avenir, durée restante du contrat avec EDF.**

5.3 – Coût d'une instrumentation éventuelle

Comme nous avons pu le remarquer dans le paragraphe 4.2, l'installation de compteur à gaz spécifique sur l'une des turbines à gaz pourrait permettre une comparaison plus quantitative des deux installations. Je me suis donc appliqué à rechercher quelles sortes de compteur pourrait être utilisées et à quels prix. Pour cela, j'ai rencontré un commercial de l'entreprise Schlumberger, en démarchage à la SCDC, qui a pu m'orienter vers différents modèles.

Caractéristiques à respecter :

- Pression maximale > 25 Bar
- Débit maximum > 100 m³ /h
- Diamètre section de gaz = 50 mm

Après confrontation avec différentes sortes de compteur, le NTZ 160 s'est avéré être le plus intéressant. Une turbine axiale est entraînée par le gaz, sa vitesse varie linéairement avec le débit et son mouvement est retransmis mécaniquement à un totaliseur qui intègre le nombre de tours et affiche directement le volume passé en m³.

Nom du Compteur	NTZ 160
Pression maximale	25 Bar
Débit maximum	160 m ³ /h
Section gaz	80 mm
Matériaux	Acier
PRIX	10 665 Francs

La section du compteur étant supérieure à celle de la tuyauterie déjà en place, des frais supplémentaires s'ajoutent lors de l'installation. Ils sont évalués à environ 5000 francs.

Le prix total de l'instrumentation est ainsi évalué à environ 16000 francs.

Dans la mesure où cette instrumentation ne permet que d'améliorer le calcul des rendements de chaque TAG et ne changera en rien les imperfections de l'installation, il est à penser que l'entreprise ne réalisera pas ces travaux vu les incertitudes sur les éventuels investissements à réaliser par la suite (sur les turbines). Nous observons ici l'une des principales différences entre société d'exploitation et centre de recherche et développement: l'intérêt purement théorique est moindre.

IV. ETUDE DU SYSTEME D'AUTOMATISATION DE LA SOUS STATION DU COVET

1. Description du système d'automatisation

1.1 – Structure du réseau

La station du Covet est équipée d'un ensemble d'automates, de marque Andover, interconnectés entre eux. Ils se classent en deux catégories :

- 1 automate maître : AC 256
- 5 automates auxiliaires : LCU 1 à 5

Les LCU 1 à 4 interagissent de façon spécifique avec les quatre réseaux secondaires (LCU 1 ↔ réseau Sud, LCU 2 ↔ réseau Ville, LCU 3 ↔ réseau St Gobain, LCU 4 ↔ réseau Biollay). Le LCU 5 concentre les informations relatives à la commande des pompes, des vannes de l'ensemble des quatre réseaux.

L'automate maître centralise l'ensemble des informations, il dispose d'une unité centrale et peut communiquer avec chacun des LCU. Il est connecté également avec l'automate maître de la centrale de Bissy.

Chacun des automates à sa disposition un certain nombre d'entrées et de sorties, de variables (V, L, A ou X selon les domaines d'utilisation), et de drapeaux, plus communément appelés flag (F).

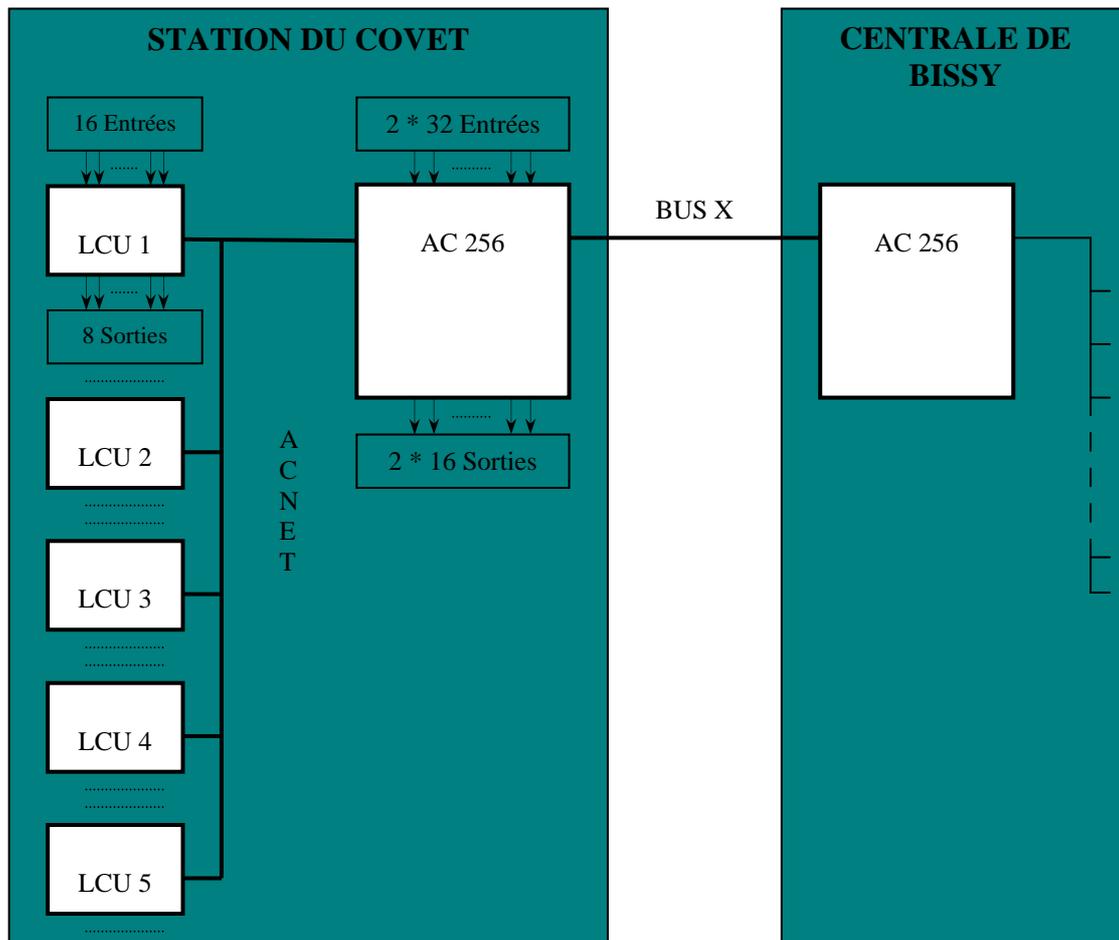


Schéma IV.1a : Architecture du système de connections des automates

1.2 – Langage Andover

L'AC 256 dispose de différentes catégories de programmes appelés Drums :

- **au niveau du maître :**

- **320 Drums de contrôle (Drum C) :**

Chaque zone peut-être utilisée pour accomplir une fonction (de contrôle) donnée, et répartit ces tâches sur un ensemble de ligne(99 maximum). Nous disposons de deux sortes de commandes. Les instructions précédées des numérotations 1A, 2A, ... correspondent aux champs d'action. Elles peuvent agir sur les états des sorties, des variables ou des flags (ON / OFF). Les champs de sorties sont introduits par les numérotations 1X, 2X, ... et indiquent à l'automate sous quelles conditions il doit quitter la ligne de contrôle et passer à la suivante.

- **248 Drums des Messages d'une ligne chacun :**

Ils permettent de pré enregistrer des messages qui peuvent être ensuite affichés par les programmes en réponse à des conditions d'environnement particulières ou d'autres événements. Les valeurs de variables peuvent apparaître dans ces messages.

- **248 Drums des variables V (Drum V) :**

Ils servent à faire des calculs mathématiques, à stocker des nombres, et à retenir momentanément des informations relevées par les capteurs. Les variables V programmées par le maître ne peuvent être utilisées que par le maître, elles ne sont transmissibles ni aux auxiliaires ni à un autre maître.

- **64 Drums de variables X (Drum X) :**

Les variables X sont les seules à pouvoir transiter entre les deux automates maîtres via le Bus X. Toute variable du système peut être copiée dans une variable X et ainsi disponible pour l'ensemble des maîtres.

- **128 Drums des variables ACNET (Drum A) :**

Les variables A permettent de faire circuler des informations depuis l'automate maître de la station vers les auxiliaires. Comme les variables X, elles peuvent contenir n'importe quelle autre variable.

- **248 Flags :**

Variables de type logique, ils ne présentent que deux états ON ou OFF. Ils sont ordinairement utilisés pour signaler l'occurrence d'un événement et permettre de partager l'information entre plusieurs drums. Il existe un certain nombre de flags prédéfinis dans l'automate.

- **au niveau des auxiliaires :**

Dans chaque LCU, il y a 16 drums C, 16 flags et 32 variables V stockées au niveau d'un drum L. Contrairement à ce qui se passe dans l'automate maître, les variables V programmées au niveau des auxiliaires peuvent être lues par le maître. Ainsi un transfert d'informations entre deux LCU est possible via le maître (variables V, puis A).

A chaque variable V, A, ou F, à chaque entrée ou sortie correspond une adresse (exemples V2, A4, ...) ainsi qu'un nom ou mnémonique. Les variables X peuvent avoir un mnémonique différent dans chacun des maîtres pour une même adresse. Enfin il existe des variables prédéfinies comme pour les flags.

Remarque: Cette rapide présentation du fonctionnement des automates Andover est loin d'être exhaustive. Un certain nombre de points n'ont pas été abordés comme les différents moyens de programmation, le nom des commandes utilisés pour exécuter telle ou telle action. En annexe IV.a est présenté un exemple de programmes utilisable par les automates, accompagnés de commentaires visant à faciliter la compréhension des rôles des différents drums (exemple factice).

2. Mise en correspondance des variables X

2.1 – Données précises du problème

Les échanges d'information entre la station du Covet et la centrale de Bissy se font comme nous venons de le voir par l'intermédiaire des variables X. Bien que les mnémoniques affectés aux variables essaient d'informer au mieux sur leur contenu, il est souvent difficile d'interpréter les données fournies par les variables. Celles – ci pouvant intervenir pour un grand nombre dans des messages d'alarme, il a paru judicieux de remonter l'arborescence de toutes les variables X.

2.2 – Arborescence des variables X

Décomposition des différentes étapes du travail :

1^{ère} étape : A chaque adresse des variables X, faire se correspondre les mnémoniques utilisées au Covet et à Bissy.

2^{ème} étape : Retrouver les mnémoniques des variables V contenu par chacune des variables X et déterminer leurs provenances et leurs adresses.

3^{ème} étape : Mettre à jour les différentes entrées et ou variables prédéfinies intervenant dans l'expression des variables V transcrites en variable X.

4^{ème} étape : Déterminer les significations des variables X

Pour réaliser tout cela, nous disposons des listings complets de tous les drums de deux stations (Covet et Bissy). Vous trouverez en annexe IV.b les tableaux récapitulatifs pour toutes les variables X. Pour certaines d'entre elles, une cinquième et une sixième étapes ont été rajoutées. En effet un certain nombre de données fournies par les états des entrées ont été codées et regroupées dans des variables V, puis X, ont transité entre les deux installations et ont ensuite été décodées et stockées dans d'autres variable V.

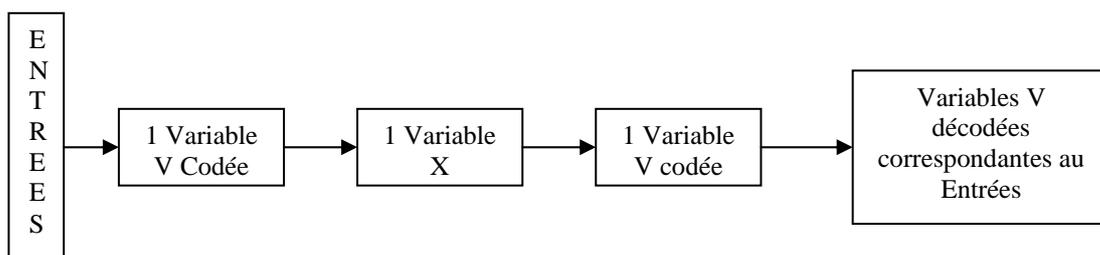


Schéma IV.1b : exemple de l'arborescence d'une variable X

3. Analyse des programmes

3.1 – Description du travail global réalisé

La deuxième partie de mon travail sur les automates a consisté à mettre à jour le rôle de chacun des programmes de l'automate maître et des auxiliaires (Drum C et L). Pour cela, j'ai tout d'abord réalisé leurs schémas structurels (type graphset d'ordre 2) afin de bien visualiser leurs architectures et pouvoir ensuite établir leurs modes de fonctionnement.

Remarque : Habituellement ce travail fait partie de celui de l'automaticien et s'effectue avant toute programmation. En effet la première étape dans la réalisation d'un système d'automatisation consiste à réaliser son analyse fonctionnelle, c'est à dire à décrire de façon très précise le rôle de l'automate, à envisager toutes les situations aux quelles il devra faire face. Cette analyse doit être extrêmement détaillée et rédigée le plus clairement possible afin de permettre le dialogue avec les personnes en charge de l'exploitation. En effet ce sont elles qui définissent ce qu'elles attendent des automates (exemple : déclenchement d'alarme, commande des pompes, ...). Le travail de l'automaticien consiste ainsi dans un premier temps à transcrire les volontés des responsables d'exploitation vis à vis des différentes fonctionnalités des automates.

3.2 –Exemple : programmes de régulation de la température

Ce paragraphe présente de façon plus détaillée l'analyse d'un programme dont la structure est plus complexe. Vous trouverez en [annexe IV.c](#) d'autres exemples de programmes étudiés et "déchiffrés". Je n'ai pas jugé nécessaire d'y faire figurer la totalité de ces programmes étant donné leur grand nombre (une trentaine environ).

Présentation du contexte :

La température de départ de l'eau sur les différents réseaux est consignée ; lorsque cette température est supérieure à la consigne, l'ouverture d'une vanne permet de mélanger l'eau de retour, plus froide avec l'eau de départ et ainsi d'abaisser la température. Ainsi nous pouvons réguler la température en agissant sur le taux d'ouverture de la vanne.

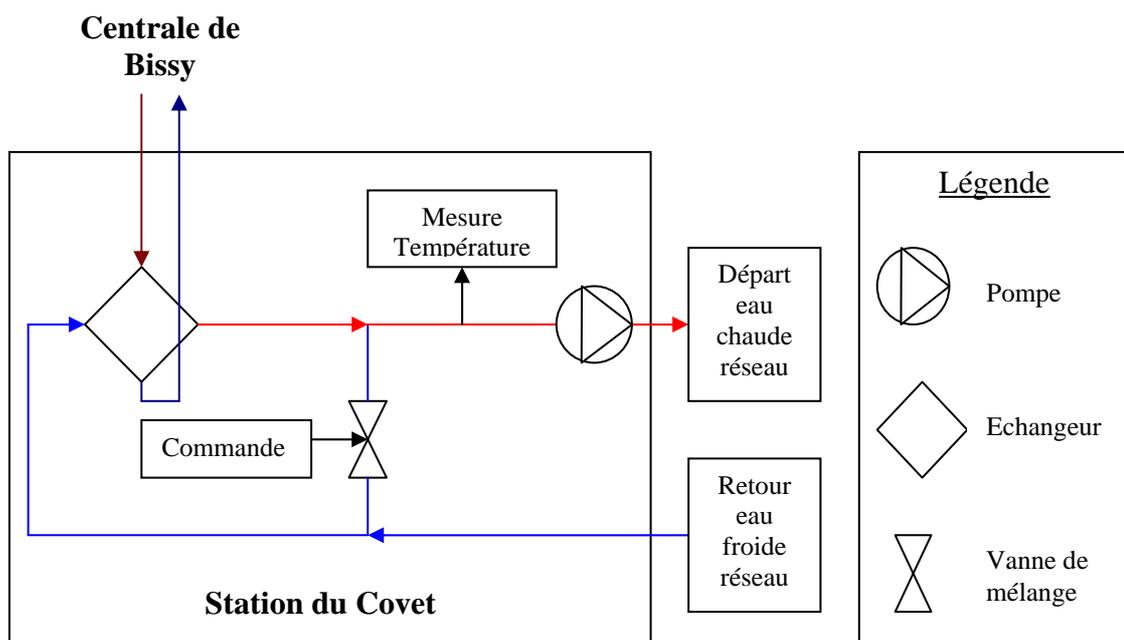


Schéma IV.3a : Représentation d'une partie de la station du Covet.

Programme de régulation :

Les quatre LCU affectés aux quatre réseaux auxiliaires présentent chacun un programme spécifique qui permet de régler le taux d'ouverture de la vanne de façon à maintenir une température de départ de l'eau chaude égale à la valeur de la consigne. Ces programmes de régulation sont relativement complexes. Ils agissent en boucle fermée mais la fonction de transfert qui traduit l'impact du taux d'ouverture de la vanne sur la vanne n'est pas connue car les paramètres changent (débit, température de retour de l'eau), Ainsi le réglage des différents gains est réalisé expérimentalement (choix de K_p et K_i).

La compréhension du mode de fonctionnement de ces programmes commence tout d'abord l'analyse des variables utilisées. L'[annexe IV.d](#) expose l'un des programmes de régulation (les autres sont similaires, seul le nom des variables change) et définit le rôle de chaque variable. Le déchiffrement se fait en suivant pas à pas les différentes lignes du programme, en voici une synthèse:

- La vanne de régulation est commandée en tension entre 4 (vanne complètement fermée) et 20 volts (vanne totalement ouverte).
- La variable VCATE(SU1) détermine la tension à appliquer sur la vanne (dans la limite 4-20 volts). Elle dépend à la fois de la valeur actuelle de l'écart de température (VDATE(SU1)) et de celle de des itérations précédentes (VSETESU1)). Lorsque la vanne atteint ses valeurs limites, la variable VCATE(SU1) en est affectée de manière indirecte: VSETESU1 prend alors également des valeurs seuils.

Le schéma bloc ci-dessous permet de résumer les fonctionnalités du programme:

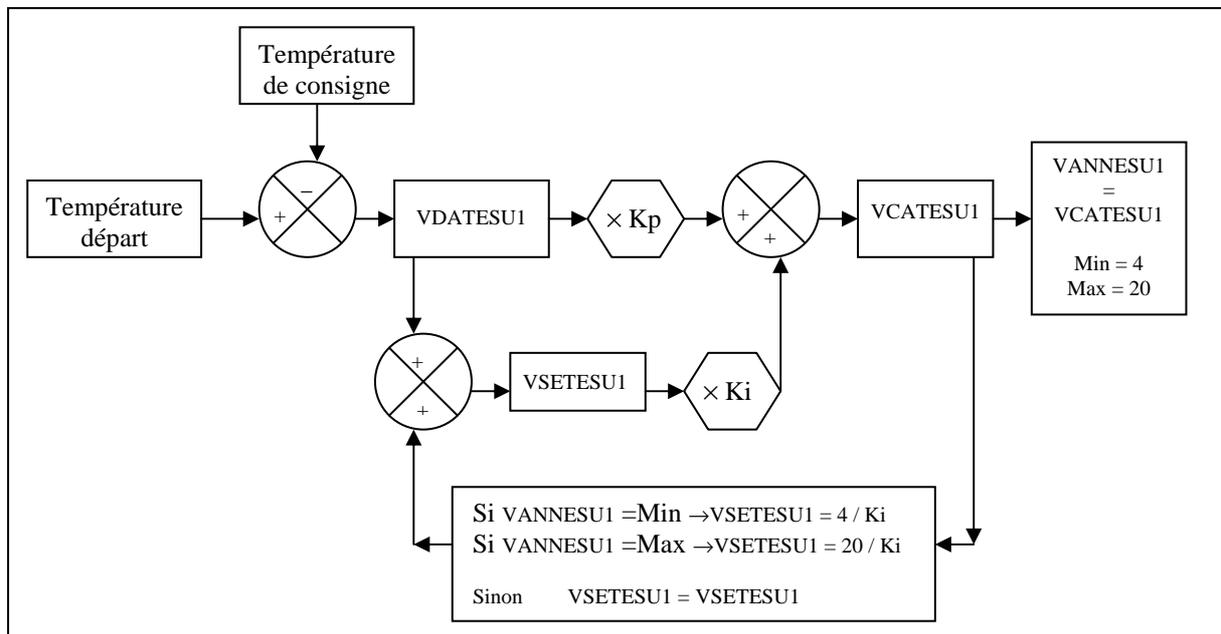


Schéma IV.3b : Architecture du programme de régulation de température

Enfin de compte l'étude de ce programme s'est révélée fructueuse: Tout en donnant une vision plus claire du système de régulation, elle a permis de repérer une erreur de programmation (Cf. [Annexe IV.d](#)).

CONCLUSION

Arrivant à présent au terme de la présentation de mon stage, il me reste encore à effectuer le bilan.

Les deux principales études réalisées ont toutes deux abouti à des résultats satisfaisants.

D'une part, de la comparaison des deux systèmes de cogénération, ma conclusion qui présentait l'existence de défauts lors de la détente des gaz dans la turbine, s'est vue confirmée par les techniciens du fournisseur Centrax. En effet lorsqu'ils ont procédé au démontage de la turbine lors de sa révision, ils ont découvert qu'un certain nombre de pièces du premier étage de la turbine présentaient des problèmes de corrosion et qu'elles avaient subi des forces de torsions. Il était donc justifié que le rendement de détente de la turbine soit plus faible. A l'avenir, j'espère que le travail effectué sur la cogénération permettra également à l'entreprise de pouvoir avoir un œil plus critique sur le fonctionnement de ses machines et de discuter avec leur fournisseur avec plus de données.

D'autres part, la documentation que j'ai réalisée pour les automates devrait s'avérer utile pour l'avenir en permettant de réaliser un gain de temps lorsqu'il est nécessaire d'utiliser ces programmes.

D'un point de vue plus personnel, le travail que j'ai réalisé à la S.C.D.C. a permis de prendre conscience d'un certain nombre de facteurs : D'un point de vue technique, tout d'abord, il m'est apparu que le travail au sein d'une entreprise d'exploitation se basait sur des critères relativement différents de ceux d'un bureau d'étude par exemple. Ainsi les données utiles aux uns ne le sont pas forcément pour les autres. Du point de vue de la découverte d'un secteur d'activité, ce stage a été très enrichissant : Les deux études portant sur des sujets différents, elles m'ont permis d'avoir une vision relativement globale du mode de fonctionnement de l'entreprise. Ceux-ci a été également possible grâce à M. Blanchoz et M. Proux qui ont essayé autant que possible de m'investir sur le terrain et de m'informer des problèmes d'exploitation auxquels ils ont été confrontés. J'ai ainsi assisté au démontage complet des T.A.G., à la régulation du système d'arrivée de gaz d'une chaudière (objectif : limiter les rejets de CO), à l'amélioration d'une canalisation du réseau qui présentait un problème de retour des eaux des égouts...

Enfin dans un monde où les besoins en énergies ne vont que croissants, où le droit au chauffage devient de plus en plus un droit social (dans les pays développés), il me semble important que des entreprises comme la S.C.D.C. apparaissent car elles permettent à la fois de satisfaire les attentes de la Société mais également de contribuer aux économies d'énergies. Ainsi l'amélioration du rendement des machines n'avait quasiment aucun intérêt financier, mais enfin de compte avait un impact sur l'environnement.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier tout d'abord Monsieur Le Deun qui m'a permis de réaliser ce stage au sein de son entreprise. En tant que responsable de stage, il a su par ses conseils m'indiquer les grandes orientations à suivre, me suggérer des pistes face aux impasses.

Mon attention se tourne en suite vers Monsieur Blanchoz et Monsieur Proux qui ont trouvé chacun à leur façon le temps de m'expliquer le fonctionnement de l'entreprise, de me montrer les différentes installations, de répondre à mes nombreuses questions et même de m'inviter au restaurant.

Je remercie également l'ensemble des personnes travaillant au service comptabilité, au DAS et au secrétariat pour leur accueil chaleureux qui m'a permis de m'intégrer relativement facilement bien que nos travaux n'aient rien n'en commun.

Enfin je voudrais encore souligner la bonne humeur qui règne au sein de l'équipe des ouvriers dont le travail est souvent éprouvant.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Référence III.1 : **thermodynamique générale et applications**
Auteur : R.Kling 1980
- Référence III.2 : **La turbine à gaz**
Auteur : P.Chambadal 1976
- Référence III.3 : **Aide-Mémoire du Thermicien**
Edition : Elsevier 1997
- Référence III.4 : **Centrax – division Turbine à gaz**
Newton Abbot, TQ12 4SQ, ENGLAND
<http://www.centrax.co.uk>

ANNEXES

PRESENTATION DE L'ENTREPRISE

- annexe II.a : Elyo dans le monde **p.31**
- annexe II.b : Schéma des installations de cogénération dans le cadre
d'une exploitation de chauffage urbain **p.32**
- annexe II.c : Organigramme représentatif de la structure de la S.C.D.C. **p.33**

ETUDE DE L'INSTALLATION DE COGENERATION

- annexe III.a : Schémas généraux d'une turbine à gaz **p.34**
- annexe III.b : Schémas de l'échangeur utilisé pour la cogénération **p.37**
- annexe III.c : Données utilisées pour calculer la puissance électrique
dans le cas le plus simple **p.41**
- annexe III.d : Comparaison des courbes expérimentale et "théorique" de
la puissance électrique **p.42**
- annexe III.e : Comparaison des masses volumique de l'air : gaz parfait
ou gaz réel **p.45**
- annexe III.f : Données caractéristiques sur l'air et les fumées de
combustion **p.46**
- annexe III.g : Puissance électrique d'une TAG à injection d'eau **p.50**
- annexe III.h : Diagramme thermodynamique Entropie – Enthalpie des
deux TAG **p.51**
- annexe III.i : Bilan énergétique des deux TAG sur les quatre dernières
années **p.52**
- annexe III.j : Exemple de facture pour le paiement de l'électricité
produite par la cogénération **p.54**

ETUDE DU SYSTEME D'AUTOMATISATION DE LA SOUS STATION DU COVET

- annexe IV.a : Exemple de programmes utilisables par les automates
Andover **p.56**
- annexe IV.b : Arborescence des variables X **p.57**
- annexe IV.c : Analyse fonctionnelle de programmes Andover **p.62**
- annexe IV.d : Programme de régulation de la température du réseau sud **p.69**