

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMAN MIRA, BEJAIA

DEPARTEMENT: Génie Electrique

Option :

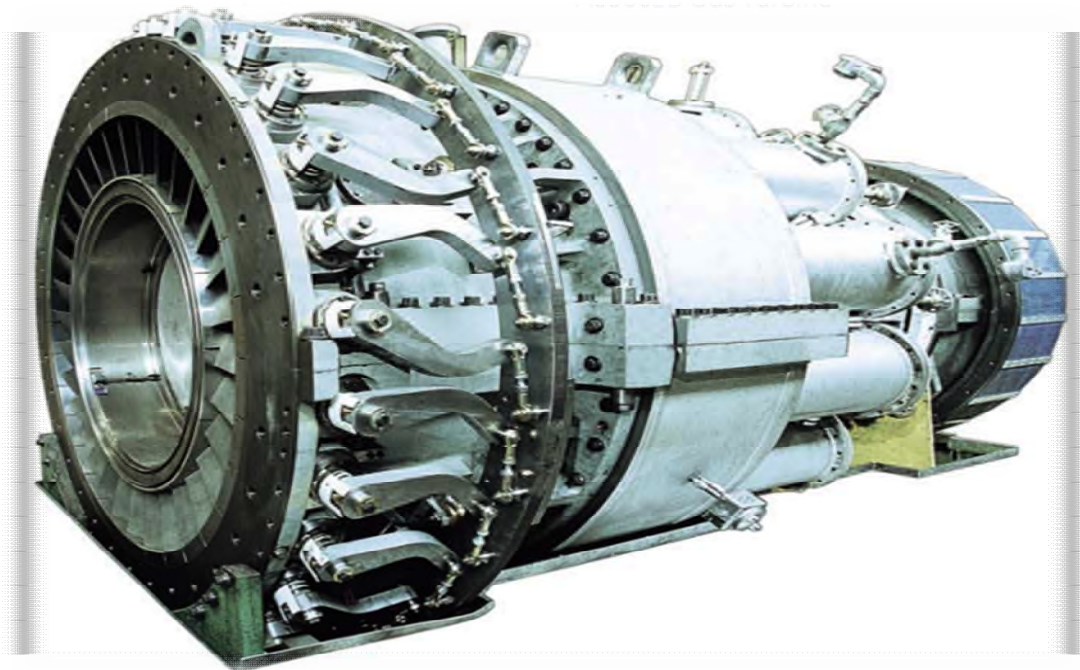
Electromécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER EN
ELECTROMECHANIQUE

Thème

**ETUDE THERMODYNAMIQUE ET AMELIORATION
DU RENDEMENT DE LA TURBINE A GAZ MS5002C
PAR RECUPERATION DES GAZ D'ECHAPPEMENT
DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR
TUBES CALANDRES**



Réalisé par: Mr BEDJOU Yacine
Mr BELAID Mourad

Suivi par : Mr MEBARKI

PROMOTION 2012/2013

Remerciement

A l'issue de cette fin d'étude, nous adressons nos sincères remerciements premièrement à dieu tout puissant qui nous a donné la santé, la volonté et la patience, ensuite à notre promoteur monsieur Y.MEBARKI pour ses orientations et surtout sa gentillesse afin de nous permettre l'accomplissement de ce travail.

Nos remerciements vont aussi à tous nos enseignants : Mr DJERRADA, Mr AMRI en particulier, qui ont contribué à notre formation et à tous les membres de jury qui ont accepté de juger notre travail.

Et nous tenons aussi à remercier profondément tous ceux qui nous ont aidés à bien bénéficier de notre stage au sein de la SONATRACH groupe REB

Et enfin, à tous ceux qui ont contribué d'une manière ou d'une autre à la réalisation de ce modeste travail de près ou de loin.

Y.BEDJOU et M.BELAID

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

*Ma très chère mère et mon très cher père pour leurs soutiens,
leurs patiences et leurs confiances.*

*Qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude pour
tout ce qu'ils font pour moi « que Dieu vous garde et vous
bénisse ».*

Mes très chers frères KOUSSAÏLA et MENAD.

Toute ma grande famille,

A Tous mes amis (es)

*Surtout ceux de la chambre H107 (FILAS, CHAFIK et
SOFIANE)*

*Sans oublier BEDJOU Yacine mon frère dans la réalisation de
ce travail.*

BELAÏD Mourad

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

*Ma très chère mère et mon très cher père pour leurs soutiens,
leurs patiences et leurs confiances.*

*Qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude pour
tout ce qu'ils font pour moi « que Dieu vous garde et vous
bénisse ».*

*Mes très chers frères HOUARI, HAMZA, AMINE, GHILAS
et le petit: MOURAD (KOUKOUCHE)*

Mes sœurs,

Toute ma grande famille,

A Tous mes amis (es)

*Surtout ceux de la chambre H107 (FILAS, CHAFIK et
SOFIANE)*

*Sans oublier BELAID MOURAD mon frère dans la
réalisation de ce travail.*

BEDJOU YACINE

Liste des figures

Figure (I-1)	Situation géographique de champs (REB)
Figure (I-2)	historique de production de champ (REB)
Figure (I-3)	Schéma général de CPF et TCF
Figure (I-4)	Organigramme administratif de SONARCO(REB)
Figure (II-1)	Configuration d'une turbine a gaz
Figure (II-2)	Schéma de la Turbine liée
Figure (II-3)	Différentes configurations de la turbine libre
Figure (II-4)	Schéma d'une turbine avec récupérateur
Figure (II-5)	Turbine double corps à détente réchauffée
Figure (II-6)	Turbine double corps à compression refroidie
Figure (II-7)	Turbine à compression refroidie et détente réchauffée
Figure (II-8)	Turbine à cycle ferme
Figure (III-1)	Ensemble paliers
Figure (III-2)	Schéma fonctionnel
Figure (III-3)	Turbine à gaz 5002C
Figure (III-4)	Corps avant du compresseur
Figure (III-5)	Emplacement des éléments de compresseur
Figure (III-6)	Rotor du compresseur de la turbine à gaz MS5002C
Figure (III-7)	Eléments de la section de combustion
Figure (III-8)	Enveloppe de combustion
Figure (III-9)	Composants de la chambre de combustion
Figure (III-10)	Directrice premier étage
Figure (III-11)	Directrice deuxième étage
Figure (III-12)	Roue de la turbine HP
Figure (III-13)	Roue de la turbine BP
Figure (III-14)	Système du gaz combustible
Figure (III-15)	Filtre à air
Figure (III-16)	Circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement
Figure (IV-1)	Schéma de l'installation de la turbine
Figure (IV-2)	Diagramme T.S
Figure (IV-3)	Tableau comparatif des résultats
Figure (V-1)	Schéma technologique de l'ITG avec récupérateur
Figure (V-2)	Diagramme (T, S) avec récupération
Figure (V-3)	Répartition des températures dans l'échangeur
Figure (V-4)	Echangeur a blocs cylindriques
Figure (V-5)	Echangeur a bloc cubique
Figure (V-6)	Echangeur à plaques soudées

Figure (V-7)	Echangeurs à plaques et joints
Figure (V-8)	Echangeur à tubes et à calandres
Figure (V-9)	Etapas de calcul thermique d'un échangeur de chaleur
Figure (V-10)	Phénomène d'encrassement
Figure (V-11)	Coefficients de transfert thermique global
Figure (V-12)	Facteur de correction en fonction de type d'échangeur
Figure (V-13)	Dimensions standards des tubes en acier
Figure (V-14)	Modèles des tubes dans l'échangeur
Figure (V-15)	Types de positionnement des chicanes
Figure (V-16)	Diamètre équivalent (D_e)
Figure (V-17)	Les différentes valeurs d'encrassements
Figure (V-18)	Conductivité thermique de l'acier

Liste des abréviations

Abréviation	Signification
REB	R'houd El baguel
CPF	Center Production Facilities
TCF	Turbo Compresseurs Facilities
HP	Haute Pression
BP	Basse Pression
TAG	Turbine A Gaz
ITG	Installation Turbine à Gaz
THP	Turbine Haute Pression
TBP	Turbine Basse Pression
API	American Petroleum Institut
IGV	Inlet Guide Valve
EGV	Exit Guide Valve
CA	Compresseur Axial
CC	Chambre de Combustion

SOMMAIRE

Introduction générale	1
-----------------------------	---

CHAPITRE I : Présentation De lieu de stage

« RHOUE EL-BAGUEL »

I – 1 - Introduction	2
I - 2 - Situation géographique.....	2
II - Historique de champ.....	3
III- Situation des puits	4
IV- Exploitation de champ.....	5
IV- 1- Centre CPF	5
IV-2- Centre TCF.....	8
V- Organisation administrative.....	10

CHAPITRE II : Généralités sur les turbines à gaz

Introduction	11
I-Description générale	11
II-Types d'installation de turbines a gaz.....	12
II – 1 - Turbine liée.....	12
II - 2 - Turbine libre.....	13
II – 3 - Turbines à échangeurs de chaleur.....	14
II - 4 - Compression refroidie et détente réchauffée.....	14
II - 4 - 1 - La compression refroidie.....	14
II – 4 – 2 - La détente réchauffée.....	15
II - 5 - Turbines à Cycles fermés.....	16

CHAPITRE III : Etude technique de la turbine a gaz MS5002C

Introduction	17
I-Données sur les équipements.....	18
II- Principe de fonctionnement.....	20
III - 1 – Section compresseur.....	21
III – 2 - Section combustion.....	24
III – 3 - Section turbine	27

IV - Systèmes auxiliaires de l'ITG.....	29
IV- 1 - Système de lancement.....	29
IV - 2 - Système du gaz combustible.....	30
IV - 3 - Système de l'huile de graissage.....	31
IV – 4 - Système de l'huile hydraulique.....	31
IV – 5 - Système de l'huile d'arrêt	
IV – 6 - Système d'admission.....	32
IV - 7 - Système d'échappement.....	32
IV – 8 - Système d'air de refroidissement et d'étanchéité.....	33
IV - 9 - Système de l'embrayage de lancement.....	33
IV – 10 - Système d'anti- pompage.....	34
IV - 11 - Système réducteur.....	34
V – Instrumentation de la turbine.....	34

CHAPITRE IV: Etude thermodynamique de la turbine a gaz MS5002C

Introduction.....	36
I- Données de départ.....	36
II-Les points prticulés du cycle de l'installation.....	18
III-Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres en tenant compte des pertes dans les différents éléments de l'installation	38
IV-Calcul des Débits et rendement.....	48
V-a- Influence des facteurs extérieurs sur les performances de l'ITG.....	51
V-b- Influence des facteurs intérieurs sur les performances de L'ITG.....	52

CHAPITRE V: Calculs thermodynamiques après dimensionnement du récupérateur

Introduction.....	53
I-Description et but d'un échangeur de chaleur.....	54
II-Types d'échangeurs de chaleur	55
III-Principes et méthodes de Calcul thermique d'un échangeur	58
IV- Calculs thermique de l'échangeur proposé (tubes-calandres).....	62
IV - 1 - Paramètres d'entrée des deux fluides.....	63
IV – 2 - Calcul de flux maximal et de flux échangé entre les deux fluides.....	64
IV – 3 - Calcul des températures de sortie de l'échangeur	64
IV – 4 - Calcul de différence de température logarithmique moyenne (ΔT_{LM}).....	64
IV – 5 - Calcul de facteur correctif (F).....	64
IV – 6 - Calcul de la surface d'échange (S).....	65
IV – 7 - Choix du diamètre et la longueur des tubes.....	65
IV – 8 - Calcul de nombre de tube (N_t).....	66
IV – 9 - Nouveaux paramètres d'entrée des deux fluides	66
IV – 10 - Calcul de la nouvelle surface d'échange (S_n).....	67
IV – 11 - Calcul de nouveau nombre de tubes par calandre (n_{tc}) et par passe (n_{tp}).....	67
IV – 12 – Calcul de débit massique d'air par tube (G_{at}).....	67

IV – 13 - Calcul de la section d'un tube (S_e).....	67
IV – 14 - Calcul du diamètre de calandre (D_s).....	67
IV – 15 - Calcul de nombre des chicanes par calandre (N_{ch}).....	69
IV – 16 - Type des chicanes.....	69
IV – 17 - Calcul des coefficients de transfert thermique par convection h_c et h_f	70
IV – 17 - A -Calcul de (h_f).....	70
IV – 17 – B - Calcul de h_c	71
IV – 18 - Calcul des résistances d'encrassement.....	73
IV – 19 - Calcul de coefficient de transfert thermique global (U_{cal}).....	73
V - Résultats obtenus avec le coefficient de transfert thermique global calculé (U_{cal}).....	74
VI - Résultats obtenus avec le coefficient de transfert thermique global calculé (U_{cal2}).....	75
VII - Calculs thermodynamiques de l'ITG avec échangeur chaleur.....	78
VII – 1 - Introduction.....	78
VII – 2 – A - Echangeurs installés pour toutes les chambres (récupération totale).....	78
VII – 2 – A – 1 - La quantité de chaleur récupérée (Q_{R1}).....	78
VII – 2 – A – 2 - Calcul de nouveau débit massique du combustible ($G_{c_{n1}}$).....	78
VII – 2 – A – 3 - Calcul de nouveau rendement thermique de l'installation (η_{thr1}).....	79
VII – 2 – A – 4 - Calcul de gain de la récupération (G_{r1}).....	79
VII – 2 – B - Echangeur installé pour une seule chambre (récupération partielle).....	80
VII – 2 – B – 1 - La quantité de chaleur récupérée (Q_{R2}).....	80
VII – 2 – B – 2 - Calcul de nouveau débit massique du combustible ($G_{c_{n2}}$).....	80
VII – 2 – B – 3 - Calcul de débit massique des gaz brulés sortants de cette chambre ($G_{g_{n2}}$)	80
VII – 2 – B – 4 - Calcul de nouveau rendement thermique de l'installation (η_{thr2}).....	81
VII – 2 – B – 5 - Calcul de gain de la récupération (G_{r2}).....	81
VIII - Conclusion.....	82
Conclusion Générale.....	83

Sommaire

Annexe

INTRODUCTION

Après une exploitation continue de tout le champ pétrolier, la pression interne du gisement diminue. Cela engendre la diminution des pressions des têtes des puits et par conséquent, la dégradation des paramètres de production.

Pour remédier à ce problème et parfois même pour améliorer les conditions initiales de la production dans le cas des champs, dont les gisements sont à faible pression interne, un apport de pression de l'extérieur est nécessaire.

A cet effet, dans l'installation de station de pompage pour compression des gaz destinés à la réinjection, des compresseurs centrifuges sont installés entraînés par des turbines à gaz série MS5002C.

Ces turbines ont des performances qui peuvent être améliorées si on les apporte des modifications comme le refroidissement de l'air à l'admission et la récupération des gaz d'échappement.

Ainsi notre travail vise la récupération des gaz d'échappement de l'ITG MS5002C,

Cela comprend :

- Une Description du lieu de stage.
- Des Généralités sur les installations des TAG.
- Une Partie technologique de l'ITG MS5002C.
- Des Calculs thermodynamiques de l'ITG MS5002C.
- Un Dimensionnement d'un échangeur de chaleur type : tubulaires-calandres.
- Des Calculs thermodynamiques après récupération.
- Une Conclusion générale.

I - Introduction

Le but de cette description est de bien connaître la région d'implantation de notre turbine. En effet chaque région est caractérisée par des conditions climatiques et géologiques bien précises. De cette manière nous pourrions estimer l'agressivité du lieu et par conséquent déterminer les facteurs qui peuvent avoir une influence sur le fonctionnement et les performances de la turbine MS5002C.

Le pétrole a une grande importance dans l'économie nationale vu ses revenus d'exportation et L'Algérie a investi plusieurs champs où Rhoudé El Baguel était l'un des premiers champs exploités.

I - 2 - Situation géographique:

Le champ de RHOUD EL BAGUEL (REB) s'étend sur une superficie de 164.02 km² au nord-est du Sahara algérienne à environ 90km au sud-est de Hassi Messaoud, et sur la bordure Ouest du bassin de Ghadamès comme le représente la carte géographique suivante.



Figure (I-1) : Situation géographique de champ (REB).

II - Historique du champ:

La signification de « RHOUD EL BAGUEL » est « la grande dune ». Le gisement de RHOUD EL BAGUEL (REB) a été découvert et mis en production à partir de 1962 par compagnie SINCLAIR-OIL.

Depuis cette date, le niveau de production avait atteint plus de 480 millions de barils de pétrole, il fut un temps où ce gisement était le deuxième plus grand gisement pétrolier après HASSI Messaoud. Le taux de production initial en 1968 avait atteint 94 000 barils/jour puis retomba à 25 000 barils/jour en 1996 suites à la baisse de la pression naturelle du réservoir qui avait chuté de 375 bars comme indiqué sur la (figure I-2) ; En 1991, SONATRACH a lancé un appel d'offre auprès des compagnies pétrolières internationales, ciblant l'apport d'une technologie de pointe dans les techniques de récupération assistées pour 11 gisements de pétrole producteurs.

Les propositions soumises par ARCO (Atlantic Richfield Company) en 1992 pour REB, seront retenues et en février 1996 ARCO a signé un contrat de partage de production avec SONATRACH pour projet de récupération assistée des réserves de pétrole brut de REB. Une société d'opération conjointe, SONARCO, formée d'un personnel mixte de SONATRACH/ARCO est constituée pour gérer ce projet. L'engagement d'ARCO consiste à un investissement de l'ordre de 1.3 milliards de dollars sur les dix premières années. Le projet d'exploitation par les techniques de récupération assistée sera financé 100% par ARCO, et lorsque l'acquisition d'ARCO par BP (British Petroleum) a été finalisée, BP a devenu le partenaire de SONATRACH dans ce projet. En 2005, le champ produit approximativement 24 milles barils de pétrole par jour, d'une densité de 51°API (pour American Petroleum Institut) à partir d'une moyenne de 43 puits par réinjections approximatives de 700 millions pied cube standards de gaz par jour dans une moyenne de 9 puits.

Ainsi la figure suivante présente l'historique de production de champs :

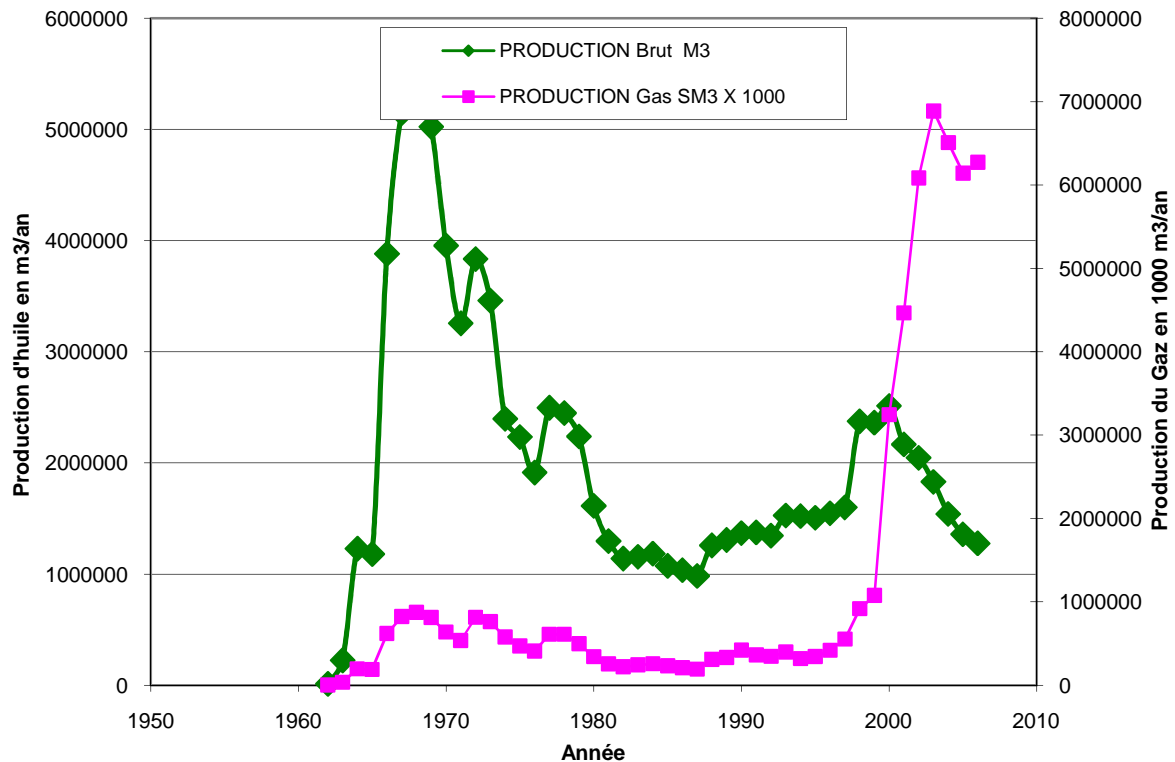


Figure (I-2): *Historique de production de champ (REB)*

III - La situation des puits:

- 46 puits producteurs
- 08 puits fermés temporairement
- 16 puits injecteurs de gaz ouverts
- 06 puits injecteurs de gaz fermés
- 01 puits injecteurs de gaz abandonné
- 12 puits producteurs d'eau ouverts
- 05 puits d'eau abandonnés définitivement
- 03 puits secs.

IV- Exploitation du champ:

Dans le cadre du projet de récupération assistée du pétrole brut à REB, SONARCO exploite trois manifolds ; Nord, sud et centre qui regroupe l'ensemble des puits de la région de REB. Afin d'optimiser leurs exploitation, le champ est doté de deux centres d'exploitation à savoir le centre CPF (Center Production Facilities) et le centre TCF (Turbo compressor facilities).

IV - 1 - Le centre CPF (Center Production Facilities):

Dans ce centre sont assurées les opérations de traitement et optimisation du pétrole et du gaz, la production des utilités tel que l'air instrument, l'air service et l'électricité, ainsi que le traitement des eaux. Ce centre est composé par les unités suivantes :

IV – 1 - 1 - Unité d'optimisation:

Cette unité est conçue pour traiter 6500 tonnes de brut par jour et 1 500 000 m³de gaz par jour dans le but de:

- Récupérer le condensât dans le gaz associé.
- Stabiliser le pétrole brut en ajustant sa tension de vapeur.
- Produire un gaz sec composé essentiellement de méthane et d'éthane dont une partie sera utilisée pour le gaz lift, une autre partie sera expédiée vers Hassi Messaoud.
- Produire un gaz combustible composé essentiellement de propane afin de l'utiliser pour alimenter les turbines à gaz, les moteurs à combustion et le four de l'unité. Cette Unité est composée par :

A - Optimisation du gaz:

- **Station de compression GBT4501/4502 :**

Entraîné par deux turbines THOMASSEN FRAM3. Le GBT4501 représente le premier étage qui reçoit le gaz à une pression de 1.5 à 1.7 bars et le refoule à l'entrée de deuxième étage (GBT 4502) qui le comprime à une pression de 45 à 50 bars ; ce gaz est envoyé vers le TCF pour le comprimer à une pression d'environ 400 bars est qui sera injecter dans les puits injecteurs.

- **Station VEGI (very early gas injection):**

Le rôle de cette unité est de comprimer le gaz de MP (moyenne pression) à HP (Haute pression) pour augmenter la pression de gisement, elle comprend trois compresseurs à piston entraînés par des moteurs à gaz, elle injecte le gaz dans les puits injecteurs, cette unité est actuellement a l'arrêt ; elle a été fonctionnelle avant l'installation de l'unité TCF.

- **Unité gaz lift:**

Cette unité comprime le gaz traité provenant de l'unité d'optimisation afin de lifter les puits producteurs et améliorer le taux de récupération des réserves. Elle comporte deux compresseurs volumiques de la famille NUOVO PIGNONE qui sont à leur tour entraînés par des moteurs électriques de tension 5.5 KV.

B - Optimisation d'huile:

- **Un séparateur FA4504:**

A la sortie de ce séparateur, l'eau va vers l'unité API/CPI, l'huile vers le stabilisateur et le gaz vers le ballon FA4501 ou vers la torche en cas d'excès du gaz.

- **Des pompes GA4504/4504s:**

Elles sont entraînées par des moteurs électriques, leurs rôles est d'aspirer le brut à la sortie du séparateur FA4504 et le refouler dans la colonne DA4502.

- **Deux échangeurs de chaleurs EA4501/EA4501s:**

Ils travaillent en alternance, servent au réchauffement d'une partie d'huile puis la refouler à l'intérieur du stabilisateur DA4501.

- **Une colonne de stabilisation DA4501:**

Une colonne où se fait la dernière séparation d'huile et du gaz venant des puits de basse pression et des séparateurs V1529/1530/1531.

C - Optimisation hot oil (huile chaude):

- **Le four F5001:**

Installé ressèment, afin de garantir une température de 220°C, qui sert à réchauffer l'huile utilisé pour chauffer le brut dans les échangeurs et le gaz combustible pour les turbines.

- **Un réservoir d'huile FA4508:**

L'huile sert à stabiliser le condensât dans la colonne DA4502, et le brut dans la colonne DA4501.

D - Unité de glycol :

Le gaz refoulé de GBT4502 doit être sec est cela se passe par le ballon de séchage au glycol MV1401, pour éviter le givrage et la corrosion des conduites ainsi que les compresseurs centrifuge au niveau de centre TCF.

E - Unité de traitement:

Elle est conçue pour traiter l'ensemble des puits de REB à haute et moyenne pression. Elle regroupe les opérations de séparation du pétrole, gaz, eau, ainsi que le stockage et l'expédition du brut. Elle est composée de :

- **Séparateurs MP V1511/1521/1522 :**

La pression d'entrée est d'environ 17 bars, et ressort à 12 bars. Le gaz sera envoyé vers le compresseur MP de TCF, tandis que le brut passe dans les deux séparateurs V1522/1521.

- **Séparateurs LP V1529/1530/1531:**

Le brut sortant des séparateurs MP avec une pression de 12 bars se dirige vers ces séparateurs LP (V1529/1530/1531), puis vers le séparateur LP (V1532) à une pression d'environ 4 bars, ensuite il passe à travers le FA4501 où il tombe jusqu'à une pression de 1.8 bars et sera stabiliser dans le DA4501 puis refoulé à la pression atmosphérique vers les séparateurs (A3/B3/C3) ou le pétrole enlevé sera stocké dans les bacs de stockage R1/R2/R3. Et le gaz sortant à une pression de 2 bars, alimente le GBT 4501 à travers le ballon FA4507.

- **Stockage et expédition:**

Pour assurer le stockage du brut, le champ de REB dispose trois Bacs à toit flottant d'une capacité de 20 000 m³ chacun. Après sa stabilisation dans l'unité d'optimisation le brut est dirigé d'abord vers le ballon surélevé puis vers les bacs de stockage où il est stocké à la pression atmosphérique et laissée en décantation pour un certain temps afin de purger l'eau libre vers API et CPI. L'expédition de brut se fait vers MESDAR puis vers HEH à l'aide des pompes d'expédition P1503 A et P1503 B, entraîné par des moteurs électriques asynchrones 5.5 KV/850 KW et deux pompes booster P1508A et 1508B entraîné par des moteurs électriques asynchrones 5.5 KV/300 kW.

F - Les utilités:

- **Unité de compression:**

L'unité de compression est dotée de trois compresseurs à vis, cette unité assure l'alimentation des centres de production en air service et instrument ainsi que la production d'azote.

- **Centrale électrique:**

L'énergie électrique nécessaire au champ REB est produite par un système de production autonome (réseau isole) qui comporte trois turbos-générateurs de type PGT10, NUOVO

PIGNONE pour la partie turbine et JEUMONT INDUSTRIE pour l'alternateur, délivrant 10 MW chacun, couplés en parallèles et toujours deux en marche et l'autre en secours (stand bay). Il est prévu d'ajouter un autre turbogénérateur identique aux précédents en prévision d'unité de récupération de GPL, Comme y on trouve aussi des transformateurs de 5,5 KV et 0.4 KV, alimentant les sous stations et la salle de contrôle.

- **Unité de traitement des eaux:**

Basée sur la technique d'électrodialyse réversible (EDR), cette unité assure le traitement des eaux qui seront utilisées pour le réseau incendie ou pour utilisation domestique. Et pour l'arrosage des puits producteurs du champ.

G - Bac d'incendie:

Le bac d'incendie est alimenté à partir de l'unité EDR en eau traitée, il peut être alimenté aussi directement à partir du puits Méo-Pliocène ou de l'Albien pour un besoin urgent en eau si l'EDR fait défaut.

IV- 2 - Le centre TCF (Turbo Compressor Facilities):

Le centre TCF assure la réinjection du gaz à haute pression (HP) provenant du CPF et de ZINA ; pour augmenter la pression du gisement. Pour cela, il se compose des unités suivantes :

IV - 2 - 1 - Unité de glycol :

Elle assure la déshumidification du gaz provenant du CPF par injection du glycol.

IV – 2 – 2 - Train MP:

A l'aide d'un turbo compresseur, le train MP comprime le gaz provenant du CPF avec une pression de 9 bars pour atteindre la pression de 32 bars. Ce gaz sera à la sortie du train MP mélangé avec le gaz HP (haute pression) provenant du CPF et de ZINA, et acheminé vers les trains HP.

IV - 2 - 3 - Trains HP:

Ce train est Composé de quatre turbos compresseurs entraînés par des turbines à gaz, ces trains reçoivent le gaz HP à la sortie du train MP, le gaz HP en provenance du CPF, le gaz en provenance de ZINA et les compriment jusqu'à atteindre une pression d'environ 400 à 420 bars. Ainsi Le gaz à la sortie des trains HP est acheminé vers les puits injecteurs.

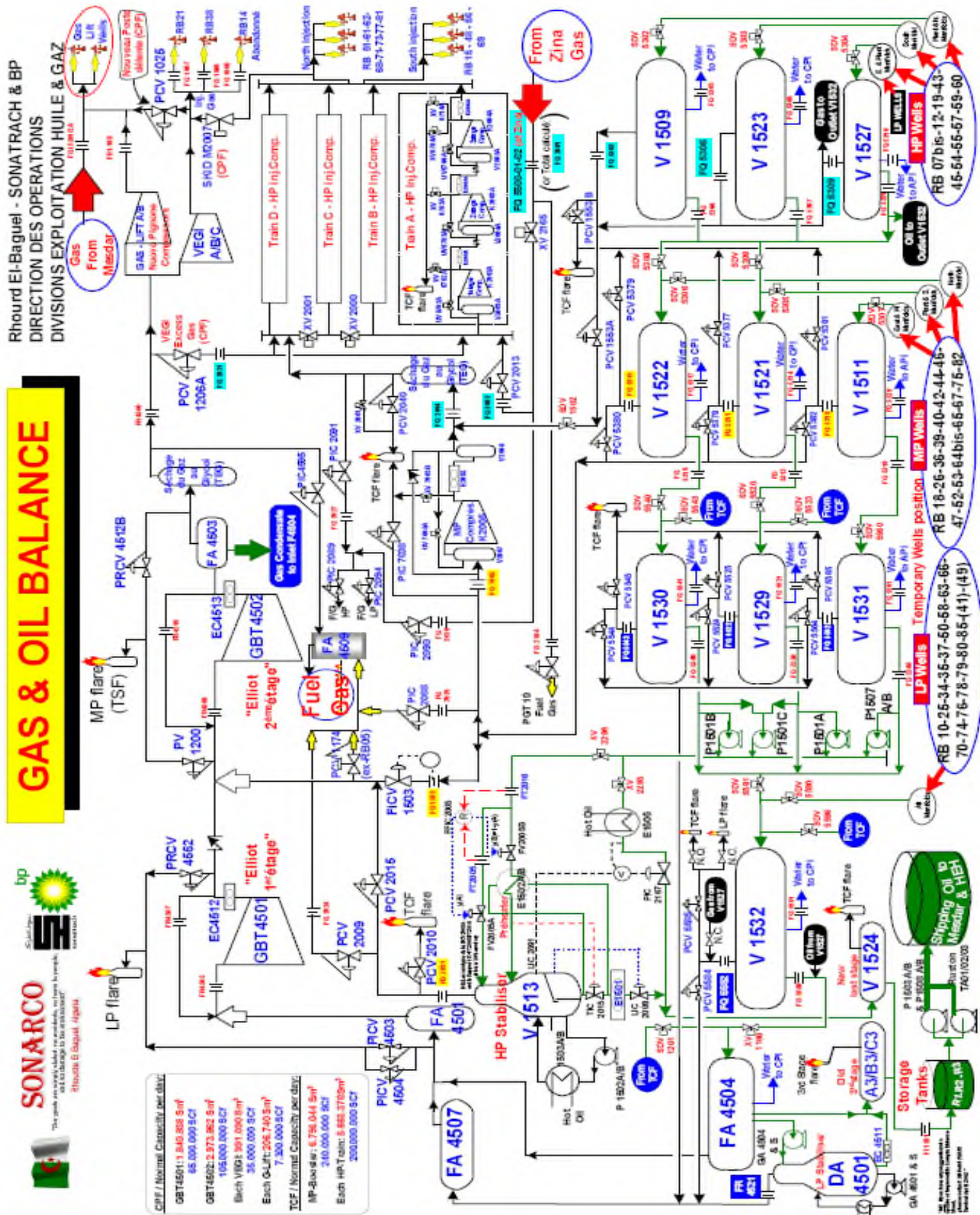


Figure (I-3): Schéma général de CPF et TCF

V - Organisation administrative:

L'organisation administrative totale est représentée dans la figure suivante :

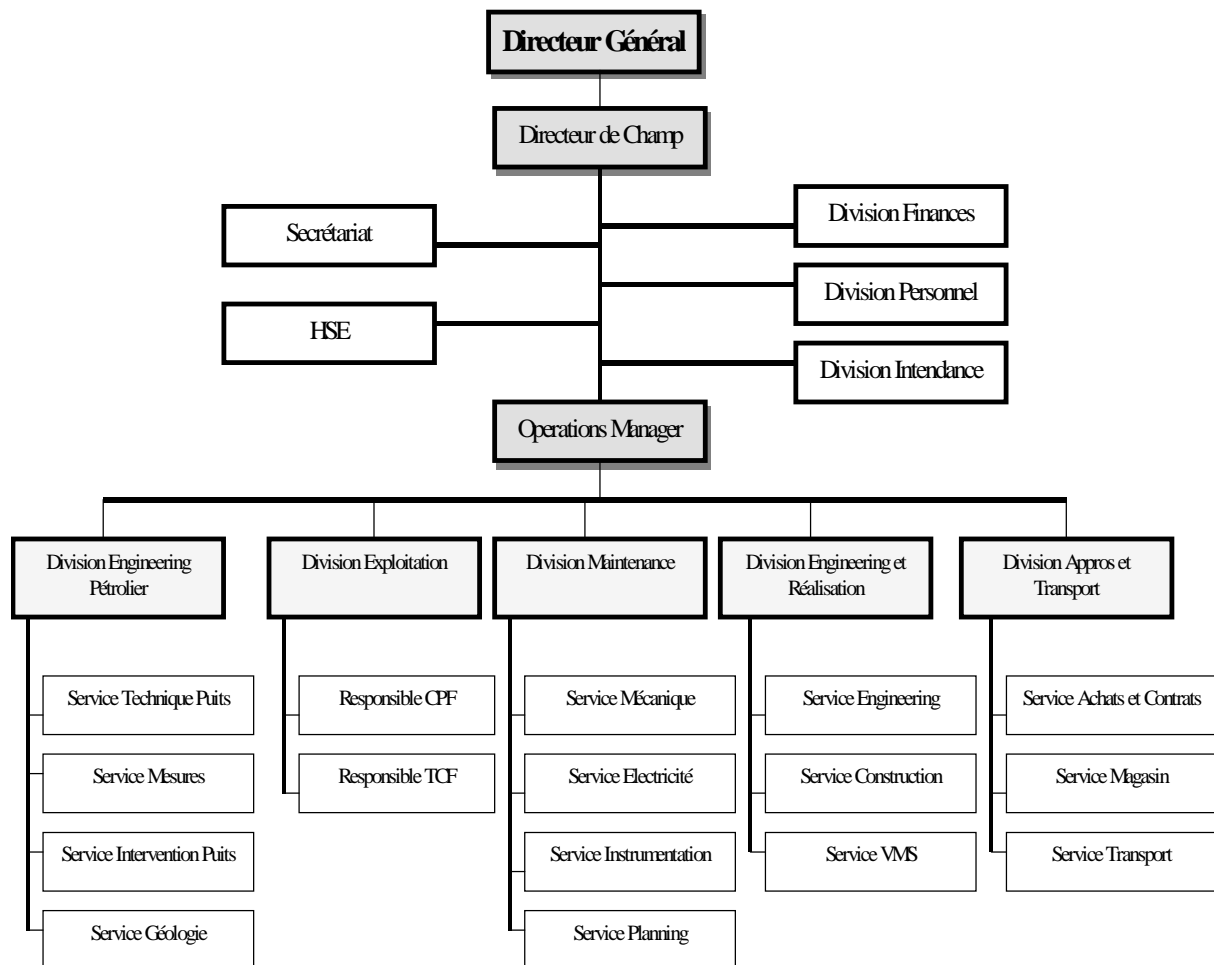


Figure (I - 4): Organigramme administratif de SONARCO (REB).

Introduction

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel. Sous sa forme la plus simple, une turbine à gaz comprend un compresseur axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique; une chambre de combustion, où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible (gaz naturel, gasoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu' à la pression atmosphérique.

I - Descriptions générales:

Une installation de turbine à gaz est toujours constituée d'un générateur de gaz et d'un récepteur comme représente la figure (II-1).

La fonction du générateur de gaz est d'augmenter le niveau de pression et de température du fluide qui le traverse. Pour cela, il se compose d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine de détente fournissant la puissance juste nécessaire à entraîner le compresseur.

En sortie de la turbine du générateur, les gaz ont encore un niveau énergétique élevé et ils délivrent leur énergie dans un ensemble transformateur, le récepteur, qui peut être soit une turbine (cas du turbomoteur), soit une tuyère (cas du turboréacteur). Dans le cas du turbomoteur, l'appareil récepteur est appelé turbine de puissance, organe qui transforme l'énergie disponible en puissance mécanique.

Dans le cas du turboréacteur, les gaz sortants du générateur se détendent et s'accélèrent dans une tuyère qui transforme ainsi l'énergie disponible en énergie cinétique. L'augmentation de la quantité de mouvement du fluide à travers le turboréacteur engendre la poussée nécessaire à la propulsion du véhicule.

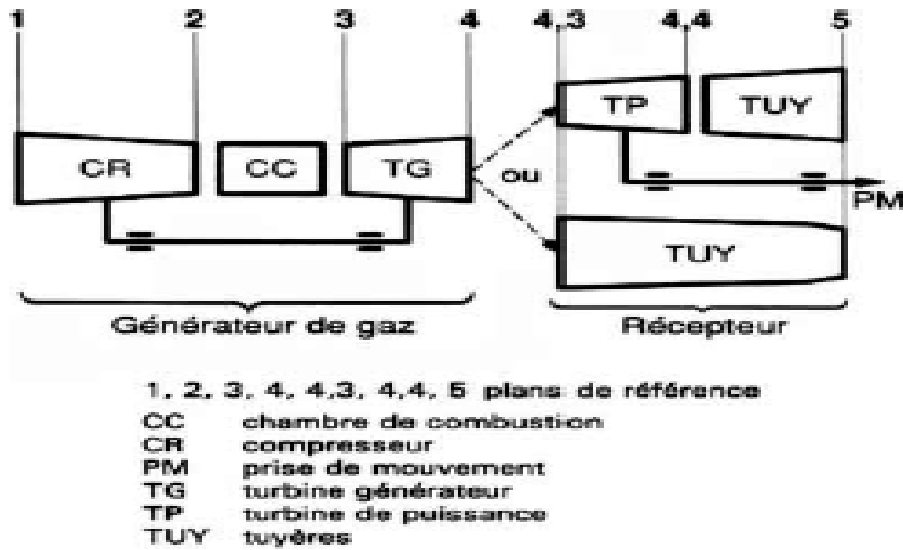


Figure (II-1) : Composition d'une turbine à gaz

II - Différents types d'installation de turbine à gaz :

II - 1 - Turbine liée:

La machine la plus simple est la turbine liée appelée encore turbine fixe ou turbine solide. Elle ne comporte, outre la chambre de combustion, qu'un seul ensemble tournant, arbre sur lequel sont montés le compresseur et la turbine de détente ; le tout combine les fonctions de générateur de gaz (entraînement du compresseur) et de récepteur (prise de puissance).

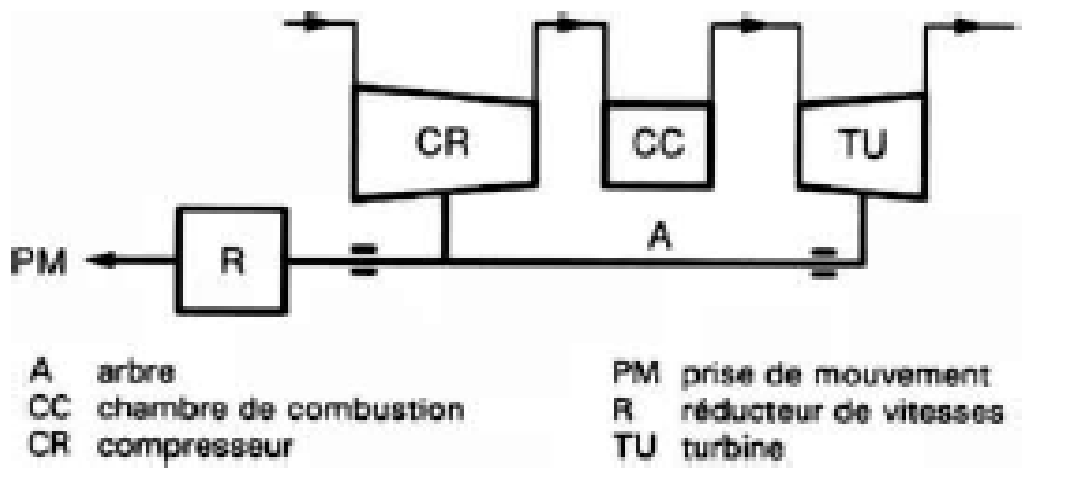


Figure (II-2): Schéma de la Turbine liée

Bien souvent, un boîtier d'engrenages (multiplicateur ou réducteur) de vitesses vient compléter le turbomoteur afin de faciliter son accouplement à la machine entraînée. Selon la position du réducteur, on a affaire à un turbomoteur à prise de mouvement avant ou arrière. Sans réducteur, la turbine à gaz est dite à prise directe.

II - 2 - Turbine libre:

Elle est constituée d'un générateur de gaz bien distinct du récepteur de puissance.

Pour les machines plus sophistiquées, généralement de plus forte puissance, le générateur de gaz peut être double corps, c'est-à-dire constitué de deux ensembles tournants, avec des vitesses de rotation distinctes : un corps basse pression et un corps haute pression. Ce dispositif, où les deux compresseurs fonctionnent en série, facilite la conduite de la machine lors des régimes transitoires rapides lorsque les taux de compression globaux sont élevés; on évite ainsi de rencontrer le phénomène de pompage. Le récepteur comprend l'organe de détente, appelé turbine de puissance, monté sur un arbre indépendant de celui du générateur de gaz et pourvu ou non d'un boîtier d'engrenages (réducteur ou multiplicateur) de vitesses. La prise de mouvement peut être avant ou arrière.

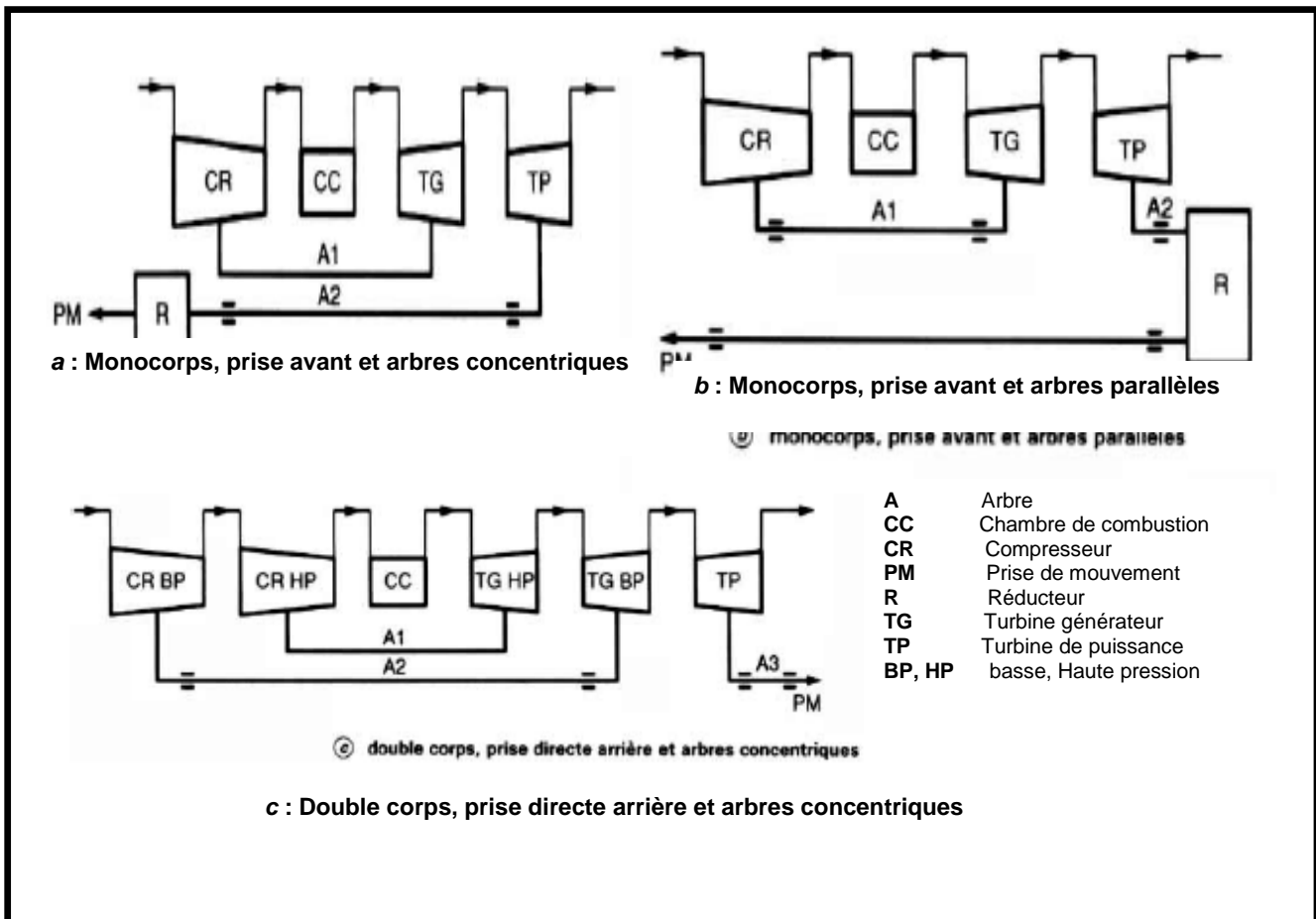


Figure (II-3): Différentes configurations de la turbine libre

II – 3 - Turbines à échangeurs de chaleur:

Appelées aussi turbines à récupérateur, ces machines sont caractérisées par l'emploi d'un échangeur thermique qui récupère une partie de la chaleur perdue dans les gaz d'échappement de la turbine pour la transférer au fluide actif après la compression ; de ce fait, pour une même température à l'entrée de la turbine, l'apport de chaleur dû à la combustion est diminué, ce qui améliore le rendement thermique du moteur. Des gains de 20 à 30 % sont ainsi possibles mais au prix d'une sensible complication de la machine.

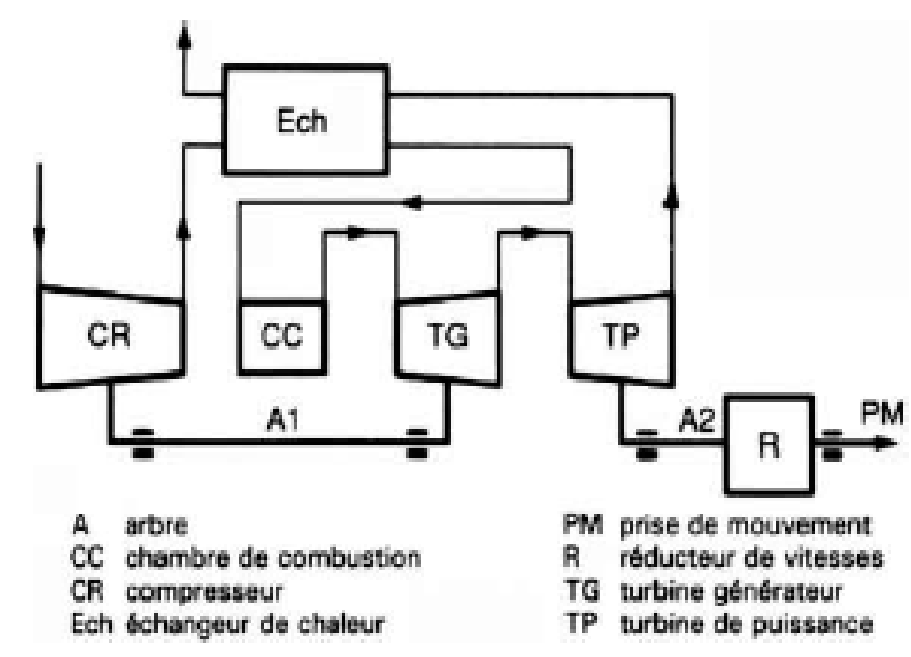


Figure (II-4): Schéma d'une turbine avec récupérateur (échangeur de chaleur)

II – 4 - Compression refroidie et détente réchauffée:

II - 4 - 1 - La compression refroidie:

Elle permet d'augmenter la puissance spécifique et le rendement thermique du moteur en se rapprochant d'une compression isotherme moins coûteuse en énergie qu'une compression adiabatique. Avec un échangeur thermique, on réalise un refroidissement de l'air entrant dans le compresseur par un fluide réfrigérant. Comme il est nécessaire de disposer d'un fluide réfrigérant en quantité suffisante, cette disposition ne se rencontre pratiquement que dans les installations industrielles.

En aéronautique, on utilise parfois l'injection d'eau dans le compresseur ; ce procédé qui, par vaporisation de l'eau, prélève une certaine quantité de chaleur au fluide actif est à rattacher à la compression refroidie.

II – 4 – 2 - La détente réchauffée:

Directement inspirée des turbines à vapeur dites à resurchauffe, elle permet aussi l'augmentation de la puissance spécifique et du rendement du moteur. Elle vise à effectuer une détente qui se rapproche de l'isotherme et qui produit donc plus de puissance qu'une détente adiabatique (plusieurs détentes élémentaires).

Grâce au large excès d'air que laisse la combustion principale, il est possible de brûler dans une deuxième chambre de combustion une nouvelle quantité de carburant et de remonter ainsi le niveau de température du fluide actif avant de terminer sa détente.

On peut aussi, notamment dans le cas de machines à cycles fermés, répéter l'opération par un deuxième apport de chaleur au fluide actif et utiliser, pour l'ensemble du réchauffage, des échangeurs thermiques situés entre deux détentes partielles. Ce procédé, souvent combiné à la compression refroidie, permet d'améliorer notablement les performances mais, encore une fois, au prix d'une sérieuse complication de la machine.

Ainsi les figures suivantes représentent ces types de turbines :

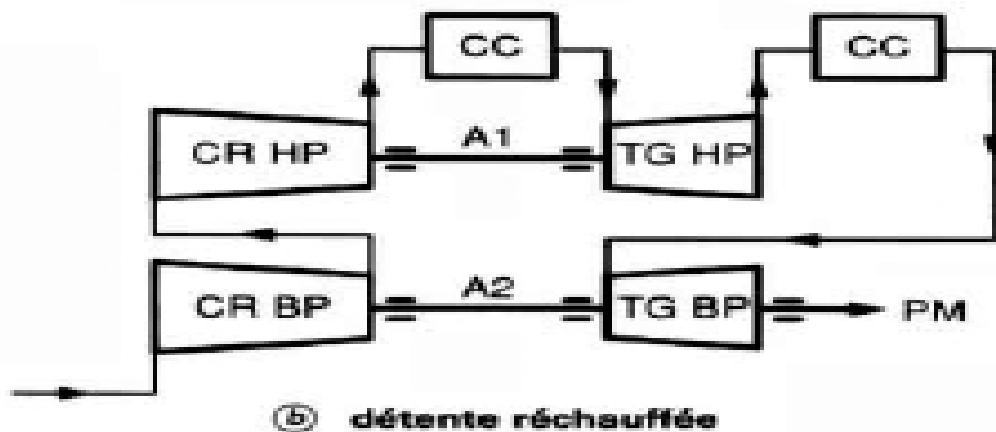


Figure (II-5): Turbine double corps à détente réchauffée

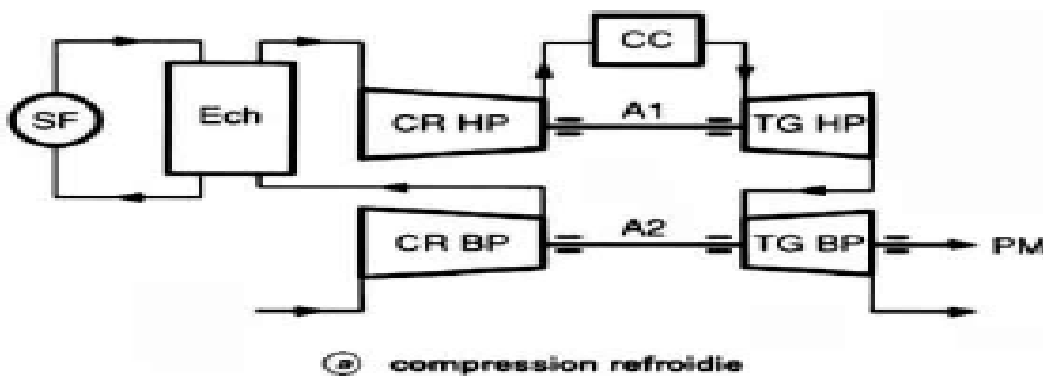


Figure (II-6): Turbine double corps à compression refroidie

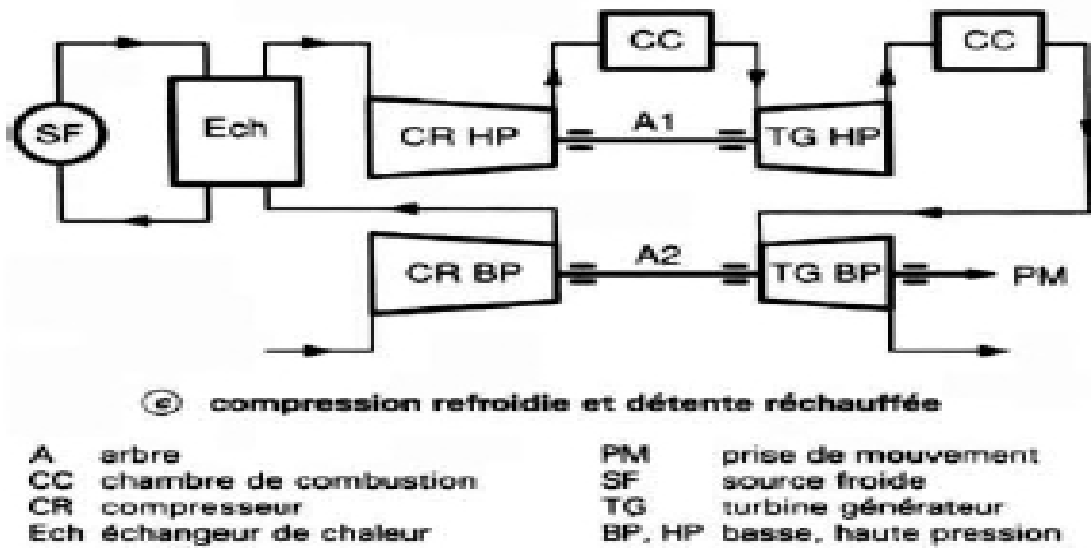


Figure (II-7): Turbine a compression refroidie et détente réchauffée

II - 5 - Turbines à Cycles fermés:

Dans les machines à cycles ouverts, le fluide actif (air atmosphérique) est renouvelé en permanence. Au contraire, dans les installations à cycles fermés, ce sont les mêmes particules de fluide qui parcourent indéfiniment les différents organes de la machine. La chambre de combustion est alors remplacée par un échangeur thermique qui transfère la chaleur d'une source chaude au fluide actif. Il devient indispensable de refroidir le fluide, dans un autre échangeur (radiateur ou Pré-réfrigérant), qui joue le rôle de source froide, avant son retour à l'entrée du compresseur.

Les dispositifs d'amélioration des cycles ouverts sont aussi applicables aux turbines à cycles fermés : récupérateur à la sortie turbine, compression refroidie et détente réchauffée.

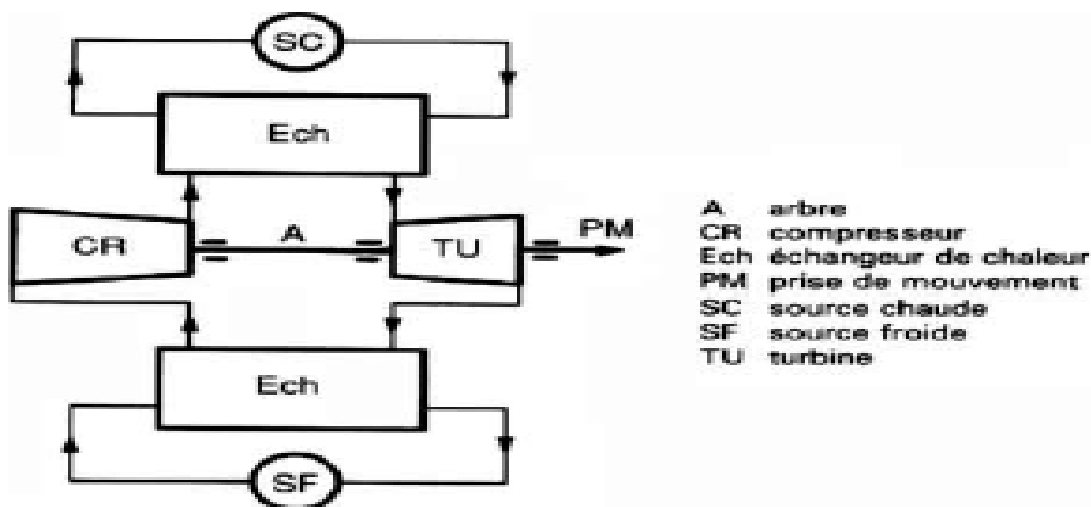


Figure (II-8): Turbine à cycle ferme

INTRODUCTION

Cette étude technique va nous aider à bien comprendre la conception et le principe de fonctionnement de notre turbine, connaître les compartiments la constituant, les éléments qui composent chaque compartiment, leurs rôles, caractéristiques ainsi que leurs particularités.

La turbine à gaz à deux arbres à entraînement mécanique Modèle Série 5002 C, est une turbine à usage intensif faite pour résister à un service sévère et qui peut être entretenue sur place.

L'extrémité avant du socle de la turbine à gaz comprend une chambre d'admission d'air et une conduite contenant le silencieux à l'entrée qui affaiblit les bruits de hautes fréquences et un séparateur air inertiel éliminant les matières étrangères avant l'admission dans la turbine.

Dans ce moteur la roue première étage (haute pression) entraîne le rotor de compresseur et les auxiliaires tandis que la roue deuxième étage (basse pression) entraîne la charge (compresseur centrifuge).

Comme c'est déjà mentionné Le but des deux roues non liées est de permettre à ces dernières de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable du compresseur centrifuge.

Cette turbine est conçue avec quatre paliers utilisant des coussinets à patins oscillants et elliptiques graissés sous pression .Les deux premiers supportent le rotor du compresseur et la roue turbine haute pression tandis que les deux autres supportent la roue basse pression et l'arbre de puissance.

Les roues de la turbine ont des aubes à queue longue coulées avec précision dont l'avantage de cette conception est de protéger les bords des roues et les bases des aubes de la température élevée de la veine de gaz principale.

Les roues sont refroidies par l'air extrait du dixième étage du compresseur et par l'air des fuites d'étanchéité haute pression de ce dernier.

I - Données sur les équipements:

- MarqueGENERALE ELECTRIQUE ;
- FabricantNUOVO PIGNONE ;
- Série du modelMS5002C ;
- CycleSimple ;
- Rotation de l'arbresens inverse des aiguilles d'une montre ;
- Type de fonctionnementContinu ;
- Vitesse de l'arbre HP.....5100 tr/min ;
- Vitesse de l'arbre BP.....4670 tr/min ;
- Commande.....MARK II ;
- Système de démarragemoteur électrique ;
- Rendement thermique $\approx 28\%$;

❖ Section du compresseur :

- Nombre des étages du compresseur axial.....16 ;
- Type du compresseur.....écoulement axial, série lourde ;
- Plan de joint.....bride horizontale ;
- Type d'aubes directrices d'entrée.....variable ;
- Pression à l'admission1 bar ;
- Pression de refoulement... ..7.5 bars ;

❖ Section de la turbine :

- Nombre des étages de la turbine.....02 ;
- Plan de joint.....bride horizontale ;
- Directrice du premier étagefixe ;
- Directrice du deuxième étage.....variable ;

❖ Section de combustion :

- Type.....12 multiples foyers, types à flux inverses ;
- Configuration des chambres.....concentrique autour du compresseur ;
- Combustible Gaz naturel ;
- Bougies d'allumage.....deux, types à électrodes ;
- Détecteur de flammedeux, type ultraviolet ;

❖ Ensemble paliers :

- Quantité.....04 ;
- Lubrification.....sous pression ;

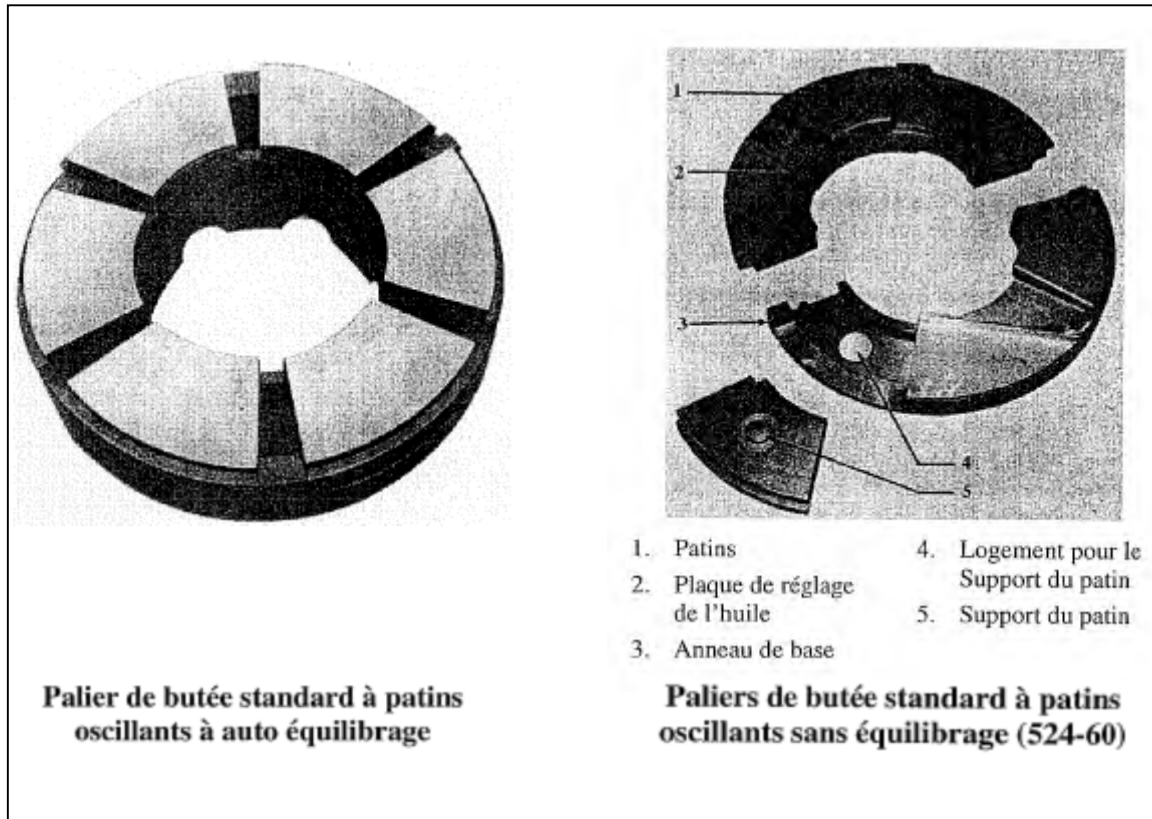


Figure (III-1): Ensemble paliers

❖ **Pompes d'huile de graissage:**

Pompe de graissage principaleEntraînée par arbre intégral avec le Réducteur auxiliaire ;

Pompe de graissage auxiliaire.....Entraînée par moteur électrique, verticale ;

Pompe de graissage de secours.....Entraînée par moteur électrique, verticale ;

Filtre (fluide de graissage)

Type.....Débit plein avec vanne de transfert ;

QuantitéDeux ;

❖ Pompes d'alimentation hydraulique:

Pompe d'alimentation hydraulique
Principale.....Entraînée par réducteur auxiliaire,
volumétrique, variable, piston axial

Pompe d'alimentation hydraulique auxiliaire.....Entraînée par moteur, à engrenages

TypeDébit plein
Quantité.....Deux, avec vanne de transfert

II - Principe de fonctionnement:

Cette turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- elle extrait de l'air du milieu environnement ;
- elle le comprime à une pression plus élevée (7.5bars);
- elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans les chambres de combustion ;
- elle achemine l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine;
- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression.

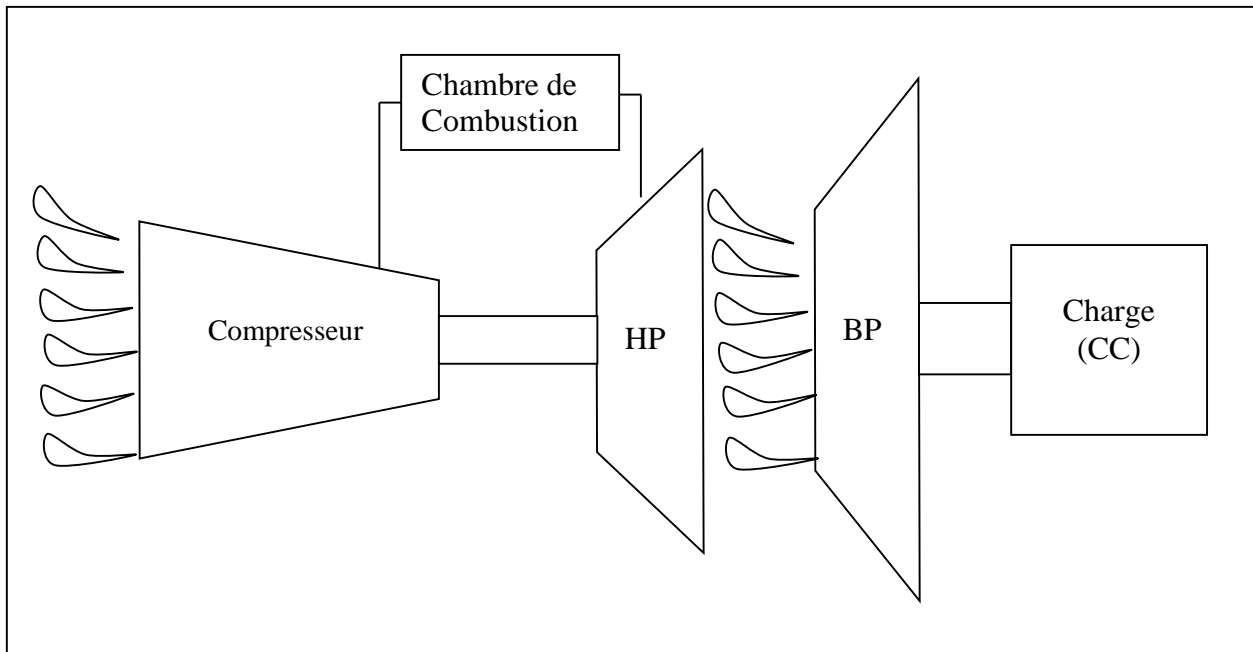


Figure (III-2): Schéma fonctionnel

III - Sections principales de la TAG MS5002C:

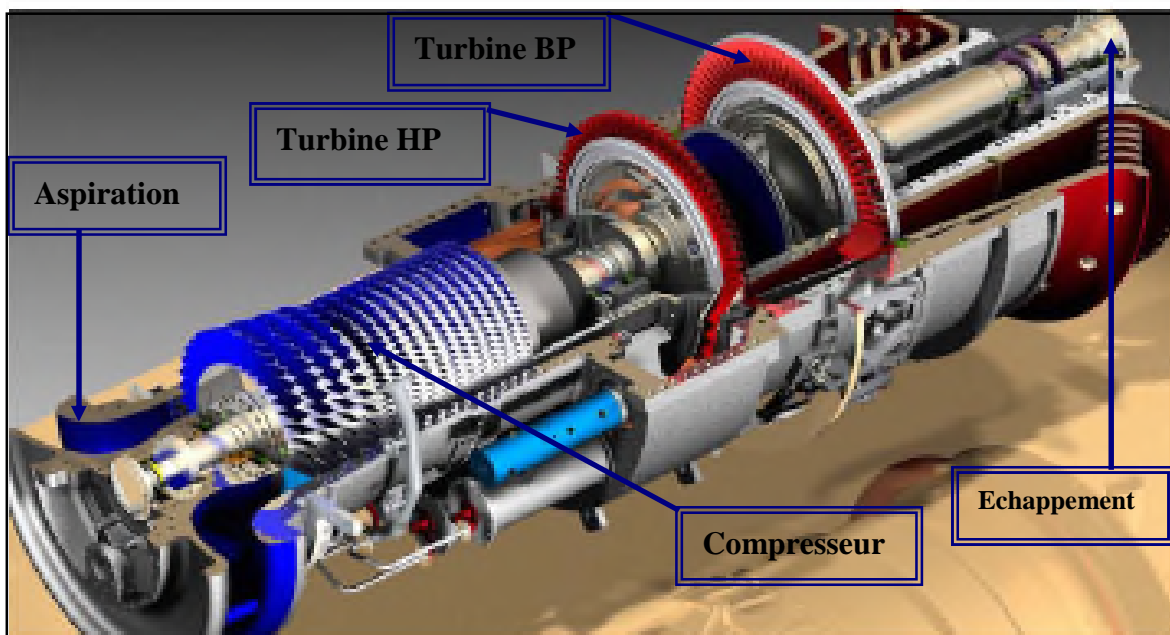


Figure (III-3): Turbine à gaz 5002C

III – 1 - Section compresseur:

La section compresseur axiale comprend le rotor et le corps du compresseur qui comportent seize étages de compression, les aubes variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie.

Les aubes du rotor sont insérées dans des rainures et maintenues dans une position axiale par l'empilage et le bouclage au bout des rainures. Les disques et le demi-arbre sont assemblés pour maintenir la conicité, ils sont maintenus par des tirants. Dans la section compresseur, la partie stator (corps du compresseur) est composée de quatre éléments principaux qui sont:

Corps coté aspiration du compresseur : ce corps a pour fonction de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur, Il abrite le palier No.1 ainsi que l'aubage directeur d'admission (IGV: Inlet Guide Valves) qui est actionné par le système d'huile hydraulique. Ainsi en variant l'angle des IGV, le débit d'air qui se dirige vers la première rangée d'ailettes du compresseur sera varié.

Les IGV permettent à la turbine d'accélérer rapidement et en douceur sans pompage du compresseur évitant ainsi les pulsations qui sont dues à l'inversion du flux d'air à l'entrée du compresseur qui peuvent provoquer des détériorations de la turbine.

Au démarrage les IGV sont complètement fermées, pour un apport minimal d'air de purge, le système de soutirage du 10ème étage est ouvert. Ensuite elles commencent à s'ouvrir pour réguler le débit d'air selon les besoins de la turbine.

Corps partie avant du compresseur: contient les quatre premiers étages du stator, il transmet également les charges de structure qui viennent du corps adjacent vers le support avant.

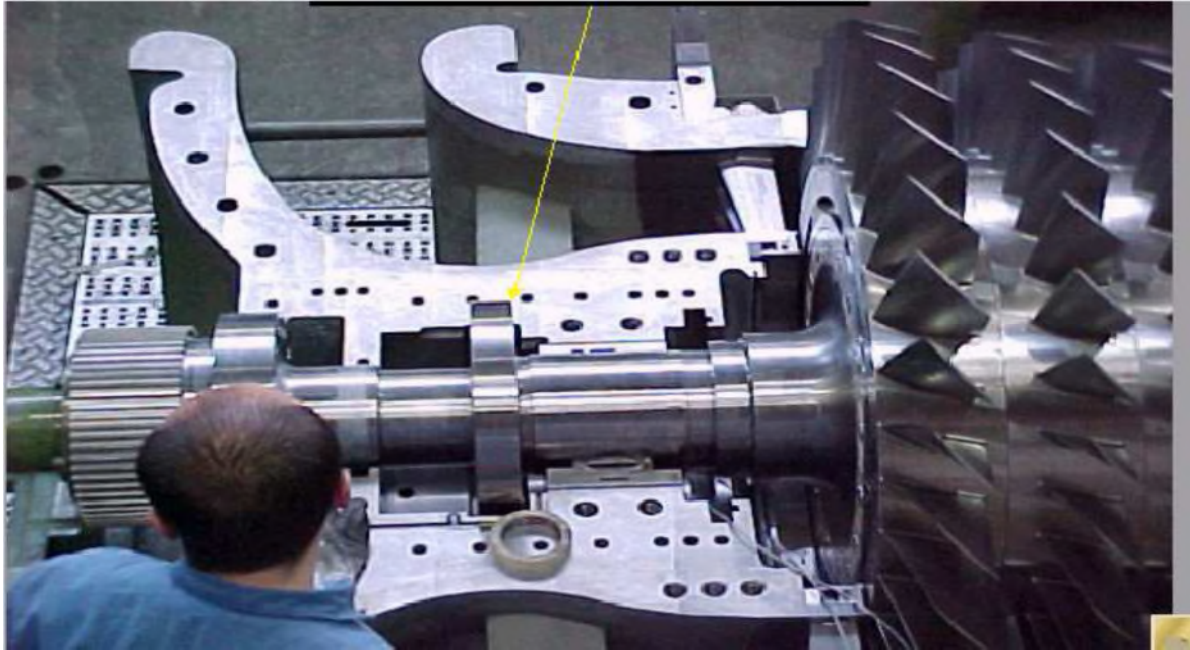


Figure (III-4): *Corps avant du compresseur*

Corps partie arrière du compresseur: Contient les derniers étages du stator, les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du dixième étage du compresseur. Cet air est employé pour refroidir et également assurer des fonctions d'étanchéité et contrôler les pulsations au démarrage et à l'arrêt.

Corps du compresseur coté refoulement:

Le Corps de refoulement du compresseur constitue la partie finale du compresseur, c'est le corps le plus long. Il a pour fonction d'équilibrer les pompes du compresseur, de former les parois interne et externe du diffuseur, de relier le compresseur aux stators de la turbine et sert également de support à la tuyère de la turbine de première étage. Le corps de refoulement du compresseur contient les six derniers étages (de dix à seize). Il abrite aussi le palier N°2. A la sortie du compresseur la vitesse de l'air est trop élevée pour une combustion optimale. Pour cela l'enveloppe inclut un diffuseur qui va diminuer progressivement la vitesse de l'air. Le diffuseur inclut des ailettes fixes EGV (Exit Guide Valves) pour diriger le flux d'air vers les chambres de combustion.

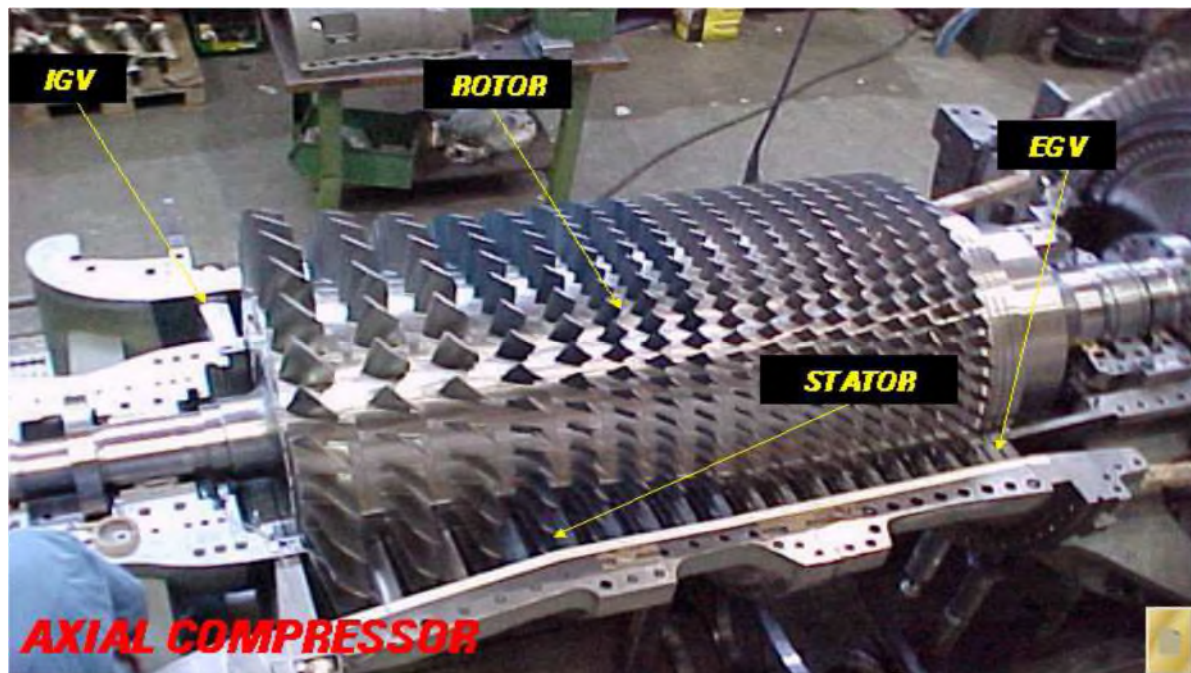


Figure (III-5): *Emplacement des éléments de compresseur*



Figure (III-6): *Rotor du compresseur de la turbine à gaz MS5002C*

III – 2 - Section combustion:

La section combustion de la turbine à gaz MS5002C comporte l'enveloppe de combustion qui est composée de douze corps de combustion extérieure, douze ensembles chapeaux et chemises de combustion, douze ensembles de pièces de transition et douze injecteurs de combustible, deux bougies d'allumage, deux détecteurs de flamme, douze tubes à foyer et divers garnitures.



Figure (III-7): *Eléments de la section de combustion*

L'enveloppe de combustion est un élément soudé entourant la partie arrière du corps de refoulement du compresseur et recevant l'air de refoulement du compresseur à flux axial. Le combustible est envoyé dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de cette dernière et pénétrant dans la chemise. Lorsque l'allumage se produit dans les tubes foyer, ils vont allumer le mélange air combustible des autres chambres.

III – 2 – 1- Enveloppe de combustion:

L'enveloppe de combustion soutient les douze corps de combustion qui renferment les douze pièces de transition. C'est une enceinte soudée qui reçoit l'air de refoulement du compresseur à flux axial, L'enveloppe est montée dans la partie arrière du refoulement du compresseur.



Figure (III-8): *Enveloppe de combustion*

III – 2 – 2 - Corps de combustion:

Les brides arrière des douze corps de combustion sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion avec chaque corps par les tubes foyer. Les ensembles chapeau-chemise se trouvent à l'extérieur de chaque corps. Les injecteurs de combustibles montés dans les couvercles du Corps de combustion pénètrent dans les chambres et assurent l'alimentation en combustible.

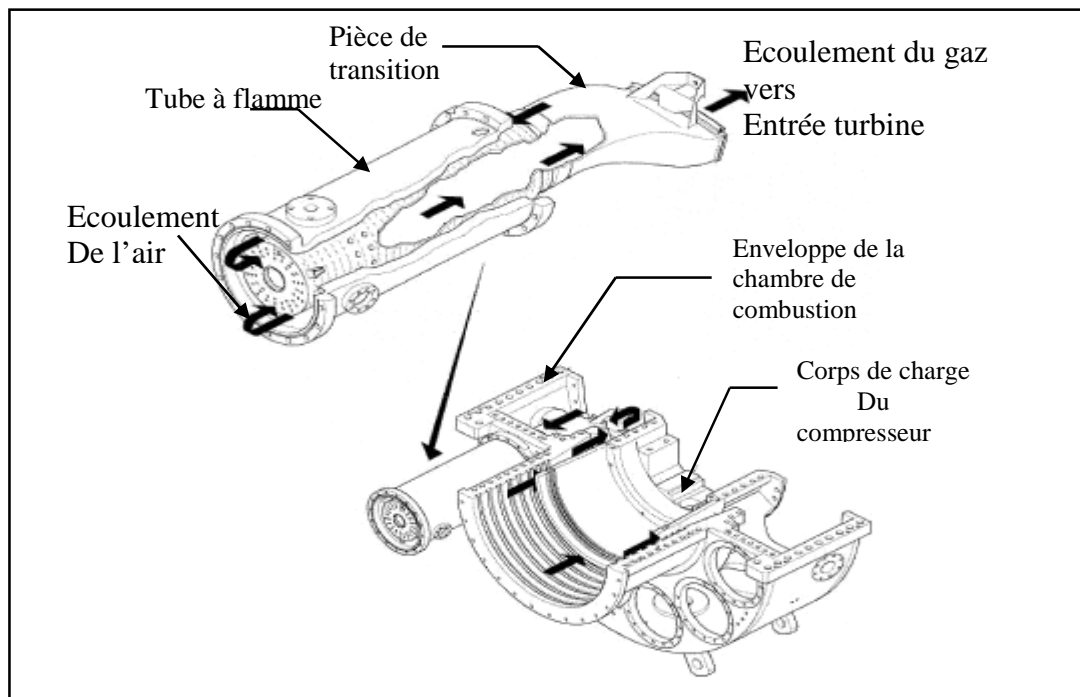


Figure (III-9): Composants de la chambre de combustion

III - 2 - 3 - rôle de la chambre de combustion:

Le rôle de la chambre de combustion est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz. Les formes des chambres de combustion sont étudiées pour remplir les conditions suivantes:

- La durée de vie la plus longue possible.
- Avoir un encombrement minimal.
- Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.
- Assurer une combustion la plus complète possible.
- Eviter le dépôt de carbone sur les brûleurs et les parois, ainsi que des fumées.
- Réduire les pertes de charges.

III – 3 - Section turbine :

La section turbine comprend l'aubage directrice du premier étage, la roue de la turbine premier étage (HP), la roue de la turbine du second étage (BP), l'ensemble diaphragme, ensemble d'étanchéité et enfin la conduite de gaz inter étages.

Le stator de cette section est en deux parties, séparées par un plan de joint médian horizontal afin de faciliter l'entretien. Le corps de la turbine contient les directrices premier et deuxième étage qui établissent un chemin au flux de gaz à partir des chambres de combustion à travers des roues de la turbine vers le cadre d'échappement.

III – 3 - 1 Directrices premier étage:

Elles sont supportées dans la veine de gaz par un dispositif de fixation prévu dans le corps de la turbine. L'air refoulé par le compresseur à partir des enveloppes de combustion vient dans l'anneau support de retenu des aubes creuses de la directrice, pour s'échapper par les trous d'extraction dans la veine de gaz vers l'échappement. Ce flux d'air permet le refroidissement des aubes de la directrice.



Figure (III-10): *Directrice premier étage*

III – 3 – 2 Roue de turbine:

Il existe deux roues séparées dans cette turbine à gaz, la première HP qui commande le compresseur axial, et la deuxième BP qui entraîne les trois compresseurs centrifuges. Les deux roues sont indépendantes mécaniquement ce qui leur permet de tourner à des vitesses différentes.



Figure (III-11): Roue de la turbine HP

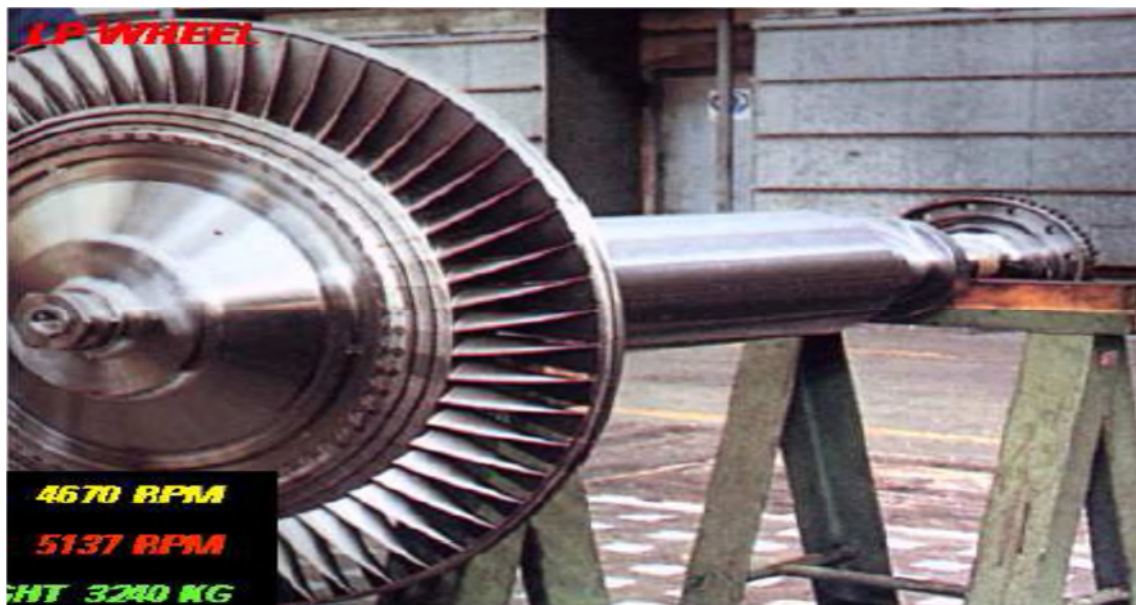


Figure (III-12): Roue de la turbine BP

III – 3 – 3 Directrices deuxième étage:

Elles sont Composées d'aubes orientables, qui forment un angle variable avec la directrice d'écoulement des gaz dans la section annulaire juste avant le deuxième étage de la turbine BP. On peut donner une rotation grâce à des axes qui dépassent des manchons prévus dans le corps de la turbine. Les leviers clavetés à l'extrémité de ces axes sont reliés par des biellettes à des points de la couronne de contrôle qui sont actionnés par un piston hydraulique.

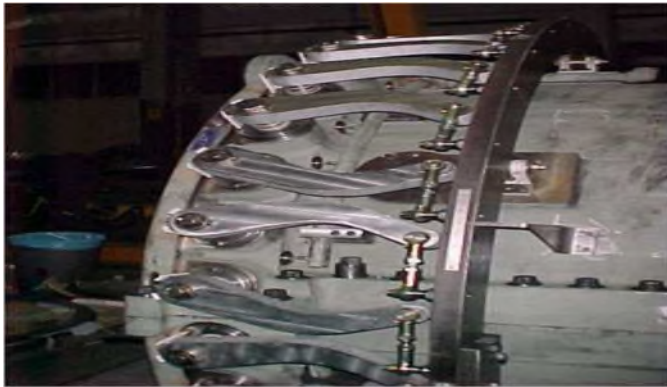


Figure (III-13): *Directrice deuxième étage*
(Aubes variables)

Le bon fonctionnement d'une turbine nécessite aussi des systèmes auxiliaires et une instrumentation diverse.

IV - Systèmes auxiliaires de l'ITG:

IV- 1 - Système de lancement:

a) comme toute machine à combustion interne, les turbines à gaz nécessitent un dispositif de démarrage (démarreur) qui peut être :

- Un moteur diesel.
- Un moteur électrique (à vitesse variable).
- Une turbine de détente (à l'aide du gaz sous pression).

b) Le but des moyens de démarrage (accouplés à la turbine).

- Vaincre le couple très important au démarrage.
- Amener la turbine à une vitesse où le débit de l'air est suffisant pour l'allumage.
- Aider la turbine à l'accélération jusqu'à la vitesse de sustentation (self-sustaining) = auto maintient où la turbine n'a plus besoin de ce dispositif; donc autonome).

IV - 2 - Système du gaz combustible:

Les turbines à gaz industrielles ont été conçues pour fonctionner avec une gamme étendue de combustible, qu'ils soient liquides ou gazeux. Le système d'alimentation et de dosage est assez simple. Le gaz doit arriver à la turbine sous pression, après un filtrage, à travers deux vannes situées en série : la vanne arrêt/détente (SRV) et la vanne de contrôle du combustible (GCV). Le combustible, parfaitement dosé, parvient au brûleur (1 par chambre de combustion) à travers un distributeur annulaire. La vanne arrêt / détente a la double fonction d'arrêter et de régler la pression du gaz en aval (cette vanne étant commandée par le système de protection de la turbine). A cette régulation il faut ajouter celle exercée par la vanne de contrôle du combustible (GCV) laquelle s'ouvre en fonction linéaire par rapport au signal VCE qu'elle reçoit de l'armoire de commande et de contrôle SPEEDTRONIC.

Le débit de combustible aux brûleurs sera proportionnel à la vitesse de la turbine. Ce système de régulation permet un dosage rapide et fiable du combustible sous toutes conditions. Un autre avantage non négligeable est qu'avec la régulation programmée des pressions en amont de la vanne GCV en fonction de la vitesse au moyen de la SRV, le rapport entre la surface de passage minimum et maximum imposée par les conditions de charge plus élevées et par la quantité de combustible nécessaire à la préchauffe est contenue dans des limites très restreintes.

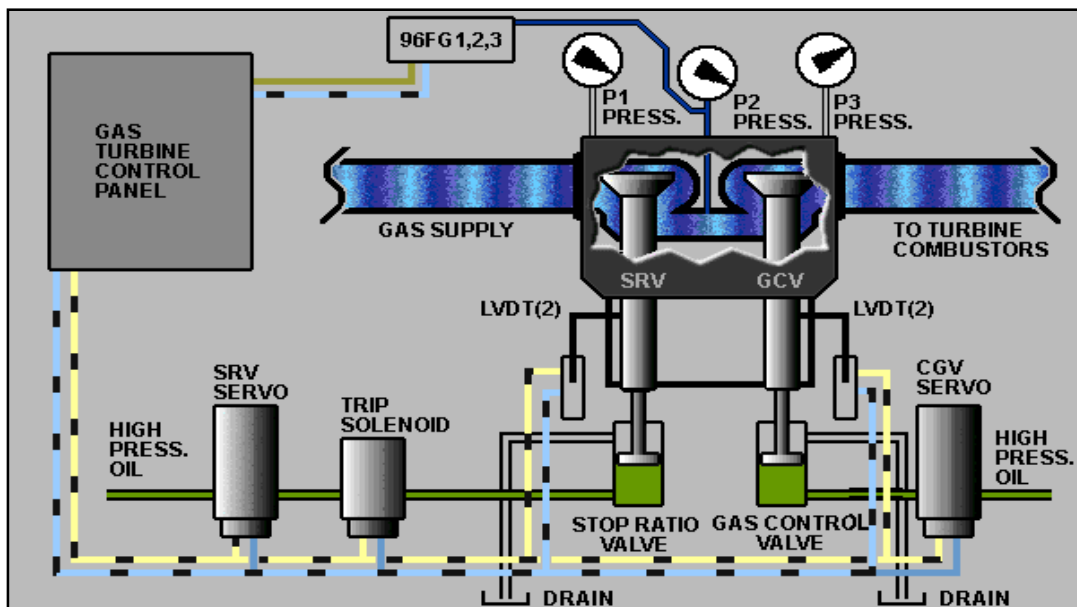


Figure (III-14): Système du gaz combustible

- **SRV** (Speed ratio / stop valve) : Elle est disposée en amont de GCV, assure la fermeture rapide de combustible. Elle permet de maintenir une pression constante (P_2) en rapport avec la vitesse HP, en amont de la GCV. Elle est commandée par une servo- valve électrohydraulique.
- **GCV** : C'est une vanne régulatrice qui détermine la quantité totale de la combustion. Elle permet de réguler la vitesse BP (i, e de la charge).

IV - 3 - Système de l'huile de graissage:

La turbine à gaz est graissée en circuit fermé, par un système d'alimentation sous pression en huile, qui comporte un réservoir d'huile, des pompes, des échangeurs de chaleur (refroidisseur et réchauffeur d'huile), des filtres, des vannes et divers dispositifs et instruments de commande et de protection de systèmes.

L'huile de graissage irrigant les quatre paliers principaux de la turbine (éviter le contact métal- métal en établissant un film d'huile). Il fournit également l'huile au système hydraulique, l'huile d'arrêt et l'huile de lancement.

L'huile de graissage est pompée du réservoir par une pompe à engrenages (mécanique principale) durant la marche normale. Si cette dernière, n'est pas en mesure d'assurer la pression adéquate (après arrêt de la turbine), lors du démarrage, ou le refroidissement, une pompe auxiliaire à courant alternatif assure le graissage (contrôlée par un pressostat 63QA-1).

S'il y a absence du courant alternatif, durant la période de refroidissement, cette fonction est assurée par une pompe à courant continu (alimentée par des batteries).

La pression et la température de l'huile sont surveillées respectivement par des pressostats (interrupteur à pression) et thermostats (interrupteur à température).

IV – 4 - Système de l'huile hydraulique:

La fonction principale du système d'alimentation hydraulique est de fournir de l'huile hydraulique à haute pression (plusieurs fois supérieure à l'huile de graissage) aux pistons (cylindre) de commande des vannes de gaz SRV, GCV, des IGV, et des nozzles. Elle est prélevée du système de graissage (basse pression) et augmentée par la pompe hydraulique principale (mécanique) et la pompe hydraulique auxiliaire entraînée par un moteur à courant alternatif en cas de nécessité (démarrage ou basse pression quelconque). Cette huile est filtrée une seconde fois et régulée par des soupapes, des clapets anti-retours et surveillée par des pressostats (ex 63HQ-1). en cas d'appel d'huile brusque, des accumulateurs remplis d'azote sous pression sont prévus pour compenser cette perte de charge.

IV – 5 - Système de l'huile d'arrêt (ou de commande, ou de déclenchement):

Cette huile est prélevée de l'huile de graissage à travers un orifice calibré. Son rôle est d'assurer la fermeture rapide de SRV et ouverture rapide des nozzles en cas d'arrêt normale ou d'urgence. Ceci en inversant le sens de passage de l'huile hydraulique dans les chambres des cylindres.

Cette huile peut être actionnée soit par le système de commande (électriquement) (20HD), soit indépendamment de lui par une vanne manuelle d'arrêt d'urgence, ou les dispositifs de survitesse mécanique (par la force centrifuge).

IV – 6 - Système d'admission:

Le système d'admission d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air de combustion dans la section d'admission du compresseur axial afin de garantir:

Le degré de filtration pour le fonctionnement correct du compresseur et de la turbine dans les limites des conditions ambiantes existantes de l'installation.

Un débit d'air régulier vers la section d'admission du compresseur, et donc un fonctionnement fluïdo-dynamique régulier de ce dernier.

Le système d'admission comprend les éléments principaux suivants: filtre d'admission, conduite, silencieux, coude, caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission et enfin le compresseur.

La configuration interne du filtre choisi, le degré d'insonorisation obtenu dans le silencieux et la géométrie du coude et tous ces facteurs influencent sur la résistance rencontrée par l'air qui traverse tous ces éléments (pertes de charges).

La chute de pression provoque une réduction du débit massique de l'air, qui a comme conséquence la baisse de la puissance et l'accroissement de la consommation spécifique.

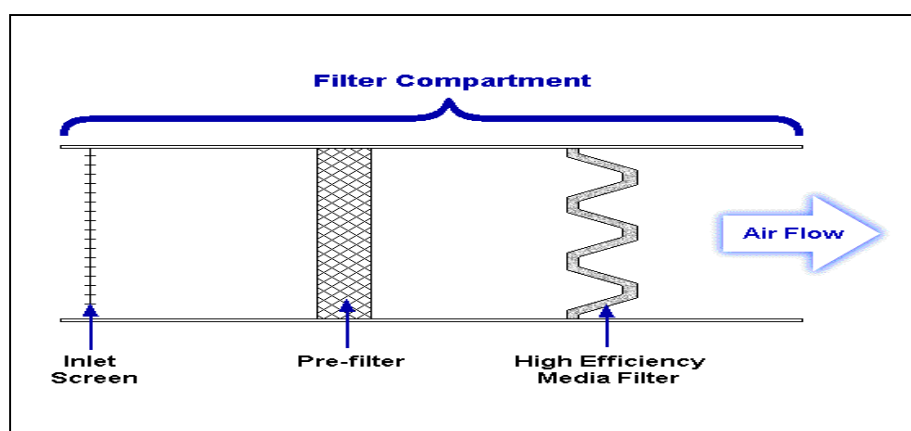


Figure (III-15): Filtre à air

IV - 7 - Système d'échappement:

La section d'échappement comporte l'ensemble du cadre d'échappement et la chambre d'échappement.

L'ensemble cadre d'échappement est une structure principale faisant partie de la turbine à gaz. Il sert de support aux ensembles suivants:

Les paliers N° 3 et 4, l'ensemble des tuyauteries d'huile de graissage et de vidange, les tuyauteries pour le refroidissement de la turbine, les tuyauteries pour l'air d'étanchéité, des labyrinthes de palier, les segments de la roue du deuxième étage de la turbine.

La chambre d'échappement est une structure rectiligne en forme de boîte dont laquelle les gaz d'échappement sont déchargés et diffusés. A partir de cette chambre les gaz sont conduits vers l'atmosphère. La chambre d'échappement est située à l'extrémité arrière du socle de la turbine.

IV – 8 - Système d'air de refroidissement et d'étanchéité:

L'air est utilisé pour refroidir les différentes parties de la section de la turbine, pressuriser les joints d'huile des paliers dans la turbine à gaz. L'air est obtenu du compresseur axial et de l'air d'environnement où la turbine à gaz se trouve. Les parties de la section de la turbine qui sont refroidies à l'air sont:

- Roue de la turbine du premier et deuxième étage;
- La directrice du premier étage;
- Le carter du rotor de la turbine;
- Les entretoises de support du cadre d'échappement et déflecteur d'addition, les tubes à flamme de la chambre de combustion, les coudes et les pièces de transition sont projetés pour utiliser l'air de combustion (air comprimé), pour un refroidissement efficace de ces parties.

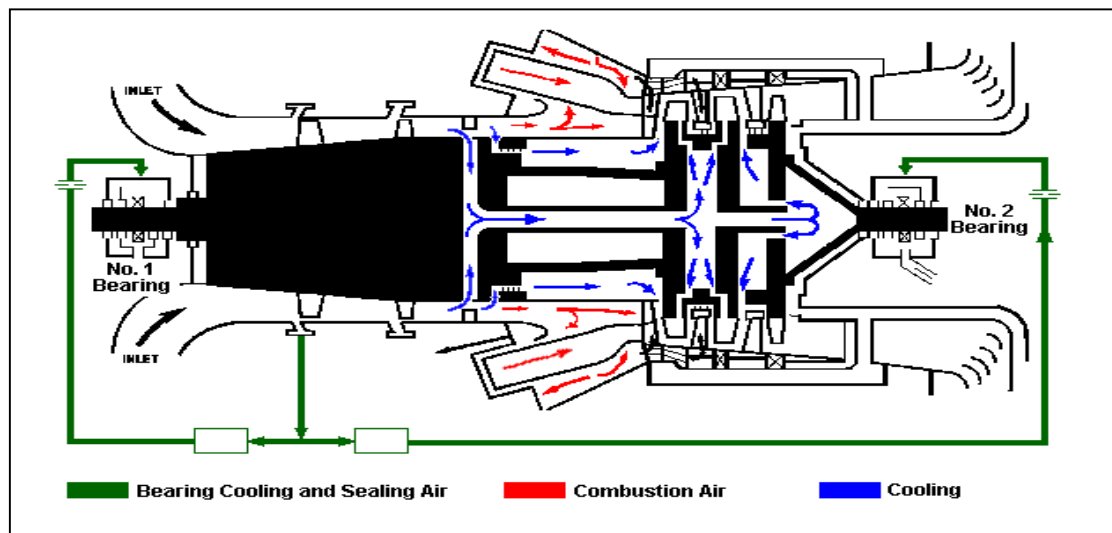


Figure (III-16): Circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement

IV - 9 - Système de l'embrayage de lancement:

Le système comprend l'embrayage à mâchoire, la fin de course et deux cylindres hydrauliques. Ces cylindres ont pour effet d'enclencher l'embrayage par la vanne d'ensemble d'auto-commande séquentielle hydraulique, alors que les dispositifs de démarrage fournissent un couple à la turbine. Lorsque la turbine renvoie le couple, à travers l'embrayage, au dispositif de démarrage, l'embrayage déclenche et la fin de course envoie un signal logique au speed tronic pour mettre la procédure d'arrêt des dispositifs de démarrage.

IV – 10 - Système d'anti- pompage:

Le système de limite de pompage du compresseur axial est constitué par une vanne qui contourne une partie de l'air extrait du 10^{ème} étage. Ceci a lieu surtout pendant le démarrage et l'arrêt de manière à prévenir tout phénomène de pompage du compresseur. **IV - 11 - Système réducteur:**

Accouplé directement au rotor de la turbine, il est utilisé pour entraîner les divers auxiliaires. Il est placé sur le socle des auxiliaires et comprend le train d'engrenages nécessaire, à permettre une réduction de vitesses désirées. Les accessoires entraînés par le réducteur auxiliaire, sont la pompe hydraulique principale ainsi que la pompe à huile de graissage principale.

V - Instrumentation de la turbine:

- ✓ Capteur de vitesse : placé en face à une roue dentée solidaire à l'arbre tournant permet d'engendrer par induction un signal électrique dont la fréquence est proportionnelle à la vitesse de rotation (**ex : 77S, 77HC,.....**).
- ✓ Capteur de température : ou thermocouple qui est un dipôle constitué de deux métaux différents solidaires par une extrémité qui, si elle est chauffée, crée une tension de quelque MV aux bornes dipôle proportionnelle à sa température.
- ✓ Transmetteur de pression (**ex : 96FG**) : capteur analogique monté sur une conduite dont il mesure la pression en la convertissant, d'une façon linéaire, en tension ou en courant.
- ✓ Capteur de vibration (39V) : il est du type sismique (vélocité), il permet de mesurer les vibrations absolues par induction sur les arbres HP et BP.
- ✓ Capteur de position (LVDT) : il est constitué d'un transformateur de position fixe muni d'un noyau droit solidaire à l'axe du piston en mouvement et permet de mesurer sa position par la variation linière de la tension de sortie du transformateur.

- ✓ Servo-valve : Elément électro hydraulique de commande de mouvement des cylindres par le changement des voies de passage de l'huile hydraulique (distributeur) à l'aide d'un courant électrique parcourant ces bobines (moteur).
- ✓ Contact à pression (pressostat : 63) : contact qui ferme ou ouvre à partir d'un seuil de pression. C'est un élément réglable dans une gamme de valeurs.
- ✓ Contact à température (thermostat : 26) : contact qui ferme ou ouvre à partir d'un seuil de température.
- ✓ Contact fin de course (33) : interrupteur actionné par un élément en mouvement pour indiquer une position extrême.
- ✓ Détecteur de niveau (71) : interrupteur actionné par un flotteur pour indiquer un niveau extrême.
- ✓ Electrovanne (20) : fonctionnant comme électroaimant et assimilé à un robinet à action électrique pour fermer ou ouvrir le passage à différents fluides, air, gaz, huile.
- ✓ Détecteur de flamme (28 FD) : principalement, constitué d'un condensateur se trouvant dans une ampoule remplie de gaz s'ionisant à l'exposition des ultras violets émis par une flamme. L'ionisation de charge de condensateur alimenté par un courant continu engendrant un signal variable dont la fréquence est proportionnel à l'intensité des rayons ultra violets.
- ✓ Bougie d'allumages : alimentées par un THT, permettent de fournir des étincelles (arc) pour l'allumage.

Introduction

En général, les turbines à gaz sont fabriquées par les constructeurs pour travailler dans des conditions standard mais en réalité celles-ci travaillent dans des conditions différentes (régions aux conditions climatiques différentes)

Le but de cette étude thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et performances de l'ITG.

I - Données de départ:

I – 2 - Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz:

Taux de compression du compresseur axial $\varepsilon = 7,5$;

Rendement isentropique de compresseur axial $\eta_{ic} = 0,87$;

Rendement de la chambre de combustion $\eta_{cc} = 0,97$;

Température à la sortie de la chambre de combustion $T_3 = 950^\circ\text{C} \Rightarrow T_3 = 1223,15 \text{ K}$.

Rendement mécanique de la transmission: compresseur-turbine : $\eta_{mc} = 0,98$;

Rendement isentropique de la turbine THP: $\eta_{iTHP} = 0,88$;

Vitesse de la turbine THP: $N = 5100 \text{ tr.mn}^{-1}$.

I – 3 - Caractéristiques du fonctionnement de la turbine de puissance (TBP):

Rendement isentropique de la turbine TBP: $\eta_{iTBP} = 0,88$;

Puissance utile développée sur l'arbre de la roue BP $P_u = 26,337 \text{ MW}$;

Rendement mécanique de transmission: turbine-compresseur centrifuge (machine réceptrice):
 $\eta_m = 0,98$;

Vitesse de la turbine TBP: $N = 4670 \text{ tr.mn}^{-1}$.

I – 4 - Caractéristiques du fluide moteur (combustible) :

Pouvoir calorifique inférieur du combustible : $\text{PCI} = 43245,61 \text{ kJ.kg}^{-1} = 10345,9 \text{ kcal.kg}^{-1}$.

II - Les points particuliers du cycle de l'installation:

1: Entrée dans le filtre;

1a:1b: Entrée et sortie de la tuyère à l'entrée du compresseur;

2a:2b: Entrée et sortie du diffuseur à la sortie du compresseur;

2: Entrée de la chambre de combustion;

3: Sortie de la chambre de combustion;

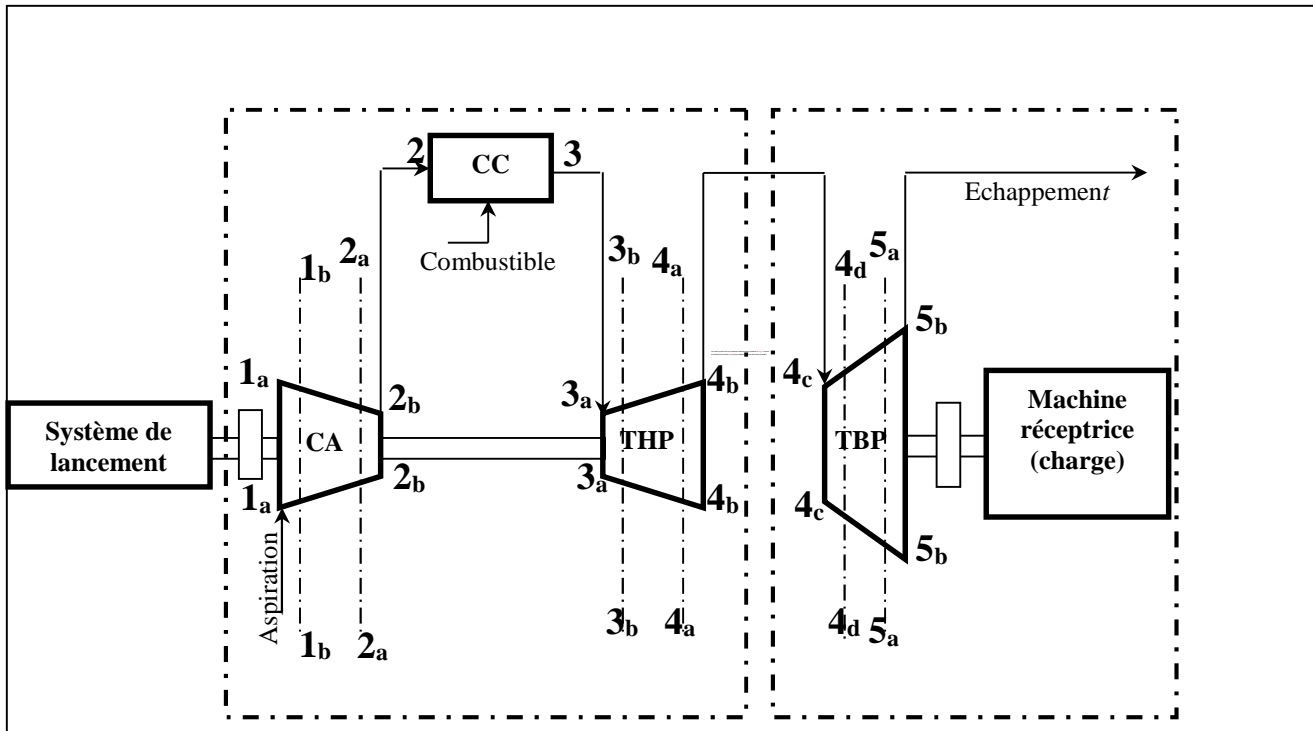
3a:3b: Entrée et sortie de la tuyère à l'entrée de la THP;


4a:4b: Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la THP;

4c:4d: Entrée et sortie de la tuyère à l'entrée de la TBP.

5a:5b: Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la TBP;

- 1b:** Section avant le premier étage du compresseur ;
- 2a:** Section après le dernier étage du compresseur ;
- 3b:** Section avant le premier étage de la THP ;
- 4a:** Section après le dernier étage de la THP ;
- 4d:** Section avant le premier étage de la TBP ;
- 5a:** Section après le dernier étage de la TBP ;



 Accouplement

— Parcours des fluides (l'air comprimé et les gaz brûlés)

Figure (IV-1) : Schéma de l'installation de la turbine

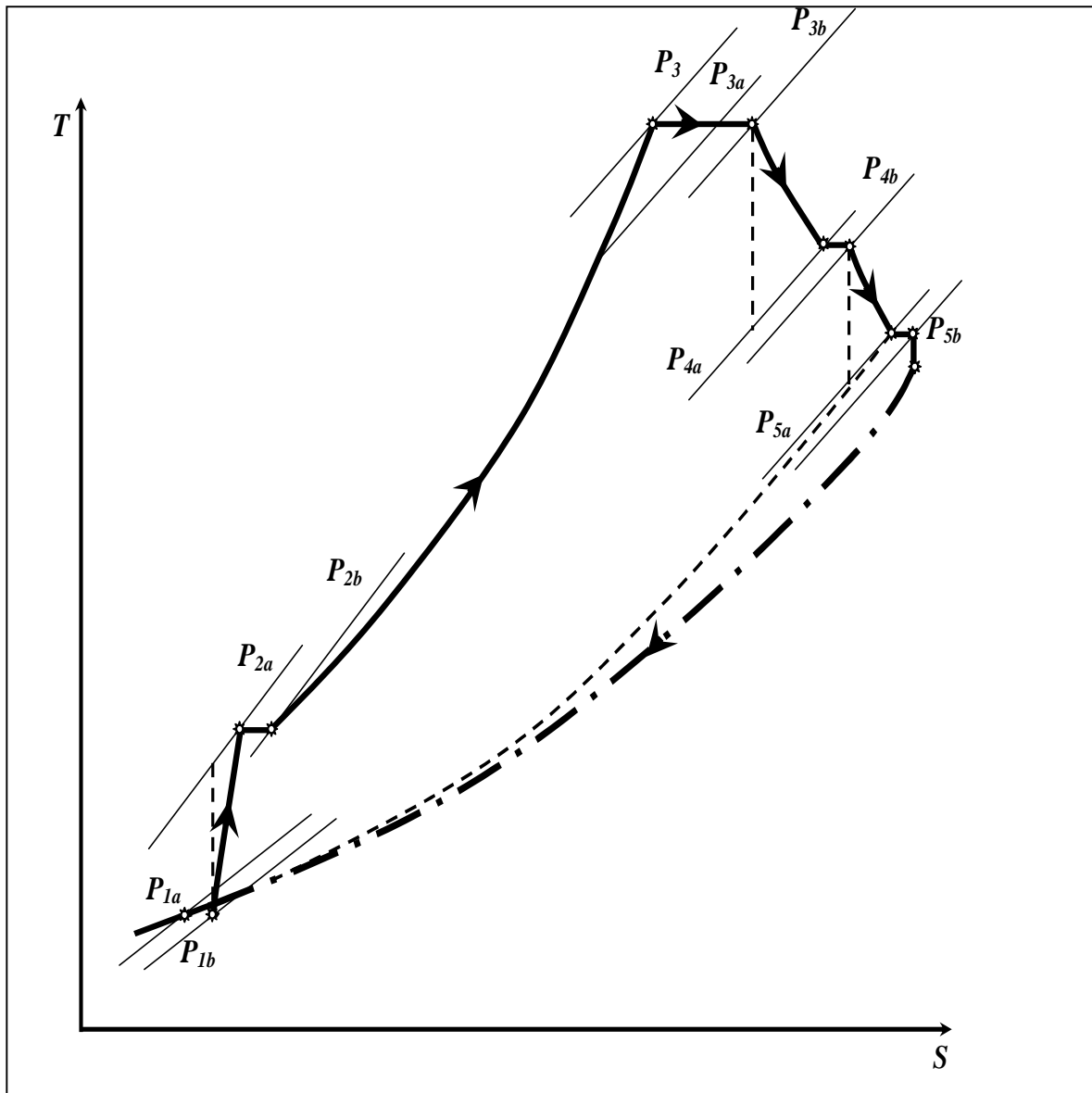


Figure (IV-2): Diagramme T.S

III - Calculs thermodynamique de l'ITG en tenant compte des pertes dans les différents éléments de l'installation :

Posons :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{C_p}{C_p - r} \quad (\text{IV-1})$$

$$m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \quad (\text{IV-2})$$

$$r = C_p - C_v = C_p - \frac{C_p}{\gamma} = C_p \frac{\gamma - 1}{\gamma} = m \cdot C_p \quad (\text{IV-3})$$

Avec :

r : Constante caractéristique de l'air $r = 0,287 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$;

C_p : Chaleur spécifique massique a pression constante ;

C_v : Chaleur spécifique massique a volume constant ;

III – 1 - Calcul des paramètres de l'air des plans de cycle :

D'après les données du 24 février 2013 :

$P_{1a} = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bars}$;

$T_1 = T_{1a} = 16^\circ\text{C} = 289,15 \text{ K}$;

$T_2 = T_{2a} = 294^\circ\text{C} = 567,15 \text{ K}$;

$P_{2a} = 7,46 \text{ bars}$;

$T_5 = 493^\circ\text{C} = 766,15 \text{ K}$;

1 - Calcul du coefficient d'excès de l'air α :

Après la combustion un large excès de l'air pour assurer la combustion totale et le refroidissement est caractérisé par un coefficient α ; ce coefficient va nous aider à trouver les différentes chaleurs massiques pour les différentes températures en utilisant l'annexe (1) tel que d'après le bilan énergétique de combustion nous avons :

$$\text{PCI} \cdot \eta_{cc} = \alpha \cdot G_0 \cdot C_{p_a} \cdot (T_3 - T_2) \quad (\text{IV-4})$$

G_0 est le Débit massique théorique de l'air:

$$G_0 = \lambda_k \cdot \text{PCI} = 1,43 \cdot 10^{-3} \cdot 10345,9 = 14,79 \text{ kg}_{\text{air}} \cdot \text{kg}_c^{-1}$$

Avec: $\lambda_k = 1,43 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{air}} \cdot \text{kcal}^{-1}$

$$\text{Nous avons pour } \begin{cases} T_3 = 1223,15 \text{ K} \\ T_2 = 567,15 \text{ K} \end{cases} \Rightarrow T_{\text{moy}} = 895,15 \text{ K} \Rightarrow C_{p_a} = 1,11 \text{ kJ.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Avec C_{p_a} est la chaleur massique à pression constante de l'air.

$$\alpha = \frac{\text{PCI} \cdot \eta_{cc}}{G_0 \cdot C_{p_a} \cdot (T_3 - T_2)}$$

$$\Rightarrow \alpha = 3,9$$

2 - Paramètres de l'air juste a l'entrée de système d'admission de compresseur :**2 – 1 - La pression :**

$$P_{1a} = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bars} :$$

2 – 2 - La température :

$$T_{1a} = T_1 = 16^\circ\text{C} = 289,15 \text{ K} :$$

2 – 3 - La masse volumique :

$$\rho_{1a} = \frac{P_{1a}}{r \cdot T_{1a}} = 1,22 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} ;$$

Donc :

$$P_{1a} = 1,013 \text{ bars} ; T_{1a} = T_1 = 289,15 \text{ K} ; \rho_{1a} = 1,22 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

3 - Paramètres de l'air avant le premier étage de compresseur :**3 – 1 - La pression :**

D'après l'estimation des pertes de pression de l'air dans la section d'admission nous avons :

$$P_{1b} = P_1 - \Delta P$$

$$\text{Où: } \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

Avec :

ΔP_1 : Pertes de pression dans le filtre d'air.

ΔP_2 : Pertes de Pression dans la conduite.

ΔP_3 : Pertes de Pression dans la tuyère à l'entrée du compresseur.

- La résistance aérodynamique du filtre de l'air d'une Installation d'une turbine à gaz moderne est très faible, la perte de charge est estimée égale a $\Delta P_1 = 0,01 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

- Les pertes de pression dans la conduite de l'air dépendent de la vitesse de l'air C_{1a} qui est de 30 à 50 m .sec⁻¹ elle est estimée égale a $\Delta P_2 = 0,005 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

-La perte de pression dans la tuyère d'entrée du compresseur est déterminée par la formule suivante:

$$\Delta P_3 = \frac{1 - \eta_{tu}}{\eta_{tu}} \rho_{1a} \frac{C_{1b}^2 - C_{1a}^2}{2}$$

Où η_{tu} : rendement de la tuyère d'entrée du compresseur qui varie entre 0.85 et 0.95.

C_{1a} et C_{1b} : respectivement les vitesses de l'air à l'entrée et à la sortie de la tuyère.

Pour cette tuyère :

La vitesse C_{1b} est estimée égale à 100 m .sec⁻¹.

La vitesse C_{1a} est estimée égale à $\dot{a} = 40 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1}$

Prenons : $\eta_{tu} = 0,9$;

$$\Delta P_3 = \frac{1 - 0,9}{0,9} 1,22 \frac{100^2 - 40^2}{2} = 570 \text{ Pa}$$

$$\Rightarrow \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = (0,010 + 0,005 + 0,00570) \cdot 10^5$$

$$\Rightarrow \Delta P = 0,0207 \text{ bars.}$$

La pression de l'air au point b est alors:

$$P_{1b} = P_1 - \Delta P = (1,013 - 0,0207) \cdot 10^5$$

$$\Rightarrow P_{1b} = 0,992 \text{ bars}$$

3 - 2 - La température :

$$T_{1b} = T_1 = 289,15 \text{ K};$$

3 - 3 - La masse volumique :

$$\rho_{1b} = \frac{P_{1b}}{r \cdot T_{1b}} = 1,1953 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Donc :

$$P_{1b} = 0,992 \text{ bars}; T_{1b} = T_1 = 289,15 \text{ K}; \rho_{1b} = 1,1953 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

4 - Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur (point 2a):

4 - 1 - La pression:

$$P_{2a} = 7,46 \text{ bars} :$$

4 - 2 - La température :

$$T_{2a} = 294^\circ \text{C} = 567,15 \text{ K};$$

4 - 3 - La masse volumique :

$$\rho_{2a} = \frac{P_{2a}}{r \cdot T_{2a}} = 4,58 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Ainsi Pour une transformation isentropique nous avons :

$$\frac{T_{2a \text{ is}}}{T_{1b}} = \left(\frac{P_{2a}}{P_{1b}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_{2a}}{P_{1b}} \right)^m \quad (\text{IV-5})$$

Tell que d'après les propriétés de l'air (annexe 2) nous avons :

$$\text{Pour } \begin{cases} T_{1b} = 289,15 \text{ K} \\ T_{2a} = 567,15 \text{ K} \end{cases} \Rightarrow T_m = 428,15 \text{ K} \Rightarrow C_{p_m}(T_2, T_1) = 1,016 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\Rightarrow \gamma = 1,376$$

$$\Rightarrow m = 0,273$$

$$\text{D'où : } T_{2\text{ais}} = T_{1\text{b}} \cdot \left(\frac{P_{2\text{a}}}{P_{1\text{b}}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_{2\text{ais}} = 289,15 \cdot \left(\frac{7,46}{0,992}\right)^{0,273} = 501,57 \text{ K ;}$$

Et pour le travail réel de compresseur nous avons :

$$W_C = h_2 - h_1 = C_{p_m}(T_{2a}, T_{1b}) \cdot (T_{2a} - T_{1b}) \quad (\text{IV-6})$$

$$\Rightarrow W_C = 1,016 \cdot (567,15 - 289,15) = 282,448 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Donc :

$$P_{2a} = 7,46 \text{ bars; } T_{2a} = 567,15\text{K; } T_{2\text{ais}} = 501,57\text{K; } \rho_{2a} = 4,58 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3};$$

5 - Paramètres de l'air avant la chambre de combustion Plan 2 :

5 - 1 - La pression :

Estimation des pertes de pression avant la chambre de combustion :

La vitesse de l'air après le dernier étage du compresseur, d'habitude varie de 100 à 150 m .sec⁻¹.

Prenons cette vitesse $C_{2a} = 120 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1}$,

$$P_2 = P_{2a} - \Delta P$$

$$\text{Où : } \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

Tel que : ΔP_1 : pertes de pression dans le diffuseur de sortie du compresseur :

$$\Delta P_1 = (1 - \eta_{ds}) \rho_{2a} \frac{C_{2a}^2 - C_{2b}^2}{2}$$

Avec :

$\eta_{ds} = 0,5$ à $0,7$ est le rendement du diffuseur à la sortie du compresseur.

Prenons : $\eta_{ds} = 0,6$;

$C_{2b} = 40 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1}$: vitesse de l'air comprimé a la sortie du diffuseur de sortie du compresseur ;

$\rho_{2a} = 4,58 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$;

$$\Delta P_1 = (1 - 0,6) 4,58 \frac{120^2 - 40^2}{2} = 11724,8 \text{ Pa.}$$

ΔP_2 : pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion avec :

$$\Delta P_2 = 0,01 \cdot P_{2a} = 0,01 \cdot 7,46 = 0,0746 \text{ bars}$$

$$\text{D'où : } \Delta P = 11724,8 + 7460 = 19184,8 \text{ Pa}$$

$$P_2 = P_{2a} - \Delta P = 7,46 - 0,19184 = 7,268 \text{ bars}$$

5 – 2 - La température :

$$T_2 = T_{2a} = 567,15 \text{ K} ;$$

5 – 3 - La masse volumique :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r \cdot T_2} = 4,46 \text{ kg.m}^{-3}$$

Donc :

$$P_2 = 7,268 \text{ bars} ; T_2 = 567,15 \text{ K} ; \rho_2 = 4,46 \text{ kg .m}^{-3}$$

6 - Les paramètres des gaz après la chambre de combustion:**6 – 1 - La pression :**

Considérons que l'apport de chaleur est d'une façon isobare : $P_3 = P_2 = 7,268 \text{ bars}$

6 – 2 - La température :

D'après le constructeur nous avons $T_3 = 950^\circ\text{C} = 1223,15 \text{ K}$.

6 – 3 - La masse volumique :

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r \cdot T_3} = 2,07 \text{ kg.m}^{-3}$$

Donc :

$$P_3 = 7,268 \text{ bars} ; T_3 = 1223,15 \text{ K} ; \rho_3 = 2,07 \text{ kg .m}^{-3}$$

7 - Les paramètres des gaz avant le premier étage de la turbine (THP) :**7 – 1 - La pression :**

$$P_{3b} = P_3 - \Delta P ; \quad \text{où} \quad \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

ΔP_1 : Pertes de pression dans la conduite des gaz qui est de même égale a:

$$\Delta P_1 = 0,005 \text{ bars}$$

ΔP_2 : pertes de pression dans la tuyère d'entrée de la roue turbine haute pression :

$$\Delta P_2 = \frac{1 - \eta_{tu}}{\eta_{tu}} \rho_{3a} \frac{C_{3b}^2 - C_{3a}^2}{2} = \frac{1 - 0,9}{0,9} 2,07 \frac{110^2 - 40^2}{2} = 1207,5 \text{ Pa}$$

Avec :

C_{3b} est la vitesse des gaz a la sortie de la tuyère d'entrée de la roue turbine HP = 110 m .sec^{-1} ;

C_{3a} est la vitesse des gaz a l'entrée de la tuyère d'entrée de la roue turbine HP = 40 m .sec^{-1} ;

η_{tu} : Rendement de la tuyère d'entrée de la roue turbine HP = 0,9 ;

D'ou:

$$\Delta P = 0,005 + 0,01207 = 0,017 \text{ bars}$$

$$P_{3b} = 7,268 - 0,017 = 7,25 \text{ bars}$$

7 – 2 - La température :

$$T_{3b} = T_3 = 1223,15 \text{ K} ;$$

7 – 3 - La masse volumique :

$$\rho_{3b} = \frac{P_{3b}}{r \cdot T_{3b}} = 2,065 \text{ kg.m}^{-3}$$

Donc:

$$P_{3b} = 7,25 \text{ bars}; T_{3b} = 1223,15 \text{ K}; \rho_{3b} = 2,065 \text{ kg.m}^{-3}$$

8 - Les paramètres des gaz après le dernier étage de la turbine (THP):**8 – 1 - La pression :**

Nous avons le Rendement mécanique de la transmission: compresseur-turbine :

$$\eta_{mc} = \frac{W_c}{W_{THPr}} = 0,98 \Rightarrow W_{THPr} = \frac{W_c}{\eta_{mc}} = \frac{282,44}{0,98} = 288,20 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Avec:

W_{Cr} et W_{THPr} : sont respectivement travaux massiques réels du compresseur et de la turbine HP ;

Avec

$$W_C = h_2 - h_1 = C_{pm}(T_{2a}, T_{1b}) (T_{2a} - T_{1b}) = W_{THPr} \cdot \eta_{mc} \quad (\text{IV-7})$$

Et nous avons d'après le rendement isentropique :

$$\eta_{iTHP} = \frac{W_{THPr}}{W_{THPis}} = \frac{C_{pm}(T_{3b}, T_{4a}) \cdot (T_{3b} - T_{4a})}{C_{pm}(T_{3b}, T_{4ais}) \cdot (T_{3b} - T_{4ais})} \quad (\text{IV-8})$$

Avec :

W_{THPr} et W_{THPis} : sont respectivement travaux massiques réels et isentropiques et de la turbine HP

$$\Rightarrow W_{THPr} = \eta_{iTHP} \cdot C_{pm}(T_{3b}, T_{4ais}) \cdot (T_{3b} - T_{4ais})$$

$$\Rightarrow W_{THPr} = \eta_{iTHP} \cdot C_{pm}(T_{3b}, T_{4ais}) \cdot T_{3b} \cdot \left(1 - \frac{T_{4ais}}{T_{3b}}\right) \quad (\text{IV-9})$$

Et aussi pour une détente isentropique :

$$\frac{T_{3b}}{T_{4ais}} = \left(\frac{P_{3b}}{P_{4a}}\right)^m \Rightarrow \frac{T_{4ais}}{T_{3b}} = \left(\frac{P_{3b}}{P_{4a}}\right)^{-m} = \varepsilon_{THP}^{-m} \quad (\text{IV-10})$$

$$\text{Avec : } \varepsilon_{THP} = \frac{P_{3b}}{P_{4a}} ;$$

D'où d'après (IV-7) et (IV-10) nous aurons :

$$W_{\text{THPr}} = \eta_{\text{iTHP}} \cdot C_{\text{p}}(\text{T}_{3\text{b}}, \text{T}_{4\text{ais}}) \cdot T_{3\text{b}} \cdot (1 - \varepsilon_{\text{THP}}^{-m}) \quad (\text{IV-11})$$

Et d'après (IV-8) et (IV-11) nous avons :

$$C_{\text{p}}(\text{T}_{2\text{a}}, \text{T}_{1\text{b}}) \cdot (\text{T}_{2\text{a}} - \text{T}_{1\text{b}}) = \eta_{\text{mc}} \cdot \eta_{\text{iTHP}} \cdot C_{\text{p}}(\text{T}_{3\text{b}}, \text{T}_{4\text{ais}}) \cdot T_{3\text{b}} \cdot (1 - \varepsilon_{\text{THP}}^{-m}) \quad (\text{IV-12})$$

$$\text{Posons } C_{\text{p}}(\text{T}_{3\text{b}}, \text{T}_{4\text{ais}}) = C_{\text{p}}\text{g}$$

Prenons comme approximation $\gamma = 1,4$ donc $C_{\text{p}}\text{g} = 1004,5 \text{ kJ.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

$$\text{Donc } m = \frac{1,4 - 1}{1,4} = 0,285$$

AN:

$$1016 \cdot (567,15 - 289,15) = 0,98 \cdot 0,88 \cdot 1004,5 \cdot 1223,15 \cdot (1 - \varepsilon_{\text{THP}}^{-0,285})$$

$$\Rightarrow 0,26 = 1 - \varepsilon_{\text{THP}}^{-0,285}$$

$$\Rightarrow 0,74 = \varepsilon_{\text{THP}}^{-0,285}$$

$$\Rightarrow \varepsilon_{\text{THP}} = 2,87$$

D'où:

$$\varepsilon_{\text{THP}} = \frac{P_{3\text{b}}}{P_{4\text{a}}} = 2,87 \Rightarrow P_{4\text{a}} = \frac{7,25}{2,87} = 2,52 \text{ bars}$$

8 - 2 - La température :

$$\frac{T_{3\text{b}}}{T_{4\text{ais}}} = \left(\frac{P_{3\text{b}}}{P_{4\text{a}}}\right)^m \Rightarrow \frac{T_{3\text{b}}}{T_{4\text{ais}}} = 2,87^{0,285} = 1,35$$

$$T_{4\text{ais}} = \frac{1223,15}{1,35} = 906 \text{ K} ;$$

Admettons que $C_{\text{p}}(\text{T}_{3\text{b}}, \text{T}_{4\text{a}}) = C_{\text{p}}(\text{T}_{3\text{b}}, \text{T}_{4\text{ais}})$;

Donc d'après la relation (IV-9) nous avons:

$$\eta_{\text{iTHP}} = \frac{T_{3\text{b}} - T_{4\text{a}}}{T_{3\text{b}} - T_{4\text{ais}}} = 0,88 \Rightarrow T_{4\text{a}} = T_{3\text{b}} - 0,88 \cdot (T_{3\text{b}} - T_{4\text{ais}})$$

$$T_{4\text{a}} = 1223,15 - 0,88 \cdot (1223,15 - 906)$$

$$T_{4\text{a}} = 944 \text{ K} ;$$

8 – 3 - La masse volumique :

$$\rho_{4a} = \frac{P_{4a}}{r \cdot T_4} \Rightarrow \rho_{4a} = \frac{2,52 \cdot 10^5}{287 \cdot 944} = 0,93 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Donc:

$$P_{4a} = 2,52 \text{ bars}; T_{4a} = 944 \text{ K}; T_{4ais} = 906 \text{ K}; \rho_{4a} = 0,93 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

9 - Les paramètres des gaz avant le premier étage de la turbine BP:**9 – 1 - La pression :**

$$P_{4d} = P_{4a} - \Delta P ;$$

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

ΔP_1 : les pertes de pression dans le diffuseur de sortie de la turbine HP :

$$\Delta P_1 = (1 - \eta_{ds}) \rho_{4a} \frac{C_{4a}^2 - C_{4b}^2}{2} = (1 - 0,6) 0,91 \frac{90^2 - 40^2}{2} = 1183 \text{ Pa}$$

Avec :

C_{4a} est la vitesse des gaz a l'entrée du diffuseur de sortie de la turbine HP = 90 m .sec⁻¹ ;

C_{4b} est la vitesse des gaz a la sortie du diffuseur de sortie de la turbine HP 40 m .sec⁻¹;

η_{ds} = rendement du diffuseur de sortie de la turbine HP = 0.6

ΔP_2 : les pertes de pression dans la tuyère à l'entrée de la TBP :

$$\Delta P_2 = \frac{1 - \eta_{tu}}{\eta_{tu}} \rho_{4a} \frac{C_{4d}^2 - C_{4c}^2}{2} = \frac{1 - 0,9}{0,9} 0,91 \frac{120^2 - 40^2}{2} = 647 \text{ Pa}$$

Avec :

C_{4d} est la vitesse des gaz a l'entrée de la tuyère d'entrée de la turbine BP = 120 m .sec⁻¹ ;

C_{4c} est la vitesse des gaz a la sortie de la tuyère d'entrée de la turbine BP = 40 m .sec⁻¹;

η_{tu} : Rendement de la tuyère d'entrée de la roue turbine BP = 0,9 ;

ΔP_3 : les pertes de pression dans la conduite (4b:4c) estimées égale a 0,005×10⁵ Pa ;

D'où :

$$\Delta P = 1183 + 647 + 500 = 2330 \text{ Pa}$$

$$P_{4d} = 2,52 - 0,0233 = 2,5 \text{ bars.}$$

9 – 2 - La température :

Prenons : $T_{4d} = T_{4a} = 944 \text{ K}$;

9 – 3 - La masse volumique :

$$\rho_{4d} = \frac{P_{4d}}{r \cdot T_4} = 0,92 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$P_{4d} = 2,5 \text{ bars}; T_{4d} = 944 \text{ K}; \rho_{4d} = 0,92 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

10 - Les paramètres des gaz après le dernier étage de la turbine BP:**10 – 1 - La pression :**

La pression statique à la sortie du silencieux P_5 est égale à la pression atmosphérique P_1 .

D'après le constructeur les pertes de pression dans les parties 5a:5b et 5b:5 (au niveau du diffuseur) environ égale à 1,5% d'où nous avons :

$$P_{5a} - 0,015 P_{5a} = P_5 = 1,013 \Rightarrow P_{5a} = \frac{P_5}{1 - 0,015} = \frac{1,013}{0,985}$$

$$\Rightarrow P_{5a} = 1,028 \text{ bars}$$

10 – 2 - La température :

$$T_5 = T_{5a} = 493^\circ\text{C} = 766,15 \text{ K} ;$$

Pour le calcul de la température isentropique (T_{5ais}) :

$$\varepsilon_{\text{TBP}} = \frac{P_{4d}}{P_{5a}} \Rightarrow \frac{2,5}{1,028} = 2,43$$

$$\Rightarrow \varepsilon_{\text{TBP}} = 2,43$$

Et nous avons d'après l'annexe (1) pour

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{5a} = T_5 = 766,15 \text{ K} \\ T_{4d} = 944 \text{ K} \end{array} \right. \Rightarrow T_{\text{moy}} = 855 \text{ K} \Rightarrow C_{p_m}(T_{4d}, T_{5a}) = 1,148 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{Et } \gamma = 1,33 \Rightarrow m = 0,25$$

Pour une détente isentropique nous avons :

$$\frac{T_{4d}}{T_{5ais}} = \left(\frac{P_{4d}}{P_{5a}} \right)^m \Rightarrow \frac{T_{4d}}{T_{5ais}} = 2,43^{0,25} = 1,25 \quad (\text{IV-13})$$

$$\Rightarrow T_{5ais} = \frac{T_{4d}}{1,25} = \frac{944}{1,25} = 755,2 \text{ K} ;$$

10 – 3 - La masse volumique :

$$\rho_{5a} = \frac{P_{5a}}{r \cdot T_{5a}} = 0,46 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Donc :

$$P_{5a} = 1,028 \text{ bars}; T_{5a} = 766,15 \text{ K}; T_{5ais} = 755,2 \text{ K}; \rho_{5a} = 0,46 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

IV - Calculs des Débits et rendement:**IV – 1 - Travail massique réel de la roue turbine basse pression (W_{TBPr}) :**

Nous avons :

$$W_{TBPr} = h_{4d} - h_{5a} = C_{pm}(T_{4d}, T_{5a}) \cdot (T_{4d} - T_{5a}) \quad (\text{IV-14})$$

Alors :

$$W_{TBPr} = 1,148 \cdot (944 - 766,15)$$

$$W_{TBPr} = 204,17 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Et nous avons sur l'arbre de la machine réceptrice, la puissance utile (\mathfrak{T}_{eff}) est égale à 26.337MW

Avec :

$$\mathfrak{T}_{eff} = \eta_m \cdot G_g \cdot W_{TBPr} \quad (\text{IV-15})$$

Avec : G_g : le débit massique des gaz brûlés ;

Ainsi :

$$G_g = \frac{\mathfrak{T}_{eff}}{\eta_m \cdot W_{TBPr}} = \frac{26337000}{0,98 \cdot 204170}$$

$$\Rightarrow G_g = 131,62 \text{ kg} \cdot \text{sec}^{-1}$$

Faisons le bilan thermique de la chambre de combustion:

Nous avons dans le cas général le bilan pour cette chambre est :

$$\eta_{cc} \cdot PCI \cdot G_c = C_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (\text{IV-16})$$

Mais dans cette chambre comme c'est déjà énoncé dans les chapitres précédents, le débit total d'air qui rentre ne sert pas seulement à la combustion mais il a aussi pour rôle le refroidissement ainsi qu'un certain débit de fuite.

Donc l'équation de bilan thermique sera :

$$PCI \cdot G_c \cdot \eta_{cc} = G_{ac} \cdot C_{pa} \cdot (T_3 - T_2) + G_c \cdot C_{pc} \cdot (T_3 - T_c) \quad (\text{IV-17})$$

Tel que :

$$G_{ac} = G_a - G_r - G_f \quad (\text{IV-18})$$

Avec :

η_{cc} : rendement de la chambre de combustion qui tient compte de la combustion incomplète et des pertes de chaleur au milieu extérieur.

PCI : le pouvoir calorifique inférieur du combustible

G_c : le débit massique du combustible

G_a : le débit massique total de l'air qui entre dans la chambre.

G_{ac} : le débit massique de l'air qui sert juste à la combustion.

G_r : le débit massique de l'air qui sert au refroidissement.

G_f : le débit massique de l'air de fuite.

T_c : la température du combustible.

En valeurs relatives l'équation (IV-17) peut s'écrire sous la forme suivante:

$$\eta_{cc} \cdot \text{PCI} \cdot q_c = (1 - q_r - q_f) \cdot C_{p_a} \cdot (T_3 - T_2) + q_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_3 - T_c) \quad (\text{IV-19})$$

Avec :

$$q_c: \text{débit massique relatif du combustible} : q_c = \frac{G_c}{G_a}$$

$$q_r: \text{débit massique relatif de l'air de refroidissement} : q_r = \frac{G_r}{G_a}$$

Pour cette turbine $q_r = 0,05$

$$q_g: \text{débit massique relatif des gaz brûlés} : q_g = \frac{G_g}{G_a} = 1 - q_r - q_f - q_c$$

$$q_f: \text{débit massique relatif des fuites} : q_f = \frac{G_f}{G_a}$$

Pour cette turbine la valeur de q_f est estimée égale à $q_f = 0,01$

Donc d'après la relation (IV-19) nous avons

$$q_c = \frac{(1 - q_r - q_f) \cdot C_{p_a} \cdot (T_3 - T_2)}{\eta_{cc} \cdot \text{PCI} - C_{p_c} \cdot (T_3 - T_c)}$$

Où T_c : température de combustible (70 à 80) °C

Pour une température $T_c = 75 \text{ °C} = 348,15 \text{ K} \Rightarrow C_{p_c} = 1800 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

$$q_c = \frac{(1 - 0,05 - 0,01) \cdot 1110 \cdot (1223,15 - 567,15)}{(0,97 \cdot 43245,61 \cdot 10^3) - 1800 \cdot (1223,15 - 348,15)}$$

$$q_c = 0,016$$

Et nous avons:

$$q_g = 1 - q_r - q_f - q_c \Rightarrow q_g = 1 - 0,016 - 0,01 - 0,05 = 0,923$$

$$\Rightarrow q_g = 0,923$$

D'où nous avons :

$$q_g = \frac{G_g}{G_a}$$

$$\Rightarrow G_a = \frac{G_g}{q_g}$$

$$\Rightarrow G_a = \frac{131,62}{0,923}$$

$$\Rightarrow \boxed{G_a = 142,60 \text{ kg.sec}^{-1}}$$

Et le débit massique du combustible sera :

$$q_c = \frac{G_c}{G_a}$$

$$\Rightarrow G_c = q_c \cdot G_a$$

$$\Rightarrow G_c = 0,016 \cdot 142,60$$

$$\boxed{G_c = 2,28 \text{ Kg.sec}^{-1}}$$

IV – 2 - Le rendement thermique de l'installation (η_{th}):

$$\eta_{th} = W_{eff} / Q_{cc} = \frac{W_{TBPr} \cdot G_g}{PCI \cdot G_c} \quad (\text{IV-20})$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = \frac{204170 \cdot 131,62}{43245,61 \cdot 1000 \cdot 2,28}$$

$$\Rightarrow \boxed{\eta_{th} = 27,25\%}$$

Ainsi nous avons le tableau comparatif des résultats obtenus suivant:

	T_1 (k)	P_1 (bars)	P_2 (bars)	η_{th} (%)	vitesse HP (tr /min)	vitesse BP (tr/min)
Données standards du constructeur	288 ,15	1,013	7,5	28	5100	4670
Données mesurées le 24-02-2013	289,15	1,013	7,46	27,25	5100	4424

Figure (IV-3): Tableau comparatif des résultats

Bien que les conditions standards sont très proches de celles prises le 24/02/2013, mais il y a une légère différence entre les rendements dont la cause est l'influences de plusieurs facteurs intérieurs et extérieurs cités ci-dessous :

V – A - Influence des facteurs extérieurs sur les performances de l'ITG:

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air refoulé au compresseur.

Ces facteurs sont:

- La température
- La pression
- L'humidité
- La poussière

V - A - 1 - La température ambiante:

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de masse volumique). En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile (et donc, la puissance) diminuent.

V – A – 2 - La pression ambiante:

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une diminution de sa masse volumique) et la puissance utile proportionnellement réduite parce que elle est proportionnelle au débit massique du gaz.

V - A - 3 - L'humidité relative:

L'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique augmente.

V – A – 4 - La poussière:

Lorsque la concentration de poussière dans l'atmosphère augmente la quantité d'air admise dans le compresseur diminue, ce qui fait diminuer la puissance de notre turbine.

V - B - Influence des facteurs intérieurs sur les performances de L'ITG:

A part les facteurs externes décrits dans le paragraphe précédent, il y a d'autres facteurs qui influencent sérieusement les performances de la TAG. Ceux-ci peuvent être nommés comme les facteurs intérieurs, parce qu'ils sont liés aux systèmes de la turbine à gaz.

Ils sont énumérés ci-dessous:

- chute de pression dans la section d'admission du compresseur;
- chute de pression dans le système d'échappement de la turbine;
- type de combustible;

V – B – 1 - Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur:

Les chutes de pression dans cette sont provoquées par le système d'admission de la turbine. Ce dernier est composé d'un filtre à air, un silencieux, un coude, des variations de section des tuyauteries...etc. Installés en amont de la bride d'aspiration du compresseur. Quand l'air traverse ce système, il est soumis au frottement qui réduit sa pression. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, comme précédemment à cause de l'influence exercée par la pression ambiante.

V - B - 2 - Chutes de pression dans le système d'échappement:

Celles-ci sont provoquées par le système d'échappement de la turbine, composé d'un ou plusieurs silencieux, de coudes, diffuseurs...etc.

Les gaz d'échappement traversant ce système sont soumis aux pertes dues aux frottements, qui augmentent la valeur de la contre pression, par rapport à la valeur de la pression extérieure ou atmosphérique. Les pertes réduisent la détente de la turbine, car cette dernière s'arrête à une isobare plus haute que celle de référence, et ceci a comme conséquence la réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique.

V – B – 3 - Influence du type de combustible:

On obtient de meilleures performances si l'on emploie le gaz naturel plutôt que le gasoil. , Ce comportement est dû au pouvoir calorifique plus élevé des produits générés par la combustion du gaz naturel.

Introduction

Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappements sont très importantes dans l'installation de turbine à gaz. Donc les performances et le rendement de ces installations peuvent être améliorés en récupérant une partie de cette énergie par une transmission de chaleur entre les gaz d'échappements de la turbine et l'air refoulé par le compresseur à l'aide d'un échangeur de chaleur installé après le compresseur axial comme le montre Le schéma de l'installation suivant :

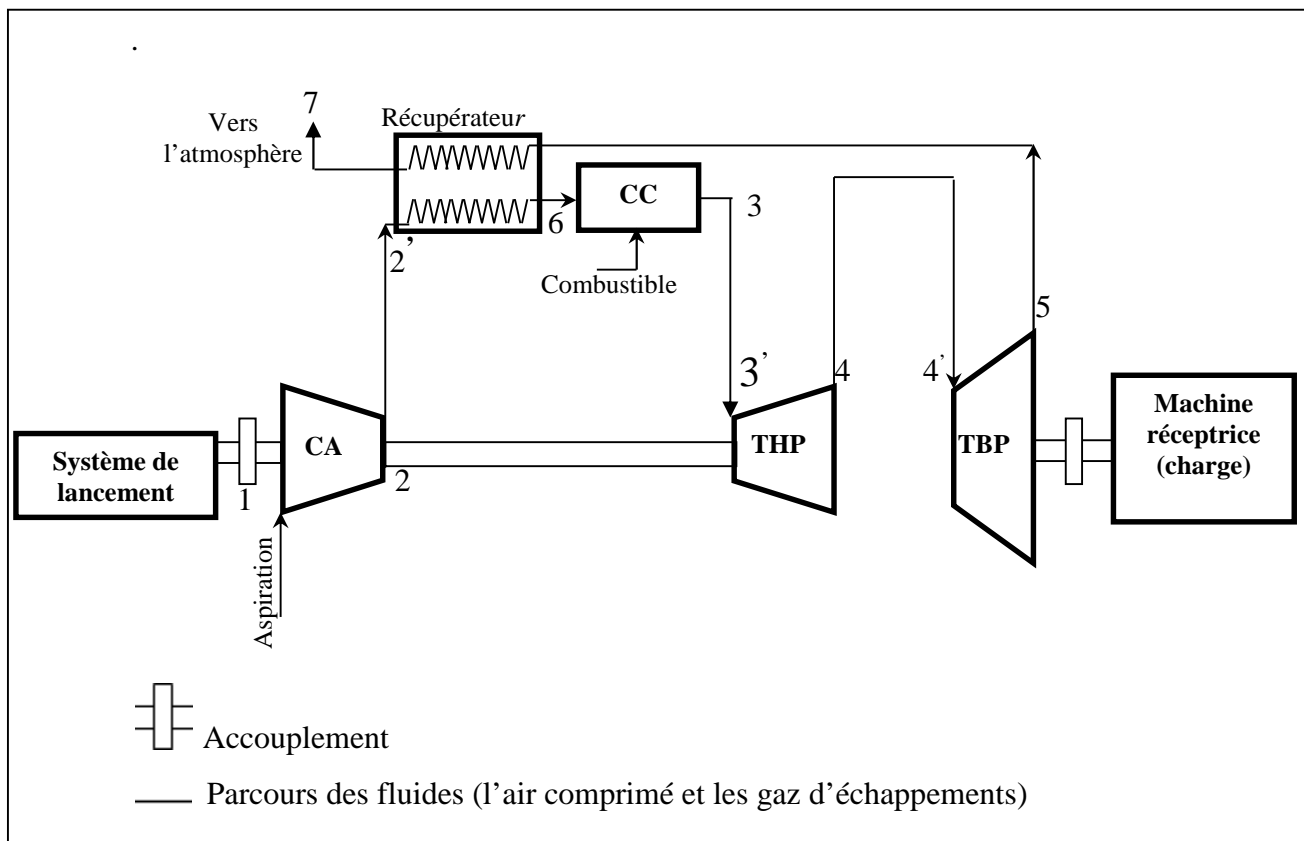


Figure (V-1): Schéma technologique de l'ITG avec récupérateur.

1-2:Compression de l'air dans le compresseur axial.

2'-6:Echauffement de l'air dans le récupérateur.

6-3: Echauffement de l'air dans la chambre de combustion.

3'-4:Détente dans la turbine haute pression.

4'-5: Détente dans la turbine basse pression.

5-7:Refroidissement des gaz brûlés dans le récupérateur.

7-1: Rejet des gaz dans l'atmosphère.

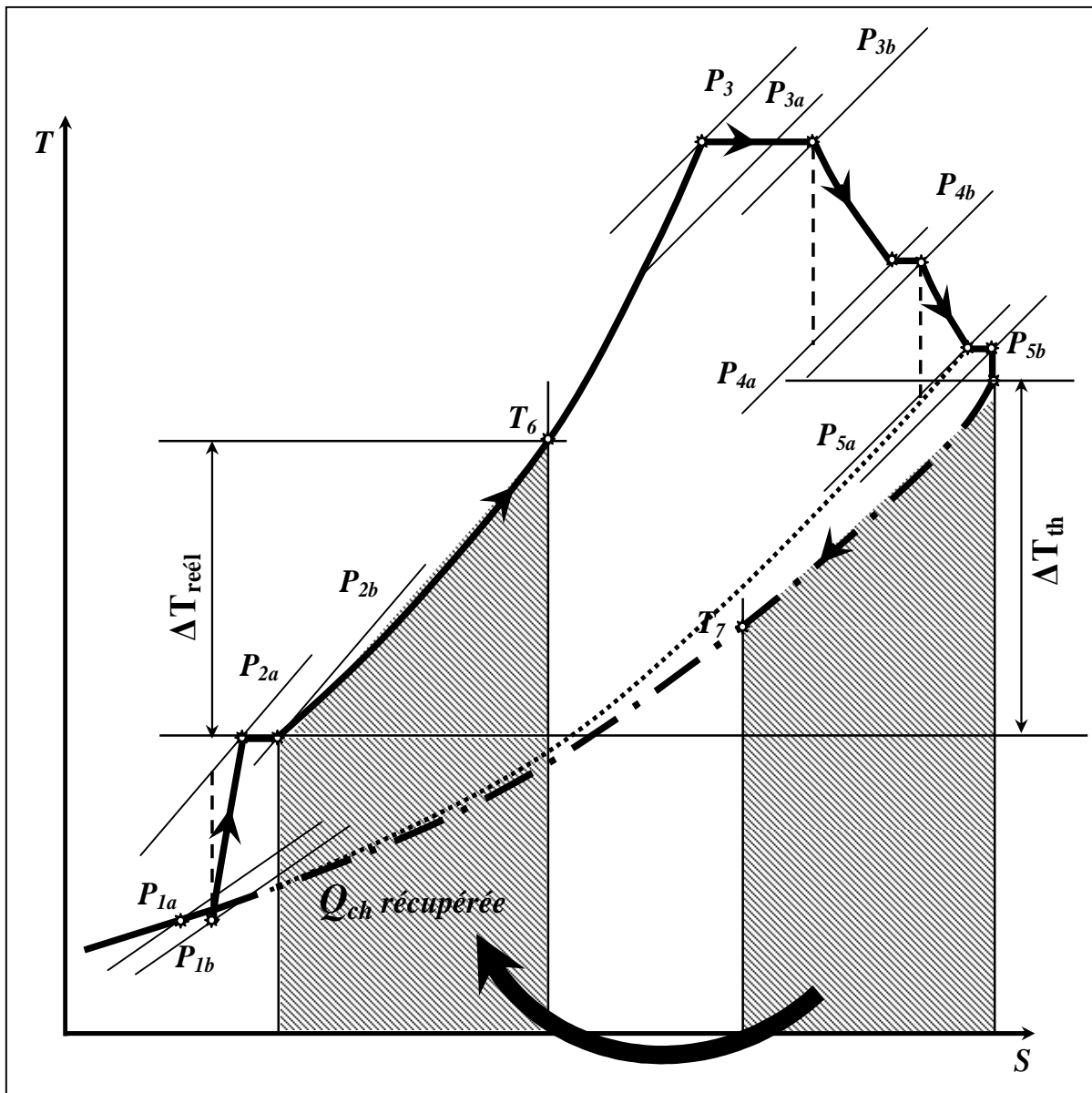


Figure (V-2): Diagramme (T, S) avec récupération

I - Description et but d'un échangeur de chaleur :

Les échangeurs de chaleur ont pour rôle de transférer la chaleur entre deux fluides; selon qu'il y ait ou non la présence d'une paroi séparant ces deux milieux, on distingue des échangeurs à contact direct et des échangeurs à fluide séparés comme ceux de notre cas qui sont habituellement constitués par un faisceau tubulaire dans lequel s'écoule l'air tandis que les gaz d'échappement circulent autour des tubes, les courants des deux fluides étant généralement opposés.

Grâce à cet échange de chaleur, la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion augmente, ce qui entraîne une réduction de la quantité de chaleur dépensée et par conséquent, augmente le rendement de l'installation.

Cette récupération de la chaleur des gaz d'échappement consiste donc à réintroduire une partie de cette chaleur dans le cycle thermodynamique.

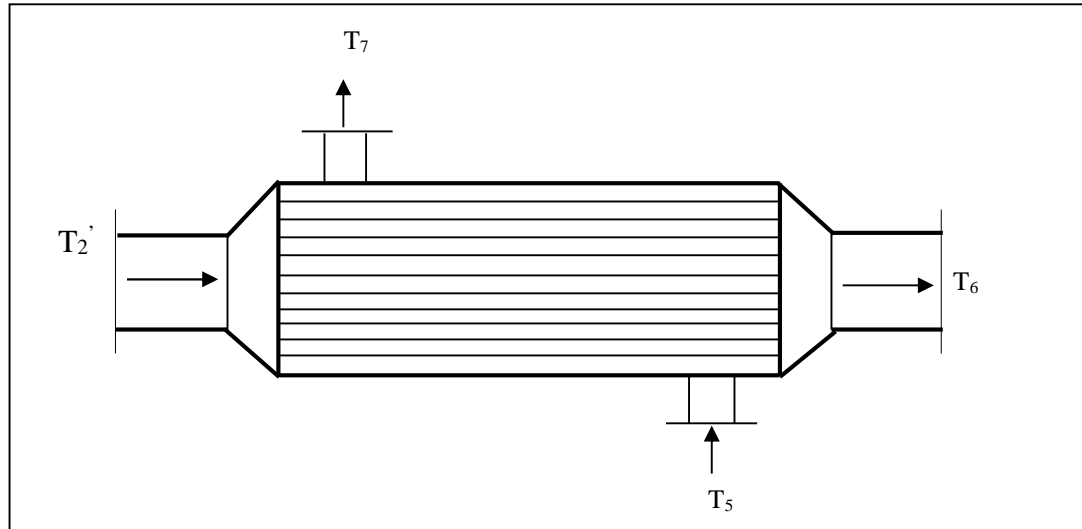


Figure (V-3): Répartition des températures dans l'échangeur

T_2' : Température de l'air à l'entrée du récupérateur;

T_6 : Température de l'air à la sortie du récupérateur;

T_5 : Température des gaz à l'entrée du récupérateur;

T_7 : Température des gaz à la sortie du récupérateur;

II - Types d'échangeurs de chaleur :

Dans l'industrie on trouve des échangeurs à fluides séparés et ceux à contact direct et selon l'écoulement des deux fluides on trouve des échangeurs Co-courant, contre courant, et ceux à courant croisé ; ainsi selon leurs conceptions on trouve les types suivants :

II – 1 - Echangeur a blocs : ce type d'échangeurs est caractérisé par sa robustesse et une large plage de température d'application et peut prendre les formes cylindrique et cubique comme la montre les figures suivantes :



Figure (V-4): *Echangeur a blocs cylindriques*



Figure (V-5): *Echangeur a bloc cubique*

II – 2 - Echangeurs à plaques : ce type d'échangeurs est souvent utilisé comme un condenseur et on peut trouver des échangeurs à plaques soudées et a plaques et joints comme c'est montré dans les figures suivantes :

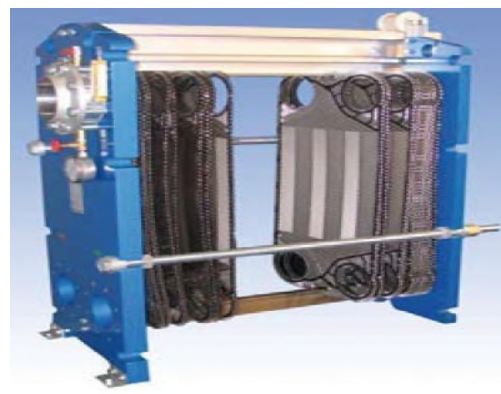
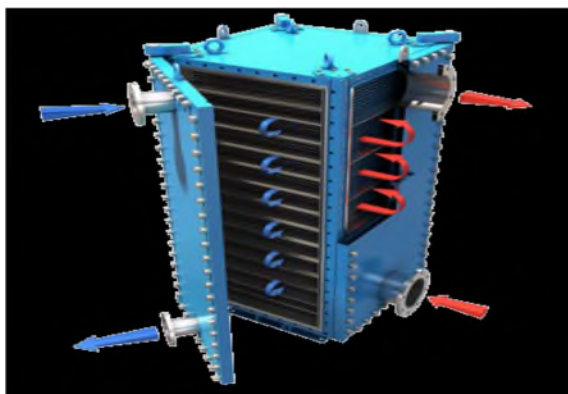


Figure (V-6): *Echangeur à plaques soudées* **Figure (V-7):** *Echangeurs à plaques et joints*

II - 3 - Echangeurs tubulaires : Ce type d'échangeur a plusieurs formes comme celui à tubes et a calendres, à tube concentrique, serpentins...

Ils sont caractérisés par leur résistance à la température et à la pression et leur facilité de maintenance ainsi qu'ils peuvent servir à des applications pour des surfaces d'échange élevées comme dans notre cas; d'où la raison de notre choix un échangeur a tubes et a calendres.

II – 3 – 1 - Echangeurs a tubes-calandres :

Ce type d'échangeur est, de loin, le plus répandu dans l'industrie pétrolière et gazière. Le principe du faisceau logé à l'intérieur d'une calandre a été retenu également dans la construction des condenseurs et rebouilleurs.

L'échangeur est constitué par un faisceau de tubes montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes.

A chaque extrémité sont fixées les boites de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes. Le faisceau est logé dans une calandre, munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes.

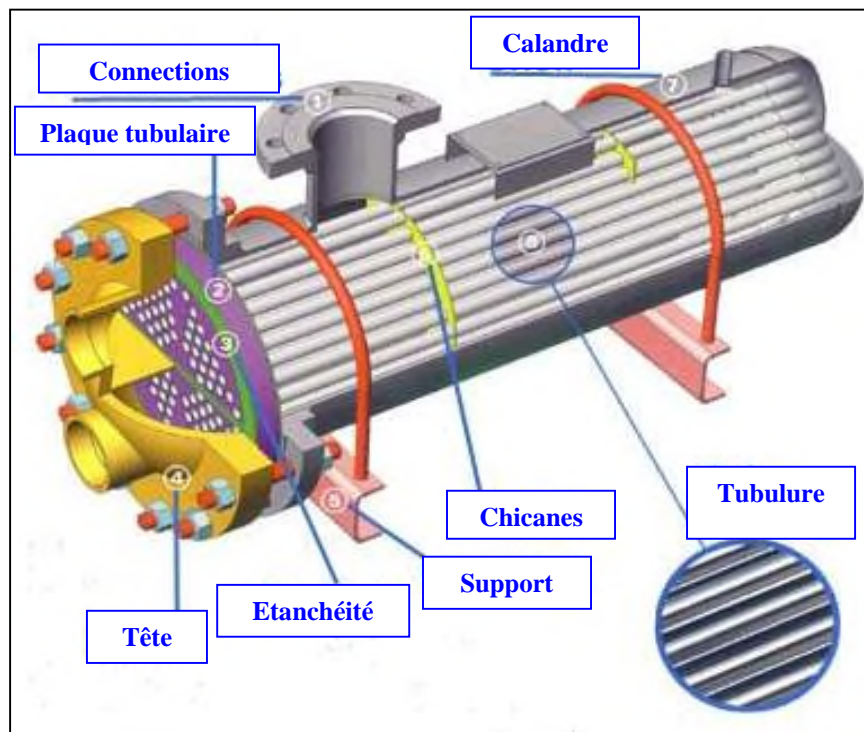


Figure (V-8): Echangeur à tubes et à calandres

III - Principes et méthodes de Calcul thermique d'un échangeur :

III – 1 - Principe de calcul : Les étapes de calcul thermique d'un échangeur dans une installation industrielle sont illustrées dans la figure (V-8). Nous devons commencer tout d'abord, par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la phase de dimensionnement thermique qui sert à fixer par le calcul la surface d'échange nécessaire au transfert de chaleur sur les fluides considérés.

Cette phase de calcul est le plus souvent itérative et permet d'approcher par des essais successifs la solution qui doit être convenable à la fois du point de vue thermique et hydraulique. Ces étapes des calculs thermiques sont illustrées dans la figure suivante :

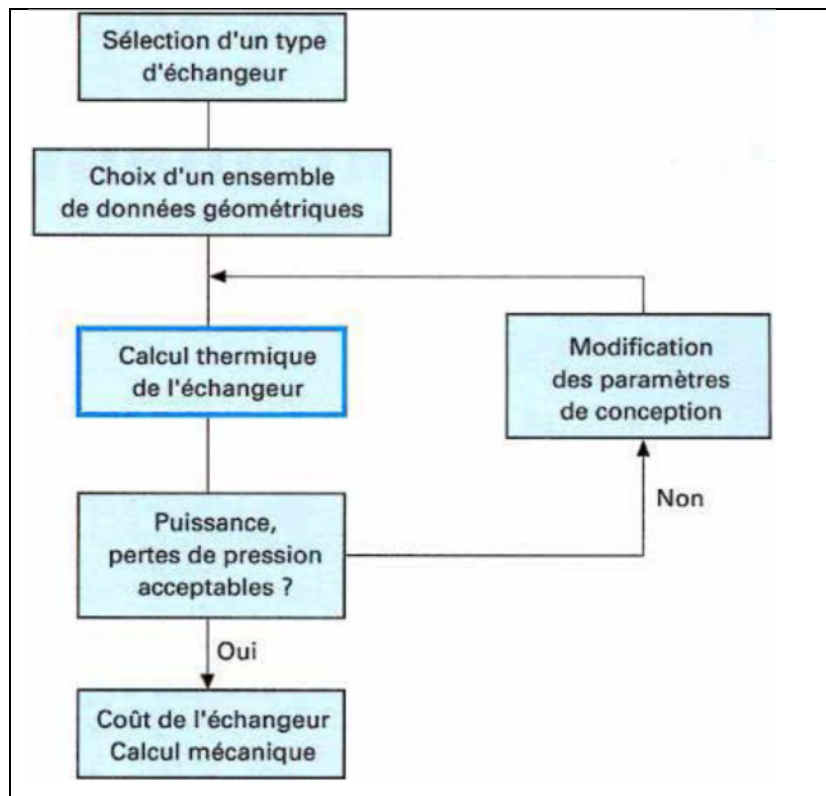


Figure (V-9): Etapes de calcul thermique d'un échangeur de chaleur

Pour le dimensionnement d'un échangeur de chaleur, **deux types** de calculs thermiques sont envisageables:

- 1- La détermination des températures de sortie des fluides connaissant les températures d'entrée et la surface d'échange.
- 2- La détermination de la surface d'échange, on estimant la puissance échangée et les températures de sortie des deux fluides, voir l'efficacité de l'échangeur.

III – 2 - Méthodes de calculs : Les méthodes utilisées pour le dimensionnement d'échangeurs sont :

III – 2 – 1 - La méthode numérique qui essaye d'améliorer la précision du calcul en décomposant les phénomènes physiques mis en jeu et qui prend en compte la nature d'écoulement.

III – 2 – 2 - La méthode analytique qui se base sur une approche intégrale comme la méthode de l'écart logarithmique (ΔTLM) et aussi sur celle de nombre d'unités de transfert (NUT).

III – 2 – 2 – A-Méthode de déférence de température logarithmique moyenne (ΔTLM)

Nous avons d'après l'équation fondamentale de la variation de la chaleur (Q) à pression constante : $dQ = m \cdot Cp \cdot dT$ (V-1)

Et d'après la définition de flux de chaleur (Φ) nous avons :

$$d\Phi = dQ / dt = G \cdot Cp \cdot dT \quad (V-2)$$

Avec : G : le débit massique ;

Cp : chaleur massique a pression constante ;

Pour un échange thermique sans pertes de chaleur entre deux fluides chaud et froid nous avons d'après le bilan énergétique :

$$d\Phi = G_F \cdot Cp_F \cdot dT_F = G_c \cdot Cp_c \cdot dT_c \quad (V-3)$$

Ou :

G_F : le débit massique de fluide froid.

Cp_F : la chaleur massique à pression constante de fluide froid.

G_c : le débit massique de fluide chaud.

Cp_c : la chaleur massique a pression constante de fluide chaud.

D'après la relation (V-2) et après développement pour un échangeur à contre courant nous aurons :

$$\Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \frac{(T_{cs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fs})}} = US \cdot \Delta TLM \quad (V-4)$$

Et pour un échangeur à Co-courant nous aurons :

$$\Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})}} = US \cdot \Delta TLM \quad (V-5)$$

Avec : S est la surface d'échange thermique ;

U est le coefficient d'échange thermique global tel que pour le cas d'un écoulement tubulaire (cylindrique) nous avons :

$$U \cdot S = \frac{1}{\frac{1}{hc S_c} + \frac{Rec}{S_c} + \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) + \frac{Ref}{S_f} + \frac{1}{hf S_f}} \quad (V-6)$$

Pour S = S_c nous avons:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{hc} + Rec + \frac{S_c}{2\pi\lambda L} \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) + \frac{S_c}{S_f} Ref + \frac{S_c}{S_f hf}} \quad (V-7)$$

Pour S = S_f nous avons :

$$U = \frac{1}{\frac{S_f}{S_c hc} + \frac{S_f}{S_c} Rec + \frac{S_f}{2\pi\lambda L} \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) + Ref + \frac{1}{hf}} \quad (V-8)$$

Ou :

- Rec et Ref sont respectivement les résistances d'encrassements des cotés fluide chaud et fluide froid qui définissent l'accumulation de particules apportées par le fluide en circulation, soit par dépôt de tartre ou bien par de micro-organismes d'origine biologiques ou par apparition de corrosion sur la surface d'échange. La figure suivante montre un exemple de phénomène d'encrassement sur la surface extérieure des tubes d'un échangeur :



Figure (V-10): *Phénomène d'encrassement*

- S_c et S_f sont respectivement les surfaces d'échange des cotés fluide chaud et fluide froid ;
- h_c et h_f sont respectivement les coefficients d'échange thermique par convection des cotés fluide chaud et fluide froid ;
- d_2 et d_1 sont respectivement les diamètres extérieurs et intérieurs des tubes ;

III - 2 - 2 - B - Méthode (NUT) :

L'efficacité d'un échangeur de chaleur se définit comme le rapport entre le flux transmis (Φ) et le flux maximal (Φ_{\max}) qui peut être transmis donc: $E = \Phi / \Phi_{\max}$ (V-9)

Et d'après la relation (V-3) nous avons :

$$E = G_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) / \Phi_{\max} = G_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_{fs} - T_{fe}) / \Phi_{\max} \quad (\text{V-10})$$

Avec :

$$\Phi_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{V-11})$$

T_{fe} : Température de fluide froid à l'entrée d'échangeur ;

T_{ce} : Température de fluide chaud à l'entrée d'échangeur ;

C_{\min} est le débit de capacité thermique minimal tel que :

$$C_{\min} = (G \cdot C_p)_{\min} \quad (\text{V-12})$$

De même après développement de la relation (V-9) nous aurons :

a- Pour un échangeur à Co- courant :

$$E = \frac{1 - e^{-NUT(1+C_r)}}{1+C_r} \quad (\text{V-13})$$

b- pour un échangeur à contre courant :

$$E = \frac{1 - e^{-NUT(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NUT(1-C_r)}} \quad (\text{V-14})$$

Avec : NUT : nombre d'unité de transfert ;

$$NUT = US / C_{\min} \quad (\text{V-15})$$

S: surface d'échange thermique;

$$C_r = C_{\min} / C_{\max} \quad (\text{V-16})$$

C_{\max} est le débit de capacité thermique maximal tel que :

$$C_{\max} = (G \cdot Cp)_{\max} \quad (\text{V-17})$$

IV - Calculs thermiques d'échangeur proposé (à tube et calandre) :

Avant de commencer ce calcul nous allons poser dans ce qui suit ces hypothèses :

- Le gradient de température ne varie que dans le sens de l'écoulement ce qui signifie que le problème est mono dimensionnel.
- Les pertes de charges (de pression) durant l'écoulement sont négligées.
- Pas d'échange de chaleur avec le milieu extérieur.

Tout nouvel équipement installé dans un circuit déjà en service doit répondre aux conditions du process avec un prix d'achat acceptable; pour des raisons de compatibilité avec les conditions d'utilisations notre échangeur est de type à tubes et calandres et à contre courant et nous allons choisir l'acier inoxydable comme matériau utilisé.

Comme méthode de calcul nous allons choisir la méthode analytique de différence de températures logarithmique moyennes (ΔTLM).

Généralement le fluide traversant coté tube est celui de haute pression (l'air refoulé) et le fluide à basse pression (les gaz d'échappements) traverse le côté calandre.

IV - 1 - Paramètres d'entrée des deux fluides :

$T_{ce} = T_5 = 766,15 \text{ K}$ (Température des gaz d'échappement à l'entrée du récupérateur) ;

$T_{fe} = T_2' = 567,15 \text{ K}$ (Température de l'air comprimé à l'entrée du récupérateur) ;

$G_g = 131,62 \text{ kg}\cdot\text{sec}^{-1}$ (débit des gaz dans la calandre du récupérateur) ;

$G_a = 142,60 \text{ kg}\cdot\text{sec}^{-1}$ (débit de l'air comprimé dans les tubes du récupérateur) ;

$C_{pg} = 1,125 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ (chaleur massique a pression constante des gaz) ;

$C_{pa} = 1,045 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ (chaleur massique a pression constante de l'air comprimé) ;

Comme type de calcul nous allons choisir le deuxième type en estimant la valeur d'efficacité pour trouver la surface d'échange, et comme cette dernière est souvent comprise entre 0,6 et 0,8 alors on va prendre $E = 0,7$.

Ainsi Pour un échangeur de type gaz-gaz, nous avons d'après le tableau suivant le coefficient de transfert thermique globale qui varie entre 10 et $50 \text{ W} / \text{m}^2\cdot\text{K}$

Et pour un début de programme nous allons prendre comme estimation:

$$U_{\text{estimé}} = 30 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Hot fluid	Cold fluid	U ($\text{W}/\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$)
<i>Heat exchangers</i>		
Water	Water	800–1500
Organic solvents	Organic solvents	100–300
Light oils	Light oils	100–400
Heavy oils	Heavy oils	50–300
Gases	Gases	10–50
<i>Coolers</i>		
Organic solvents	Water	250–750
Light oils	Water	350–900
Heavy oils	Water	60–300
Gases	Water	20–300
Organic solvents	Brine	150–500
Water	Brine	600–1200
Gases	Brine	15–250
<i>Heaters</i>		
Steam	Water	1500–4000
Steam	Organic solvents	500–1000
Steam	Light oils	300–900
Steam	Heavy oils	60–450
Steam	Gases	30–300
Dowtherm	Heavy oils	50–300
Dowtherm	Gases	20–200
Flue gases	Steam	30–100
Flue	Hydrocarbon vapours	30–100
<i>Condensers</i>		
Aqueous vapours	Water	1000–1500
Organic vapours	Water	700–1000
Organics (some non-condensables)	Water	500–700
Vacuum condensers	Water	200–500
<i>Vaporisers</i>		
Steam	Aqueous solutions	1000–1500
Steam	Light organics	900–1200
Steam	Heavy organics	600–900

Figure (V-11): Coefficients de transfert thermique globale

IV – 2 - Calcul de flux maximal et de flux échangé entre les deux fluides:

$$D'après \begin{cases} G_a \cdot C_{pa} = 149 \text{ kW.K}^{-1}; \\ G_g \cdot C_{pg} = 148 \text{ kW.K}^{-1}; \end{cases} \quad \text{alors} \quad \begin{cases} C_{\max} = 149 \text{ kW.K}^{-1}; \\ C_{\min} = 148 \text{ kW.K}^{-1}; \end{cases}$$

D'où d'après la relation (V-11) nous avons :

$$\Phi_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) = 148 \cdot (766,15 - 567,15) = 29452 \text{ kW};$$

Ainsi d'après la relation (V-9) :

$$\Phi = E \cdot \Phi_{\max} = 0,7 \cdot 29452 = 20616,4 \text{ kW};$$

IV – 3 - Calcul des températures de sortie de l'échangeur :

Nous avons:

$$\Phi = G_g \cdot C_{pg} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = 20616,4 \text{ kW} \Rightarrow T_{cs} = T_7 = 626,85 \text{ K};$$

$$\Phi = G_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{fs} - T_{fe}) = 20616,4 \text{ kW} \Rightarrow T_{fs} = T_6 = 705,58 \text{ K};$$

IV – 4 - Calcul de différence de température logarithmique moyenne (ΔTLM) :

Nous avons pour un échangeur a contre courant :

$$\Delta TLM = \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \frac{(T_{cs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fs})}} = 60,13 \text{ K}$$

IV – 5 - Calcul de facteur correctif (F):

$$\text{Nous avons : } \Phi = U_{\text{estimé}} \cdot S \cdot \Delta TLM \quad (\text{V-18})$$

Mais dans le cas d'un échangeur le plus élaboré, cette valeur de différence de température logarithmique moyenne ne représente pas une valeur exacte, alors l'expression de flux thermique sera corrigée par l'intermédiaire d'un coefficient correctif F tel que :

$$\Phi = U_{\text{estimé}} \cdot S \cdot F \cdot \Delta TLM \quad (\text{V-19})$$

Nous pouvons déterminer ce coefficient en utilisant l'abaque suivant :

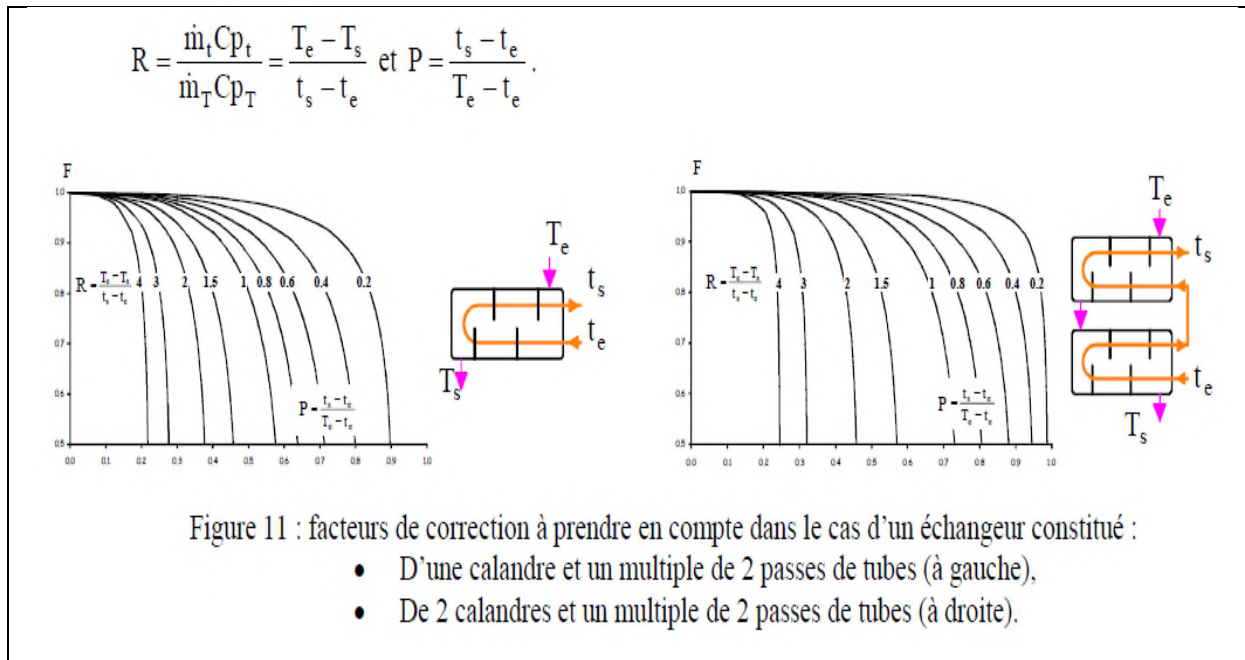


Figure (V-12): Facteur de correction en fonction de type d'échangeur

Pour notre étude puisque le flux thermique est très grand, nous allons prendre le cas d'un échangeur constitué de deux calandres et un multiple de deux passes de tubes ;

(Abaque $F = f(R, S)$ droite).

Donc nous avons:

$$\text{Pour } \begin{cases} R = (T_5 - T_7) / (T_6 - T_2) = 1,006 \\ P = (T_6 - T_2) / (T_5 - T_2) = 0,695 \end{cases} \Rightarrow F = 0,68$$

IV – 6 - Calcul de la surface d'échange (S):

D'après la relation (V-19) nous avons :

$$S = \Phi / (U_{\text{estimé}} \cdot F \cdot \Delta TLM)$$

$$\Rightarrow S = 16807 \text{ m}^2$$

Nous remarquons bien qu'il nous faut une très grande surface d'échange pour un flux thermique pareil.

IV – 7 - Choix du diamètre et la longueur des tubes :

D'après le tableau ci-dessous qui donne les différents diamètres et leurs différentes épaisseurs proportionnelles pour des tubes en acier, nous allons prendre une épaisseur $e = 2 \text{ mm}$, un diamètre extérieur $d_0 = 50 \text{ mm}$, un diamètre intérieur $d_i = 46 \text{ mm}$ et une longueur de $L = 4 \text{ m}$ comme choix afin de déduire le nombre nécessaire des tubes.

Outside diameter (mm)	Wall thickness (mm)				
	1.2	1.6	2.0	—	—
16	—	1.6	2.0	2.6	—
20	—	1.6	2.0	2.6	3.2
25	—	1.6	2.0	2.6	3.2
30	—	—	2.0	2.6	3.2
38	—	—	2.0	2.6	3.2
50	—	—	2.0	2.6	3.2

Figure (V-13): Dimensions standards des tubes en acier

IV – 8 - Calcul de nombre de tube (N_t) :

Notons S_0 comme une surface d'échange pour un seul tube tel que :

$$S_0 = \pi \cdot d_i \cdot L \quad (\text{V-20})$$

$$\Rightarrow S_0 = 0,578 \text{ m}^2$$

$$\text{D'où nous avons } S = N_t \cdot S_0 \quad (\text{V-21})$$

$$\Rightarrow N_t = S / S_0$$

$$\Rightarrow N_t = 29078$$

Un tel nombre de tubes pour un tel diamètre de ces tubes va considérablement occuper d'espace (un très grand diamètre de la calandre). Ainsi Puisque notre turbine est composée de douze chambres de combustion élémentaires donc nous allons faire un dimensionnement d'un échangeur installé pour une seule chambre parmi les douze d'où les nouveaux paramètres d'entrées des fluides chauds et froids dans cet échangeur seront :

IV – 9 - Nouveaux paramètres d'entrée des deux fluides :

$$T_{ce} = T_5 = 766,15 \text{ K} \quad (\text{Température des gaz d'échappement à l'entrée du récupérateur}) ;$$

$$T_{fe} = T_2' = 567,15 \text{ K} \quad (\text{Température de l'air comprimé à l'entrée du récupérateur}) ;$$

$$G_{gn} = 131,62 / 12 = 10,96 \text{ kg} \cdot \text{sec}^{-1} \quad (\text{débit des gaz dans la calandre du récupérateur}) ;$$

$$G_{an} = 142,60 / 12 = 11,88 \text{ kg} \cdot \text{sec}^{-1} \quad (\text{débit de l'air comprimé dans les tubes du récupérateur}) ;$$

$$C_{pg} = 1,125 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (\text{chaleur massique a pression constante des gaz}) ;$$

$$C_{pa} = 1,045 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (\text{chaleur massique a pression constante de l'air comprimé}) ;$$

Avec : G_{gn} et G_{an} sont respectivement les nouveaux débits massiques des gaz d'échappement et de l'air comprimé dans l'échangeur.

Après les mêmes calculs que précédemment nous trouverons :

$$C_{\max} = 12,41 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1} ;$$

$$C_{\min} = 12,33 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1} ;$$

$$\text{Nouveau flux thermique maximal: } \Phi_{n\max} = 2453,67 \text{ kW}$$

Nouveau flux thermique : $\Phi_n = 1717,57 \text{ kW}$

$T_{cs} = T_7 = 626,85 \text{ K}$;

$T_{fs} = T_6 = 705,58 \text{ K}$;

$\Delta TLM = 60,13 \text{ K}$;

$F = 0,68$

IV – 10 - Calcul de la nouvelle surface d'échange (S_n) :

D'après la relation (V-19) nous avons :

$$S_n = \Phi_n / (U_{\text{estimé}} \cdot F \cdot \Delta TLM)$$

$$\Rightarrow S_n = 1400 \text{ m}^2$$

IV – 11 - Calcul de nouveau nombre de tubes par calandre (n_{tc}) et par passe (n_{tp}):

De même nous avons la surface d'échange d'un seul tube d'après la relation (V-20) :

$$S_0 = \pi \cdot d_i \cdot L$$

$$\Rightarrow S_0 = 0,578 \text{ m}^2$$

Et d'après la relation (V-21) le nouveau nombre total des tubes sera:

$$N_{tn} = S_n / S_0$$

$$\Rightarrow N_{tn} = 2422 \text{ tubes}$$

Ainsi nous avons pour ce type d'échangeur (deux calandres et deux passes de tubes) le nombre de tube:

$$1\text{-par calandre} \Rightarrow N_{tc} = N_{tn} / 2 = 1211 \quad (\text{V-22})$$

$$2\text{-par passe} \Rightarrow N_{tp} = N_{tn} / 4 = 605 \quad (\text{V-23})$$

IV – 12 – Calcul de débit massique d'air par tube (G_{at}) :

$$G_{at} = G_{an} / n_{tp} = 19,6 \text{ g} \cdot \text{sec}^{-1} \quad (\text{V-24})$$

IV – 13 - Calcul de la section d'un tube (S_e) :

$$S_e = (\pi \times d_i^2) / 4 \quad (\text{V-25})$$

$$\Rightarrow S_e = 0,00166 \text{ m}^2$$

IV – 14 - Calcul du diamètre de calandre (D_s):

Nous avons d'après la méthode de KERN :

$$D_s = 0,637 \cdot \sqrt{\frac{k}{CT} \cdot (\pi \cdot d_0^2 \cdot N_{tc} \cdot P_r^2)} \quad (\text{V-26})$$

$$L_B = D_s / 5 \quad (\text{V-27})$$

Avec :

- L_B est la hauteur libre laissée par chaque chicane

- d_0 le diamètre extérieur des tubes

-k est une constante qui dépend de la disposition des tubes dans l'échangeur comme c'est montré dans la figure (V-13).

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} k = 1 \quad \text{pour } \theta = 90^\circ \text{ et } \theta = 45^\circ \\ k = 0,87 \quad \text{pour } \theta = 60^\circ \text{ et } \theta = 30^\circ \end{array} \right.$$

-CT est la constante qui dépend de nombre de passes des tubes dans la calandre :

Tel que :

$$\left\{ \begin{array}{l} CT = 0,93 \quad \text{pour une seule passe de tubes} \\ CT = 0,90 \quad \text{pour deux passes de tubes} \\ CT = 0,85 \quad \text{pour trois passes de tubes} \end{array} \right.$$

-Pr est le rapport entre la distance séparant les centres des tubes P_t et leurs diamètres externes d_0 (pitch ratio)

Tel que $P_r = P_t / d_0$

(V-28)

Où est P_t est le périmètre mouillé

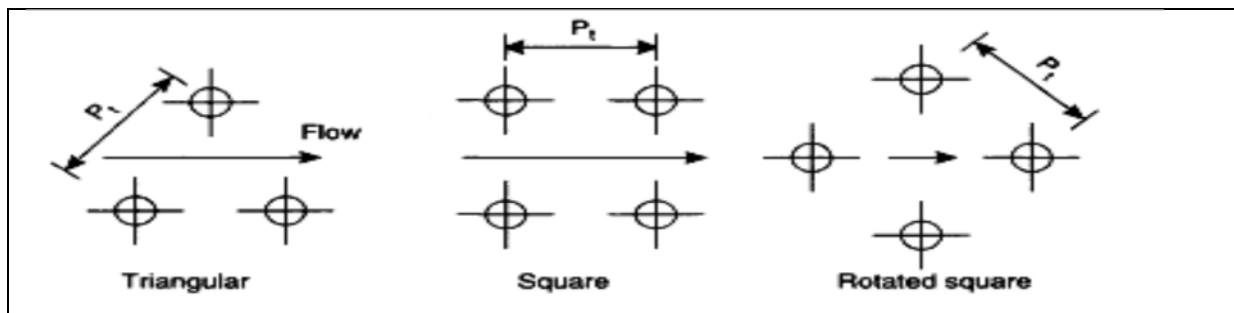


Figure (V-14): Modèles des tubes dans l'échangeur

Pour notre échangeur nous allons prendre le modèle carré pour les tubes donc:

$$K = 1 \text{ puisque } \theta = 90$$

$$CT = 0,90$$

$$\text{Et pour ce modèle d'échangeur nous avons : } P_t = 1,25 \cdot d_0$$

(V-29)

$$\Rightarrow P_r = 1,25$$

AN :

$$P_t = 62,5 \text{ mm}$$

Le diamètre de la calandre est $D_s = 2,58 \text{ m}$

La hauteur laissée libre à la chicane $L_B = 0,5 \text{ m}$

IV – 15 - Calcul de nombre des chicanes par calandre (N_{ch}) :

Nous avons pour un échangeur tubes-calandres d'après la méthode de KERN:

$$L = (N_{ch} + 1) \cdot 0,20 \cdot D_s = (N_{ch} + 1) \cdot L_B \Rightarrow N_{ch} = \frac{L}{L_B} - 1 \quad (\text{V-30})$$

Avec approximation : $\Rightarrow N_{ch} = 7$

Et la valeur d'espacement (E_C) entre les chicanes sera : $E_C = L / N_{ch}$ (V-31)

$\Rightarrow E_C = 0,6 \text{ m}$

IV – 16 - Types des chicanes :

-Types des chicanes : dans la figure suivante nous avons les différents types de positionnement des chicanes dans l'échangeur que nous pouvons prendre :

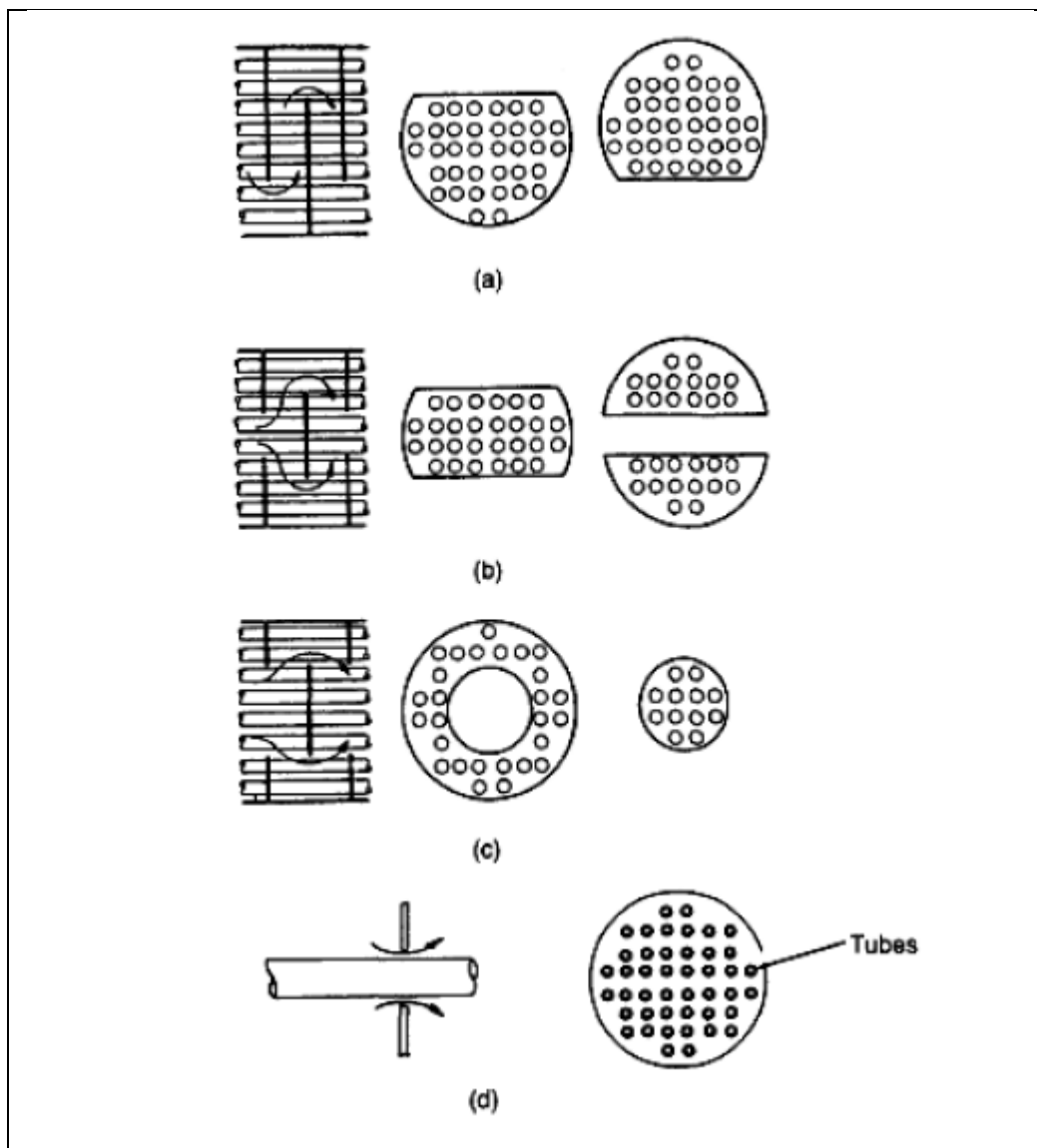


Figure (V-15): Types de positionnement des chicanes

IV – 17 - Calcul des coefficients de transfert thermique par convection h_c et h_f :

D'après le nombre de NUSSELT et pour un écoulement cylindrique :

$$Nu = \frac{h \cdot d}{\lambda} \quad (\text{V-32})$$

D'après le nombre de REYNOLDS pour un écoulement cylindrique :

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} \quad (\text{V-33})$$

D'après le nombre de PRANDTL :

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{\lambda_a} \quad (\text{V-34})$$

Avec :

-V : vitesse de fluide dans les tubes

-d: est le diamètre intérieur des tubes.

- λ : est la conductivité thermique de fluide.

- ν : est la viscosité cinématique de fluide.

- μ : est la viscosité dynamique de fluide tel que : $\mu = \rho \cdot \nu$

IV – 17 - A -Calcul de (h_f):

h_f est le coefficient de transfert thermique par convection de l'air froid à l'intérieur des tubes.

IV – 17 – A – 1 - Calcul de nombre de REYNOLDS (Re_f) :

D'après la relation (V-33) nous avons :

$$Re_f = \frac{V \cdot di}{\nu_a} = \frac{\rho_2 \cdot V \cdot di}{\mu_a}$$

$$\text{Sachant que : } Ga_t = \rho_2 \cdot V \cdot S_e \quad (\text{V-36})$$

Alors pour un écoulement de l'air dans les tubes nous aurons:

$$Re_f = (Ga_t \cdot di) / (S_e \cdot \mu_a) \quad (\text{V-37})$$

$$\Rightarrow Re_f = 2216,87$$

D'après l'annexe (2) nous avons la viscosité cinématique de l'air (ν_a) pour la température moyenne $T_m = 636,36 \text{ K}$:

$$\nu_a = 55,05 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{sec}^{-1}$$

Donc la viscosité dynamique de l'air est : $\mu_a = \rho_2 \cdot \nu_a = 2,45 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{sec}$

Où : ρ_2 est la massique volumique de l'air comprimé a la sortie du compresseur.

IV – 17 – A – 2 - Calcul de nombre de PRANDTL (Pr_f):

D'après la relation (V-34) nous avons :

$$Pr_f = \frac{\mu_a \cdot C_{pa}}{\lambda_a}$$

$$\Rightarrow Pr_f = 5,32$$

Avec : d'après l'annexe (2) et pour la température moyenne de l'air $T_m = 636,36$ K

$\lambda_a = 0,0486$ W.m⁻¹.K⁻¹ (conductivité thermique de l'air)

$C_{pa} = 1,056$ kJ.Kg⁻¹.K⁻¹ (chaleur massique a pression constante de l'air).

IV – 17 – A – 3 – Calcul de nombre de NUSSELT (Nu_f):

Nous avons pour un écoulement tubulaire interne et pour $0,6 < Pr < 160$ la corrélation suivante :

$$Nu_f = 0,023 \cdot Re_f^{4/5} \cdot Pr_f^n \quad (\text{V-38})$$

Avec :

$n = 0,4$ lorsque la température de surface est supérieure a celle de fluide.

$n = 0,3$ lorsque la température de surface est inférieure a celle de fluide.

Ainsi dans notre cas $n = 0,4$

$$\Rightarrow Nu_f = 21,31$$

D'où d'après la relation (V-32) nous avons :

$$h_f = \frac{\lambda_a \cdot Nu_f}{d_i}$$

$$\Rightarrow h_f = 22,50 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

IV – 17 – B - Calcul de h_c :

h_c est le coefficient de transfert thermique par convection des gaz chauds dans les calandres.

IV – 17 – B - 1 - Calcul de nombre de REYNOLDS (Re_c) :

De même d'après la relation (V-33) nous avons :

$$Re_c = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

De même Pour un écoulement des gaz dans la calandre autour des tubes nous avons :

$$Re_c = (G_{gn} \cdot D_e) / (S_c \cdot \mu_g) \quad (V-38)$$

$$\Rightarrow Re_c = 11932.7$$

Ou :

$\mu_g = 1,78 \cdot 10^{-4}$ Pa.sec est la viscosité dynamique des gaz pour la température moyenne :

$$T_m = 696,5 \text{ K.}$$

S_c est la surface traversée par les gaz dans les calandres avec :

$$S_c = \frac{L_B \cdot D_s \cdot (P_t - d_0)}{P_t} \quad (V-39)$$

$$\Rightarrow S_c = 0,258 \text{ m}^2$$

D_e est le diamètre équivalent entre tubes tel que comme c'est montré dans la figure (V-15)

d'après la méthode de KERN pour un modèle carré des tubes :

$$D_e = \frac{1,27}{d_o} \cdot (P_t^2 - 0,785 \cdot d_o^2) = 50 \text{ mm} \quad (V-40)$$

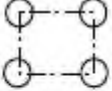
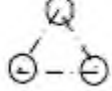
$D_e = \frac{1,27}{d_o} (P_t^2 - 0,785 d_o^2) \quad \text{for square Pitch}$	
$D_e = \frac{1,10}{d_o} (P_t^2 - 0,917 d_o^2) \quad \text{for Triangular Pitch}$	

Figure (V-16): Diamètre équivalent (D_e)

IV – 17 – B – 2 - Calcul de nombre de PRANDTL (Pr_c):

D'après la relation (V-34) nous avons :

$$Pr_c = \frac{\mu_g \cdot C_{pg}}{\lambda_g}$$

$$\Rightarrow Pr_c = 4,20$$

Avec :

$$\lambda_g = 0,0495 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1} \quad (\text{conductivité thermique des gaz}) ;$$

D'après l'annexe (1) et pour la température moyenne des gaz $T_m=696,5 \text{ K}$

$$C_{pg} = 1,170 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} \quad (\text{chaleur massique a pression constante des gaz}) ;$$

Ainsi pour un écoulement dans une calandre d'après la méthode de KERN nous avons :

$$h_c = \frac{0,36 \cdot \lambda_g \cdot Re_c^{0,55} \cdot Pr_c^{0,33}}{D_e} \quad (\text{V-41})$$

$$\Rightarrow h_c = 100 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

IV – 28 - Calcul des résistances d'encrassement :

Comme nous l'avons déjà annoncé l'encrassement se traduit par l'accumulation des impuretés sur les parois des tubes d'un échangeur qui génère des résistances thermiques supplémentaires; ainsi pour bien dimensionner un échangeur, la prise en compte de ce phénomène se traduit par un dimensionnement avec excès de surface.

Ainsi nous avons les valeurs usuelles de résistances d'encrassement dans le tableau suivant :

Tableau 1 : Valeurs usuelles de résistances d'encrassement.

Fluides et conditions	Résistance d'encrassement ($\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$)
Eau de mer ($T < 50^\circ\text{C}$)	1×10^{-4}
Eau de mer ($T > 50^\circ\text{C}$)	2×10^{-4}
Eau de ville ($T < 50^\circ\text{C}$)	2×10^{-4}
Eau de ville ($T > 50^\circ\text{C}$)	3.5×10^{-4}
Eau d'alimentation traitée pour chaudière	1×10^{-4}
Eau de refroidissement moteur	1 à 2×10^{-4}
Air industriel	4×10^{-4}
Liquides réfrigérants	2×10^{-4}
Fluides hydrauliques	2×10^{-4}
Huiles de lubrification de moteurs	2×10^{-4}
Fumées de combustibles gazeux (propre)	2 à 5×10^{-4}
Fumées de combustibles lourds (fortement encrassant)	5 à 40×10^{-4}

Figure (V-17): Les différentes valeurs d'encrassements

Pour notre étude nous allons choisir le cas de l'air industriel ou la résistance d'encrassement vaut environ $0,0004 \text{ m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$ d'après le tableau.

$$\text{Donc : } Rec = Ref = 0,0004 \text{ m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1} \quad (\text{V-42})$$

IV – 19 - Calcul de coefficient de transfert thermique global (U_{cal}):

D'après la relation (V-6) et pour ce cas de notre étude nous avons :

$$U_{cal} = \frac{1}{\frac{S_f}{S_c \cdot hc} + \frac{S_f}{S_c} Rec + \frac{S_f}{2\pi\lambda_c L} \ln \frac{d_o}{d_i} + Ref + \frac{1}{hf}}$$

$$\text{Avec : } S_f = \pi \cdot d_i \cdot L$$

$$S_c = \pi \cdot d_o \cdot L$$

$$\Rightarrow U_{cal} = \frac{1}{\frac{d_i}{d_o \cdot hc} + \frac{d_i}{d_o} Rec + \frac{d_i}{2\lambda_c} \ln \frac{d_o}{d_i} + Ref + \frac{1}{hf}}$$

$$\Rightarrow \frac{1}{U_{cal}} = \frac{1}{hc \left(\frac{d_o}{d_i}\right)} + \frac{Rec}{\left(\frac{d_o}{d_i}\right)} + \frac{1}{hf} + \frac{d_i}{2\lambda_c} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{Ref}{1} \quad (V-43)$$

$$\Rightarrow \frac{1}{U_{cal}} = 0,05 \quad \Rightarrow U_{cal} = 19 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Avec : λ_c est la conductivité thermique de l'acier tel que $\lambda_c = 25,8 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

Calculé d'après la relation suivante :

$$\text{Pour l'acier inoxydable nous avons : } \lambda_c = 0,0162 \times T_m + 14,52 \quad (V-44)$$

Pour une température moyenne des gaz chauds $T_m = 696,5 \text{ K}$

	c_p [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	ρ [kg.m ⁻³]	λ [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]				
			T=100 K	T=200 K	T=300 K	T=400 K	T=600 K
Laiton	380	8530	75	95	110	137	149
Acier inoxydable (AISI 304 L)	468	8238			13,5	15,2	18,3

Tableau 1: Propriétés thermiques connues du matériau utilisé [5]

$$\lambda_{acier} = 0,0162T + 14,52 \quad \text{Avec } T \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (1)$$

$$\lambda_{mesuré} = 0,0162T + 16,5 \quad \text{Avec } T \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (2)$$

Figure (V-18): Conductivité thermique de l'acier

Ainsi nous avons l'erreur (e_r) entre le coefficient d'échange thermique global calculée et estimée tel que :

$$e_{r1} = U_{estimé} - U_{cal} = 11 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Nous devons refaire les calculs en posant $U_{estimé} = U_{cal}$.

V- Résultats obtenus avec le coefficient de transfert thermique global calculé (U_{cal}):

Après avoir calculé avec $U_{cal} = 19 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et dans le cas d'un échangeur installé pour une seule chambre de combustion nous trouverons :

Flux thermique échangé: $\Phi_n = 1717,57 \text{ kW}$;

Surface globale d'échange: $S_n = 2210,85 \text{ m}^2$;

Longueur des tubes : $L = 4 \text{ m}$;

Diamètre extérieur des tubes $d_o = 50 \text{ mm}$;

Epaisseur des tubes $e = 2 \text{ mm}$;

Diamètre intérieur des tubes $d_i = 46 \text{ mm}$

Nombre de tubes globale : $N_{tn} = 3825$;

Nombre de tubes par calandre : $n_{tc} = 1912$;

Nombre de tubes par passe: $n_{tp} = 956$;

Débit massique par tube: $G_{at} = 12,42 \text{ g.sec}^{-1}$;

Section d'un tube: $S_e = 0,0016 \text{ m}^2$;

Diamètre de la calandre: $D_s = 3,25 \text{ m}$;

Hauteur libre par chicane : $L_B = 0,64 \text{ m}$;

Nombre de chicanes: $N_{ch} = 5$;

Espacement entre chicanes: $E_{ch} = 0,8 \text{ m}$;

Nombre de REYNOLDS coté fluide froid: $Re_f = 1405,395$;

Nombre de PRANDTL coté fluide froid: $Pr_f = 5,32$;

Nombre de NUSSELT coté fluide froid: $Nu_f = 14,80$

Coefficient d'échange thermique par convection coté fluide froid : $h_f = 15,63 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$;

Diamètre équivalent entre tubes : $D_e = 50 \text{ mm}$;

Surface traversée par les gaz dans la calandre: $S_c = 0,416 \text{ m}^2$;

Nombre de REYNOLDS coté fluide chaud: $Re_c = 7400$;

Nombre de PRANDTL coté fluide chaud: $Pr_c = 4,20$;

Coefficient d'échange thermique par convection coté fluide chauds:

$h_c = 76,85 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$;

Coefficient d'échange thermique globale: $U_{cal2} = 13 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$;

D'où nous avons :

$e_{r2} = U_{cal1} - U_{cal2} = 6 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

VI - Résultats obtenus avec le coefficient de transfert thermique global calculé (U_{cal2}):

De même après avoir calculé avec $U_{cal2} = 13 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et dans le cas d'un échangeur installé pour une seule chambre de combustion nous trouverons :

Flux thermique échangé: $\Phi_n = 1717,57 \text{ kW}$;

Surface globale d'échange: $S_n = 3231,25 \text{ m}^2$;

Longueur des tubes : $L = 4 \text{ m}$;

Diamètre extérieur des tubes $d_0 = 50 \text{ mm}$;

Epaisseur des tubes $e = 2 \text{ mm}$;

Diamètre intérieur des tubes $d_i = 46 \text{ mm}$;

Nombre de tubes globale : $N_{tn} = 5590$;

Nombre de tubes par calandre : $n_{tc} = 2795$;

Nombre de tubes par passe: $n_{tp} = 1397$;

Débit massique par tube: $G_{at} = 8,50 \text{ g.sec}^{-1}$;

Section d'un tube: $S_e = 0,0016 \text{ m}^2$;

Diamètre de la calandre: $D_s = 3,93 \text{ m}$;

Hauteur libre par chicane : $L_B = 0,78 \text{ m}$;

Nombre de chicanes: $N_{ch} = 4$;

Espacement entre chicanes: $E_{ch} = 1 \text{ m}$;

Nombre de REYNOLDS coté fluide froid: $Re_f = 961,39$;

Nombre de PRANDTL coté fluide froid: $Pr_f = 5,32$;

Nombre de NUSSELT coté fluide froid: $Nu_f = 10,92$;

Coefficient d'échange thermique par convection coté fluide froid :

$h_f = 11,53 \text{ W. m}^{-2}.\text{K}^{-1}$;

Diamètre équivalent entre tubes : $D_e = 50 \text{ mm}$;

Surface traversée par les gaz dans la calandre: $S_c = 0,61 \text{ m}^2$;

Nombre de REYNOLDS coté fluide chaud: $Re_c = 5047$;

Nombre de PRANDTL coté fluide chaud: $Pr_c = 4,20$;

Coefficient d'échange thermique par convection coté fluide chaud: $h_c = 62,26 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$;

Coefficient d'échange thermique globale: $U_{cal2} = 10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$;

D'où nous avons :

$e_{r2} = U_{cal} - U_{cal2} = 3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

Remarque

-puisque pour un échange thermique entre deux fluides de nature gaz-gaz nous avons :

$10 < U < 50$ et $U_{cal2} = 10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ donc allons arrêter les itérations en prenant $U = U_{cal2}$ pour une erreur $e_{r2} = 3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

Ainsi dans le tableau suivant on donne les différentes dimensions calculées de l'échangeur tubes-calandres conçu pour récupérer les gaz d'échappement; qui est installé pour une seule chambre de combustion de l'ITG et qui a une efficacité de 0.7 ;

Calandres	Nombre		2	
	Longueur (m)		4	
	Nombre de passes de tubes par calandre		2	
	Diamètre (m)		3,93	
Tubes	Longueur (m)		4	
	Epaisseur (mm)		2	
	Diamètre extérieur (mm)		50	
	Diamètre intérieur (mm)		46	
	Section (m ²)		0,0016	
	Nombre	Totale		5590
		Par calandre		2795
Par passe		1397		
Chicanes	Nombre		4	
	Espacement entre chicanes (m)		1	
	Hauteur libre (m)		0,78	

Figure (V-18): Dimensions de l'échangeur de chaleur

Des dimensions relativement grandes sont remarquables d'après le tableau précédent; Cela est dû à l'importante puissance à récupérer qui est de l'ordre de 20 MW devant la différence de température entre le fluide chaud (gaz d'échappement) et le fluide froid (l'air comprimé) qui est de l'ordre de 200 °C .

VII - Calculs thermodynamiques de l'ITG avec échangeur chaleur :**VII – 1 - Introduction**

Après avoir dimensionné et installé cet échangeur de chaleur type : tubes-calandres, nous allons étudier le nouveau rendement thermique de l'ITG, le nouveau débit massique du combustible ainsi que le débit de combustible récupéré et le gain de récupération pour les deux cas où l'échangeur est installé pour une seule et toutes les chambre de combustions.

VII – 2 – A - Echangeurs installés pour toutes les chambres (récupération totale) :**VII – 2 – A – 1 - La quantité de chaleur récupérée (Q_{R1}) :**

Nous avons la puissance récupérée Q_R :

$$Q_{R1} = \Phi = 20616,4 \text{ kW}$$

VII – 2 – A – 2 - Calcul de nouveau débit massique du combustible (G_{cn1}):

Faisons le bilan thermique des chambres de combustion :

$$PCI \cdot G_{cn1} \cdot \eta_{cc} = (G_a - G_r - G_f) \cdot C_{pa} \cdot (T_3 - T_6) + G_{cn1} \cdot C_{pc} \cdot (T_3 - T_c) \quad (\text{V-45})$$

$$\eta_{cc} \cdot PCI \cdot q_{cn1} = (1 - q_r - q_f) \cdot C_{pa} \times (T_3 - T_6) + q_{cn1} \cdot C_{pc} \cdot (T_3 - T_c) \quad (\text{V-46})$$

Avec :

$$q_{cn1} = \frac{G_{cn1}}{G_a} : \text{nouveau débit massique relatif du combustible ;}$$

$$\Rightarrow q_{cn1} = \frac{(1 - q_r - q_f) \cdot C_{pa} \cdot (T_3 - T_6)}{\eta_{cc} \cdot PCI - C_{pc} \cdot (T_3 - T_c)}$$

Pour la température de combustible : $T_c = 75 \text{ °C} = 348,15 \text{ K} \Rightarrow C_{pc} = 1800 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$;

Pour la température moyenne : $T_m = \frac{1223,15 + 705,58}{2} = 964,365 \text{ K} \Rightarrow C_{pa} = 1144 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$;

Pour la température a la sortie de la chambre de combustion : $T_3 = 1223,15 \text{ K}$;

Pour la température a la sortie de l'échangeur de chaleur coté tubes : $T_{fs} = T_6 = 705,58 \text{ K}$;

Nous avons :

$$\Rightarrow q_{cn1} = \frac{(1 - 0,05 - 0,01) \cdot 1144 \cdot (1223,15 - 705,58)}{(0,97 \cdot 43245,61 \cdot 10^3) - 1800 \cdot (1223,15 - 348,15)}$$

$$\Rightarrow q_{cn1} = 0,0137$$

Ainsi le nouveau débit massique de combustible sera:

$$q_{cn1} = \frac{G_{cn1}}{G_a} \quad (\text{V-47})$$

$$\Rightarrow G_{cn1} = q_{cn} \cdot G_a$$

$$\Rightarrow G_{cn1} = 0,0137 \cdot 142,60$$

$$\Rightarrow \boxed{G_{cn1} = 1,95 \text{ kg} \cdot \text{sec}^{-1}}$$

VII – 2 – A – 3 - Calcul de nouveau rendement thermique de l'installation (η_{thr1}):

$$\eta_{thr1} = W_{eff} / Q_{cc} = \frac{W_{TBPr} \cdot G_g}{PCI \cdot G_{cn}} \quad (\text{V-48})$$

$$\Rightarrow \eta_{thr1} = \frac{207170 \cdot 131,62}{43245,61 \cdot 1000 \cdot 1,95}$$

$$\Rightarrow \boxed{\eta_{thr1} = 32,33\%}$$

VII – 2 – A – 4 - Calcul de gain de la récupération (G_{r1}):

Nous avons le gain de débit récupéré:

$$G_{r1} = G_c - G_{cn1} \quad (\text{V-49})$$

Avec :

$G_c = 2,28 \text{ kg} \cdot \text{sec}^{-1}$: le débit massique du combustible avant l'installation de l'échangeur de chaleur.

$$\Rightarrow \boxed{G_{r1} = 0,33 \text{ kg} \cdot \text{sec}^{-1}}$$

Or dans ce cas ou la récupération des gaz d'échappement est totale et pour une année de fonctionnement nous aurons:

-La masse totale de combustible (m_{an1}) gagnée suivante:

$$m_{an1} = G_{r1} \cdot 31536000 = 0,33 \cdot 31536000 = 10406880 \text{ kg}$$

-pour un prix de combustible estimé a 10 DA / kg le gain économique (G_{ec1}) suivant :

$$G_{ec1} = m_{an1} \cdot 10 = 104068800 \text{ DA}$$

VII – 2 – B - Echangeur installé pour une seule chambre (récupération partielle) :**VII – 2 – B – 1 - La quantité de chaleur récupérée (Q_{R2}) :**

De même Nous avons pour ce cas ou la récupération est pour une seule chambre de combustion :

$$Q_{R2} = \Phi_n = 1717,57 \text{ kW}$$

VII – 2 – B – 2 - Calcul de nouveau débit massique du combustible (G_{cn2}):

De même que précédemment pour la chambre concernée nous avons :

$$q_{cn2} = 0,0137$$

Ainsi le nouveau débit massique de combustible sera:

$$q_{cn2} = \frac{G_{cn2}}{G_{an}}$$

$$\Rightarrow G_{cn2} = q_{cn2} \cdot G_{an}$$

$$\Rightarrow G_{cn2} = 0,0137 \cdot 11,88$$

$$\Rightarrow G_{cn2} = 0,162 \text{ kg} \cdot \text{sec}^{-1}$$

VII – 2 – B – 3 - Calcul de débit massique des gaz brulés sortants de cette chambre (G_{gn2}) :

Nous avons le nouveau débit massique relatif des gaz brulés (q_{gn3}) dans cette chambre est :

$$q_{gn2} = 1 - q_r - q_f - q_{cn2} = 0,9263$$

Ainsi le débit massique des gaz brulés sortants de cette chambre sera :

$$q_{gn2} = \frac{G_{gn2}}{G_{an}} \tag{V-50}$$

$$\Rightarrow G_{gn2} = q_{gn2} \cdot G_{an}$$

$$\Rightarrow G_{gn2} = 0,9263 \cdot 11,88$$

$$\Rightarrow G_{gn2} = 11 \text{ kg} \cdot \text{sec}^{-1}$$

VII – 2 – B – 4 - Calcul de nouveau rendement thermique de l'installation (η_{thr2}):

Dans le cas d'un échangeur installé pour une seule chambre de combustion, le rendement thermique de toute l'installation sera :

$$\eta_{thr2} = \frac{1}{12} \cdot \left[11 \cdot \frac{W_{TBPr} \cdot (G_g - G_{gn})}{PCI \cdot q_c \cdot (G_a - G_{an})} + 1 \cdot \frac{W_{TBPr} \cdot G_{gn}}{PCI \cdot G_{crn}} \right] \quad (V-51)$$

$$\Rightarrow \eta_{thr2} = \frac{1}{12} (11 \cdot \eta_{th} + 1 \cdot \eta_{thr1}) \quad (V-52)$$

Avec:

η_{th} : rendement thermique de l'ITG avant l'installation d'échangeur de chaleur.

η_{thr1} : rendement thermique de l'ITG après l'installation d'échangeur de chaleur pour toute les chambres de combustion (récupération totale).

$$\Rightarrow \eta_{thr2} = \frac{1}{12} \cdot [11 \cdot 0,2725 + 1 \cdot 0,3233]$$

$$\eta_{thr2} = 27,67\%$$

VII – 2 – B – 5 - Calcul de gain de la récupération (G_{r2}):

Nous avons le gain de débit récupéré :

$$G_{r2} = \frac{G_c}{12} - G_{cn2} = \frac{2,28}{12} - 0,162 \quad (V-53)$$

Avec :

$\frac{G_c}{12}$: Le débit massique de combustible dans une seule chambre avant l'installation de

l'échangeur.

$$\Rightarrow G_{r2} = 0,0281 \text{ kg} \cdot \text{sec}^{-1}$$

Or dans ce cas ou la récupération des gaz d'échappement est partielle et pour une année de fonctionnement nous aurons:

-La masse totale de combustible (m_{an2}) gagnée suivante:

$$m_{an2} = G_{r2} \cdot 31536000 = 867240 \text{ kg.}$$

$$\Rightarrow m_{an2} = m_{an1} / 12 = 867240 \text{ kg.}$$

-pour un prix de combustible estimé a 10 DA / kg le gain économique (G_{ec2}) suivant :

$$G_{ec2} = m_{an2} \times 10 = 8672400 \text{ DA.}$$

Conclusion

Après l'installation d'échangeur une importante quantité de chaleur est récupérée dans les gaz d'échappements.

En réchauffant l'air sortant du compresseur, la quantité de chaleur dépensée dans la chambre de combustion sera diminuée. Cela engendre une amélioration du rendement de l'installation.

Ainsi, le tableau suivant nous donne les résultats obtenus pour les différents cas ou les gaz d'échappement sont totalement et partiellement récupérés :

	Chaleur récupérée (kW)	Débit du combustible (kg .sec ⁻¹)	Gain de débit (kg .sec ⁻¹)	Rendement de l'ITG (%)	Masse récupéré du combustible pour 1 année (kg)	Gain économique du combustible pour 1 année (prix estimé : 10DA / kg) (DA)
Récupération totale	20616,4	1,95	0,33	32,33	10406880	104068800
Récupération partielle	1717,57	0,162	0,028	27,67	867240	8672400

CONCLUSION GENERALE

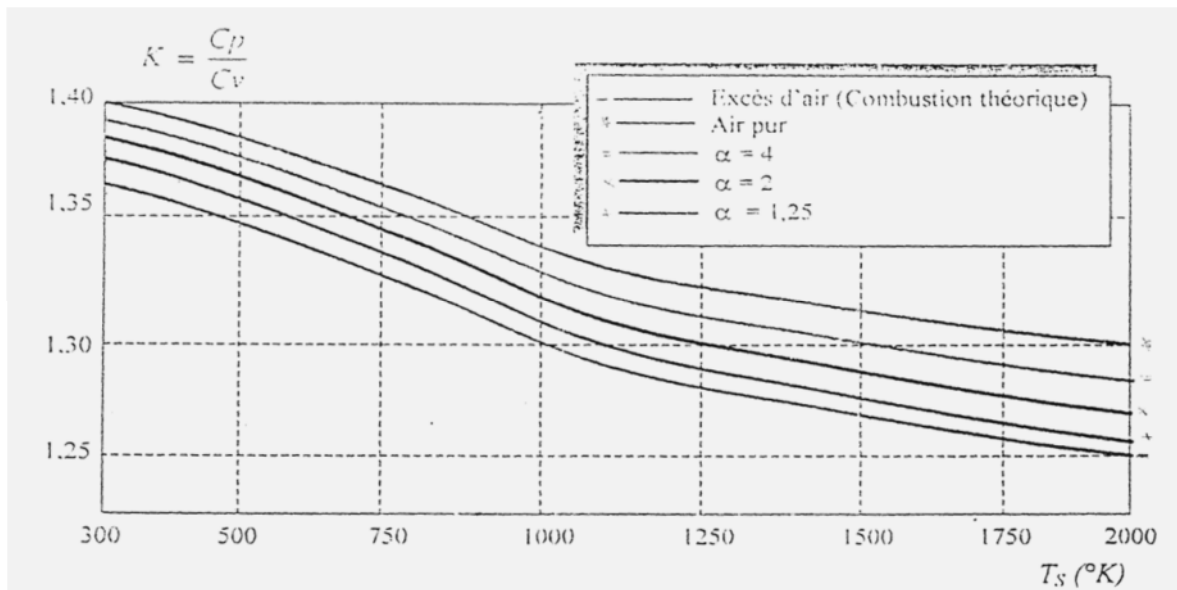
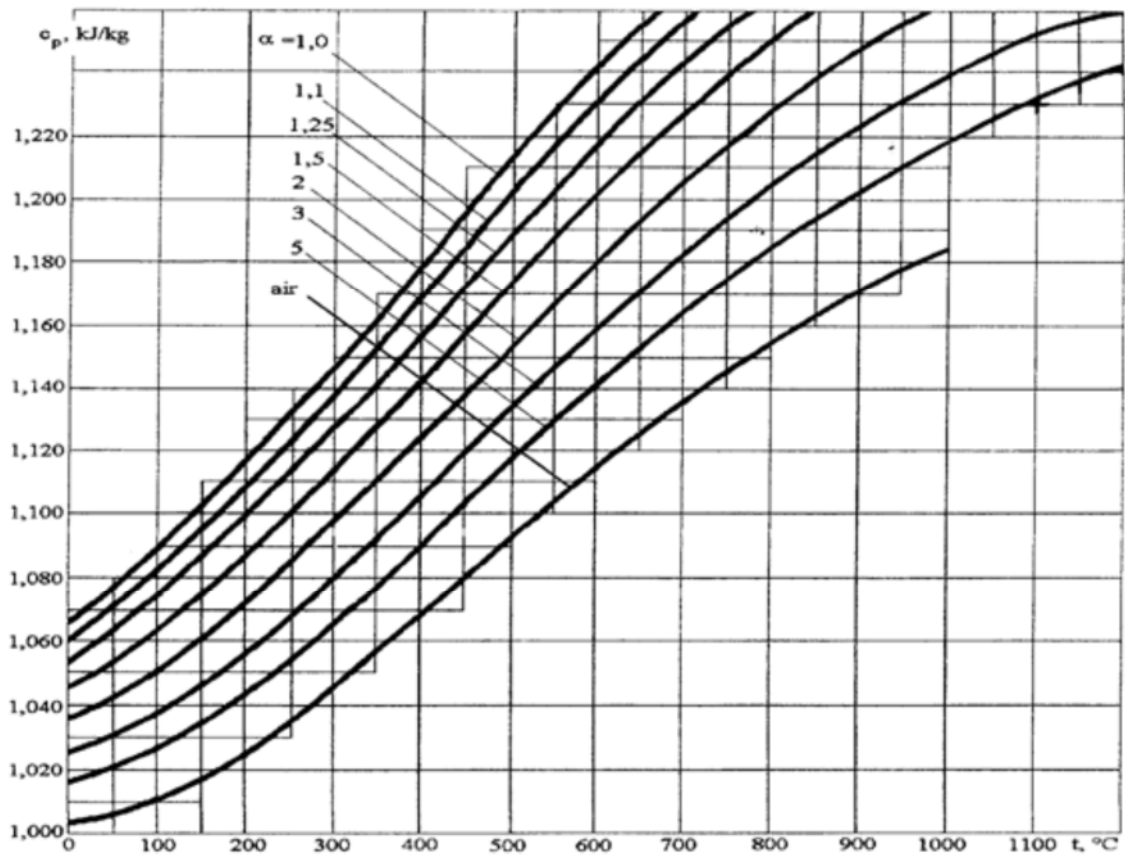
Ce mémoire nous a permis d'apprécier la nécessité d'utilisation des turbines à gaz dans le domaine pétrolier et l'importance de l'utilisation des échangeurs de chaleur.

Les performances des turbines à gaz sont influencées par les caractéristiques de l'air ambiant.

Les gaz d'échappements sont accompagnés d'une grande quantité de chaleur, d'où vient l'idée de la récupération de cette énergie perdue.

Les calculs thermiques d'un échangeur de chaleur tubulaire à calandres basés sur la méthode de KERN ont montré que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné et bien réalisé permet une augmentation de rendement de l'ITG donc un gain d'énergie considérable.

En fin cette étude nous a permis d'approfondir et de consolider nos connaissances sur les turbines à gaz et sur les échangeurs de chaleur.



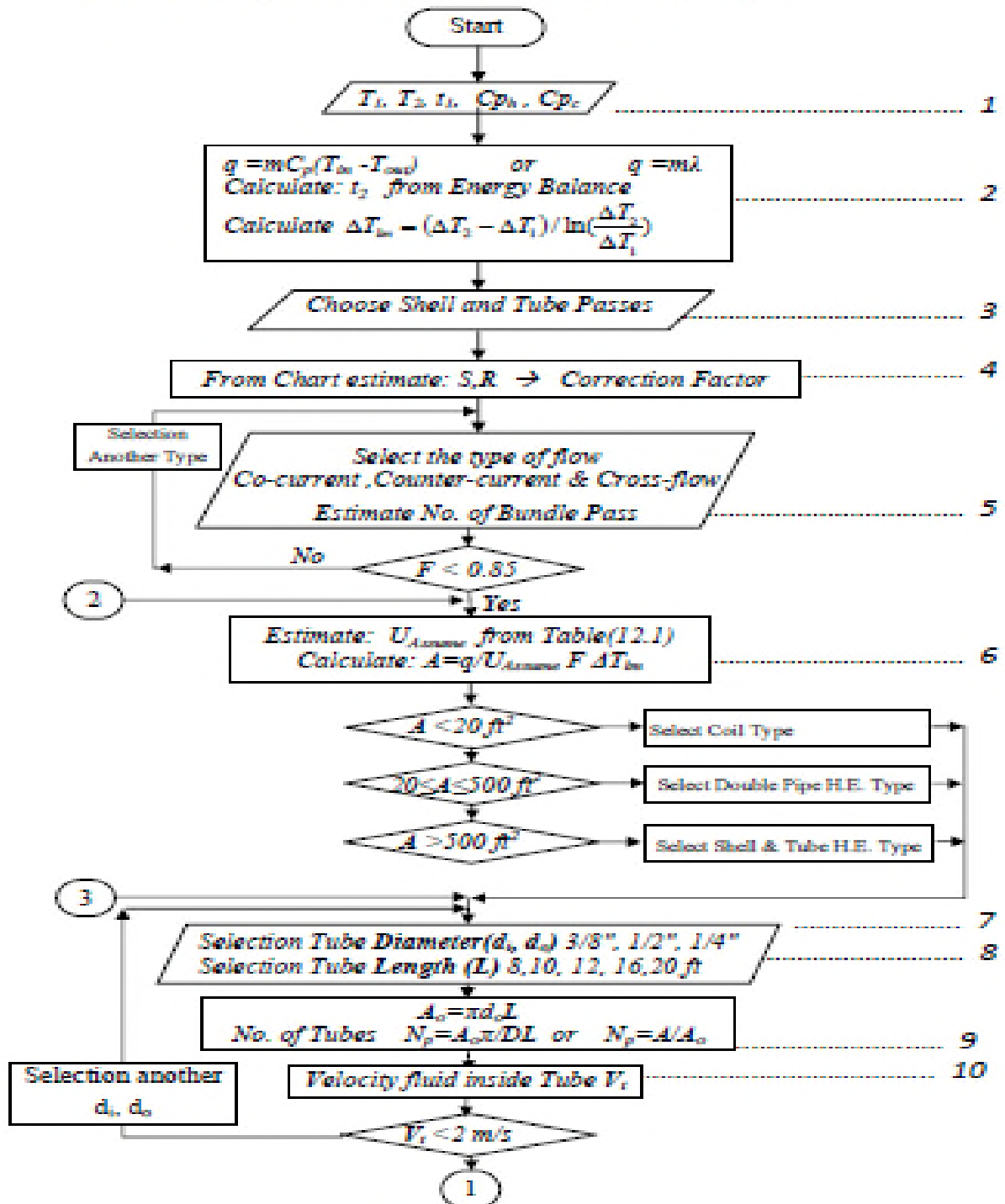
Annexe(1): Propriétés communes du gaz

Propriétés communes pour l'air sont indiquées au tableau ci-dessous

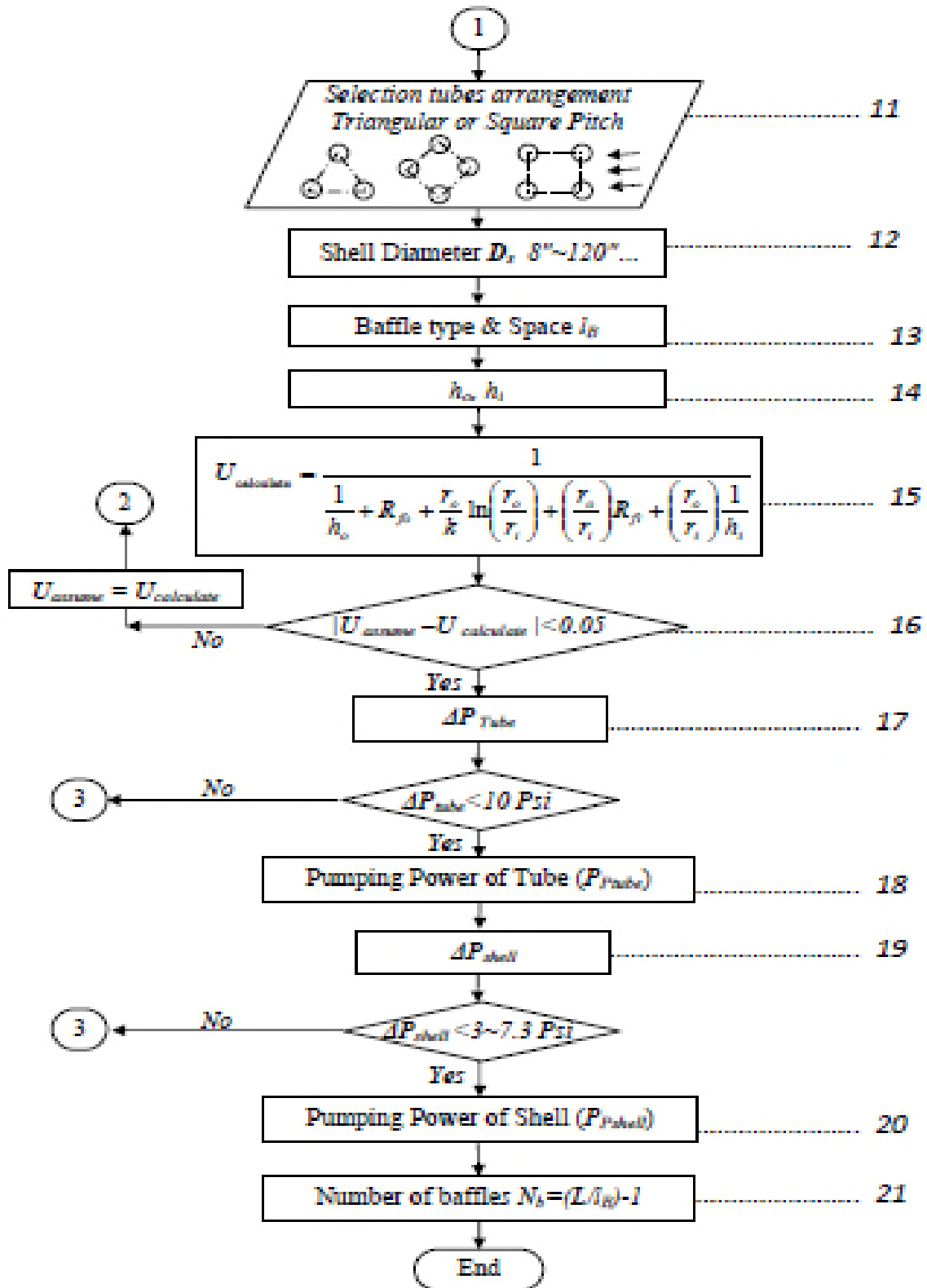
<u>Temperature</u> - <i>t</i> - (°C)	<u>Density</u> - <i>ρ</i> - (kg/m ³)	Specific heat capacity - <i>c_p</i> - (kJ/kg.K)	Thermal conductivity - <i>l</i> - (W/m.K)	<u>Kinematic viscosity</u> - <i>v</i> - $\times 10^{-6}$ (m ² /s)	Expansion coefficient - <i>b</i> - $\times 10^{-3}$ (1/K)	Prandtl's number - <i>P_r</i> -
-150	2.793	1.026	0.0116	3.08	8.21	0.76
-100	1.980	1.009	0.0160	5.95	5.82	0.74
-50	1.534	1.005	0.0204	9.55	4.51	0.725
0	1.293	1.005	0.0243	13.30	3.67	0.715
20	1.205	1.005	0.0257	15.11	3.43	0.713
40	1.127	1.005	0.0271	16.97	3.20	0.711
60	1.067	1.009	0.0285	18.90	3.00	0.709
80	1.000	1.009	0.0299	20.94	2.83	0.708
100	0.946	1.009	0.0314	23.06	2.68	0.703
120	0.898	1.013	0.0328	25.23	2.55	0.70
140	0.854	1.013	0.0343	27.55	2.43	0.695
160	0.815	1.017	0.0358	29.85	2.32	0.69
180	0.779	1.022	0.0372	32.29	2.21	0.69
200	0.746	1.026	0.0386	34.63	2.11	0.685
250	0.675	1.034	0.0421	41.17	1.91	0.68
300	0.616	1.047	0.0454	47.85	1.75	0.68
350	0.566	1.055	0.0485	55.05	1.61	0.68
400	0.524	1.068	0.0515	62.53	1.49	0.68

Annexe(2) : propriétés communes de l'air

9. HEAT EXCHANGER DESIGN BY KERN METHOD



Annexe (3): méthode de KERN pour le calcul thermique d'un échangeur de chaleur (a)



Annexe (4): méthode de KERN pour le calcul thermique d'un échangeur de chaleur (b)

Bibliographie

- [1] "*Manuel de formation pour la conduite et l'entretien de la turbine a gaz MS 5002B*".
- Nuovo Pignone –GE - (1987).
- [2] "*Manuel de formation pour la conduite et l'entretien de la turbine a gaz MS 5002C*".
- Nuovo Pignone –GE - (1999).
- [3] "*Thermodynamique de l'ingénieur*".
- Mathew Boulton - (1976).
- [4] "*Thermodynamique globale et applications*".
-R.KLING - (1980).
- [5] "*Evolution de la conductivité thermique de composite PCM /graphite en fonction de la température*"
-Sandrine PANCEMIN -
Centre scientifique des techniques du bâtiment (CSTB).
- [6] "*Etude du système de commande de lancement et de système de commande de vitesse de la turbine a gaz MS5002C*",
-B.MEHANI, Y.BELAID-
Mémoire master, université KASDI MERBAH OUARGLA, (2011).
- [7] "*Fundamentals and design of heat exchange*"
-Dr Amjed Ahmed Ali-
Fondation of Technical Education, College of Technical Education, BASRAH
- [8] "*Technologies et principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur*".
-Jean Castaing Lasvignottes- (2002).
- [9] "*Transferts thermiques*"
-Yves JANNOT- (2002).
- [10] "*Transferts thermiques*"
-Yves JANNOT- (2012).
- [11] "*Echangeurs de chaleur: tubulaires, a blocs, a plaques*".
- Compagnie Mercen-
- [12]"*transmission de la chaleur* ", données numériques.
- [13]"*Echangeurs de chaleur (dimensionnement thermique)*".
-Andres BONTEMPS- Techniques d'ingénieur (B2 342).
-Pierre MERCIER-
- [14]"*Echangeurs de chaleur (problèmes de fonctionnement)*".
- Andres BONTEMPS - Techniques d'ingénieur (B2 344).
-Pierre MERCIER-
- [15]"*Process heat transfert*".
- D.Q. KERN- International student edition (1983).
-

Résumé

Nous présentons dans ce papier, une méthode de dimensionnement thermique d'un échangeur de chaleur tubulaire et à calandre conçu pour une installation de la turbine à gaz Ms5002c dans le but de récupérer une partie de l'énergie perdue dans l'atmosphère, Nous avons choisit la méthode de kern qui est basée sur la méthode de l'écart moyen des températures logarithmiques (méthode ΔTLM) pour la conception de l'échangeur.

Pour une puissance récupérée que nous avons calculée en estimant l'efficacité du système a 0.7, un nombre optimal des dimensions de l'ensemble de la géométrie de l'échangeur a été calculé. Ainsi, à partir d'un calcul thermodynamique le rendement de la turbine est amélioré de 27.25% a 32.33 % avec un gain du débit de combustible de 0.33 kg/sec et un gain économique de 104068800 DA pour une récupération de douze chambres de combustion et une amélioration du rendement de 27.25% a 27.67% avec un gain du débit de combustible de 0.028 kg/sec et un gain économique de 8672400 DA pour une récupération d'une seule chambre de combustion.

L'étude a été faite pour une installation qui se trouve au champ de brut Rhoude al Baguel (SONATRACH) qui se situe a 90 Km au sud est de Hassi Massoud.

Abstract - *We present in this paper, a dimensioning method thermal of a tubular exchanger of heat and with grill conceived for an installation of the gas turbine Ms5002c with an aim of recovering part of the energy lost in the atmosphere,*

We have chooses the method of kern which is based on the method of the average deviation of the temperatures logarithmic curves (method ΔTLM) for the design of the exchanger.

For a recovered power that we calculated while estimating the system effectiveness has 0.7, an optimal number of dimensions of the whole of the geometry of the exchanger was calculated. Thus, starting from a thermodynamic calculation the output of turbinate is improved of 27.25% A 32.33 % with a profit of the fuel flow of 0.33 kg/sec and an economic profit of 104068800 DA for a recovery of twelve combustion chambers and an improvement of the output of 27.25% A 27.67% with a profit of the fuel flow of 0.028 kg/sec and an economic profit of 8672400 DA for a recovery of only one combustion chamber.

The study was made for an installation which is with the field of rough Rhoude Al Baguel (SONATRACH) which is located has 90 km in the south east of Hassi Massoud.