



UNIVERSITÉ MOHAMED BOUDIAF DE M'SILA
FACULTE DES SCIENCES ET SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de magister

Spécialité : Génie Mécanique

OPTION : Energétique

par :

BENDJAIMA Belkacem

Sujet

**CONTRIBUTION A L'AMELIORATION DES PERFORMANCES
D'UNE TURBINE A GAZ PAR L'ETUDE DE LA
THERMODYNAMIQUE DES TRANSFORMATIONS ET DE
L'ECOULEMENT MERIDIEN**

Soutenu publiquement le :devant le jury composé de :

| | | | |
|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-------------------|
| Dr Younes BENARIOUA | Maître de Conférence | Université de M'sila | Président |
| Dr Amar TAIBI | M.A.C.C | Université de M'sila | Rapporteur |
| Dr Hocine BELOUADAH | Maître de Conférence | Université de M'sila | Examineur |
| Dr NGUYEN VAN THONG | Maître de Conférence | Université de M'sila | Examineur |
| Dr Chaouki FARSI | M.A.C.C | Université de M'sila | Examineur |

Résumé

Dans le présent mémoire , nous avons fait une étude qui consiste à présenter deux procédés qui permettent de contribuer à l'amélioration des performances d'une turbine a gaz, les étapes suivies étaient comme suit :

- une étude théorique de la turbine a gaz d'une façon générale
- une description de la turbine a gaz , objet de cette étude (il s'agit de la turbine a gaz série 5000 de GENERAL ELECTRIC °
- calcul de la consommation spécifique de cette machine à partir des essais de réception et puis le calcul des rendements global et partiel des différents tranches de la machine en question,
- élaboration du premier procédé d'amélioration du rendement, (procédé thermodynamique)
- élaboration du deuxième procédé qui consiste a la modélisation de l'écoulement méridien dans cette machine

ملخص

في هذه المذكرة تطرقنا إلى دراسة متمثلة في عرض طريقتين للمساهمة في تحسين مؤهلات عنفة غازية ومنه محاور هذه الدراسة كانت كمايلي :

- دراسة نظرية للعنفة الغازية بصفة عامة .
- وصف للعنفة الغازية موضوع هذه الدراسة (عنفة غازية من نوع 5000 GENERAL ELECTRIC)
- حساب الاستهلاك النوعي لهذه الماكينة عن طريق تجارب هذه الماكينة و منه حساب المردود العام ومردود الأجزاء المكونة لنفس الماكينة .
- عرض الطريقة الأولى في تحسين المردود (الطريقة الترموديناميكية)
- عرض الطريقة الثانية و المتمثلة في دراسة سريان الغازات في هذه الماكينة .

Abstract

In this paper we have study two process that contribute to the amelioration of gas turbine performance by the effect the stapes of this study are presented as fellow :

- theoretical study of gas turbine in general
- a description of gas turbine Seri 5000 GENERAL ELECTRIC-
- calculation of the specific consumption of this machine from reception experiments and calculation of general and partial efficiency
- presentation of the first process of amelioration of efficiency (thermodynamic process)
- presentation of the second process that consist for modulation of the meridian flow through the machine

R e m e r c i e m e n t

Ce travail n'est certainement pas le fruit de mes propres efforts uniquement. Il appartient donc de remercier tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin à le réaliser.

je tiens à exprimer à mon promoteur , Monsieur TAIBI, ma vive gratitude pour m'avoir permis d'entreprendre cette étude et pour l'intérêt avec lequel il a suivi ces travaux. Ses conseils pertinents qu'il m'a prodigués, les discussions utiles que nous avons eu et son aide constante tout au long de cette étude, m'ont permis de mener à bien ce travail.

je suis extrêmement sensible à l'honneur que me fait Monsieur Younes BENARIOUA, Maître de Conférence à l'Université de M'sila, d'avoir accepté de présider le jury.

je remercie très vivement Messieurs :

- NUGYEN VAN THONG, Maître de Conférence à l'Université de M'sila,
- Hocine BELAOUADAH, Maître de Conférence à l'Université de M'sila,
- Chaouki FARSI , Maître Assistant Chargé de cours à l'Université de M'sila,

pour l'honneur qu'ils m'ont fait d'avoir examiner mon travail et de faire partie du jury.

Mes remerciement s'adressent également à Monsieur BOUDRAA Djamel pour l'aide précieuse qu'il m' a prodiguée tout au long du travail.. .

Il m'est agréable aussi de remercier le personnel de la centrale électrique de Draâ El Hadja de M'sila de leur contribution à réaliser ce mémoire.

S O M M A I R E

| | |
|------------------------------------------------------------------------------|----|
| INTRODUCTION: | 01 |
| CHAPITRE II - ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE. | 05 |
| CHAPITRE III ETUDE THEORIQUE DE LA TURBINE A GAZ | 10 |
| III-1-TURBINE A GAZ A UN ETAGE ;SANS RECUPERATION A CIRCUIT | |
| OUVERT OU TURBINE A GAZ SIMPLE : | 10 |
| III-1-1-Généralités : | 10 |
| III-1-2 -Cycle théorique a compression et détente adiabatique: | 11 |
| III-1-3-Cycle réel de la turbine à gaz sans récupération: | 14 |
| III-1-4-Cycle avec pertes en cours de compression et de détente | 15 |
| III-2- DISPOSITIONS PERMETTANT D'AMELIORER LES PERFORMANCES | |
| DE LA TURBINE A COMBUSTION A PRESSION CONSTANTE :..... | 17 |
| III-2-1-Dispositions thermodynamiques pour l'amélioration du rendement | 18 |
| III-2-1-1- Cycle théorique avec récupération des calories | |
| d'échappement | 18 |
| III-2-1-2- Cycle réel avec récupération des calories d'échappement : | 19 |
| III-2-1-3- Réfrigération en cours de compression: | 22 |
| III-2-1-4-Réchauffage en cours de détente: | 24 |
| III-2-1-5 Cycles réels :..... | 26 |
| III-3 CONCLUSION | 28 |
| CHAPITRE IV : DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ TYPE 5000 (G.E) | 30 |
| IV.1 INTRODUCTION: | 30 |
| IV-2 DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ TYPE 5000 : | 30 |
| IV-2-1-Construction : | 30 |
| IV -2-2- Description sommaire : | 33 |
| IV-2-3 Démarrage de la machine : | 33 |
| IV-2-4 Commande et protection : | 33 |
| IV-3 CONCLUSION | 37 |

| | | |
|----------------------|---------------------------------------------------------------|-----------|
| CHAPITRE V | ESSAI DE CONSOMMATION SPECIFIQUE | 38 |
| V-1 | PREAMBLE | 38 |
| V-2 | MESURES EFFECTUEES | 38 |
| V-3 | METHODE DE MESURE : | 39 |
| V-4 | CALCUL DU DEBIT MASSIQUE : | 40 |
| V-4-1 | Mesure du débit d'un fluide par orifice calibré : | 40 |
| V-5 | CALCUL DE PUISSANCE ELECTRIQUE HORAIRE | 46 |
| V-6 | CALCUL DE CONSOMMATION SPECIFIQUE : | 46 |
| V7 | CONCLUSION : | 50 |
| CHAPITRE VI | CALCUL DES RENDEMENTS PARTIELS | 52 |
| VI-1 | DESCRIPTION DU CYCLE ENTHALPIQUE H-S | 52 |
| VI-2 | CALCUL THEORIQUE | 53 |
| VI-3 | DETERMINATION DES RENDEMENTS PARTIELS : | 55 |
| VI-4 | CONCLUSION : | 57 |
| CHAPITRE VII | MODELISATION RETENUE POUR L'ECOULEMENT | 59 |
| VII-1 | Etude de l'écoulement méridien dans les turbomachines axiales | 59 |
| VII-1-1 | Equations de base | 59 |
| VII-1-2 | Forces d'aubage dans le cas d'un nombre infini d'aubages. | 63 |
| VII-1-3 | calcul aube à aube simplifié : | 67 |
| VII-2 | Résolution de l'équation | 71 |
| VII-2-1 | équations simplifiées | 71 |
| VII-2-2 | résolution de l'équation | 72 |
| VII-2-3 | Application : | 75 |
| VII-2-4 | interprétation et discussion : | 78 |
| VII-3 | CONCLUSION | 78 |
| CHAPITRE VIII | AMELIORATION DES PERFORMANCES | 80 |
| VIII -1 | INTRODUCTION : | 80 |
| VIII-2 | RESULTATS ET DISCUSIONS | 80 |

| | |
|-------------------------------------------------------|-----------|
| VIII-3- LES SYSTEMES D'AMELIORATION : | 84 |
| VIII-3-1 LE REFROIDISSEUR EVAPORATIF : | 84 |
| V III-3-1-1 Principe : | 84 |
| VIII-3-1-2 - Principaux avantages | 85 |
| VIII-3-1-3-Calcul du refroidisseur évaporatif: | 85 |
| VIII-3-2- REFROIDISSEUR A ABSORPTION : | 87 |
| VIII-3-2-1 Principe..... | 87 |
| VIII-3-2-2- Principaux avantages : | 88 |
| VIII-3-2-2 CALCUL DU REFROISSEUR A ABSORPTION: | 90 |
| | |
| VIII -4 EXEMPLES D'APPLICATION : | 92 |
| VIII-5 CONCLUSION : | 93 |
| | |
| CONCLUSION GENERALE | 94 |
| | |
| ANNEXES | 95 |

SYMBOLES

| Symboles | Grandeur désignée | Dimensions** |
|------------|---------------------------------------------------------------------------|---------------|
| α | Coefficient de débit | Nombre pur |
| b | Rapport des diamètres =d/D | Nombre pur |
| e | Coefficient de détente | Nombre pur |
| g | Exposant isentropique | Nombre pur |
| <i>Red</i> | Nombre de Reynolds de la tuyauterie amont apporté a D | Nombre pur |
| <i>Pr.</i> | Pression relative | Nombre pur |
| d | Diamètre du diaphragme dans les conditions d'emploi | L |
| D | Diamètre de la tuyauterie de mesure en amont dans les conditions d'emploi | L |
| h | Pression différentielle | -1 -2 ML T |
| m | Viscosité dynamique du fluide | -1 -1 ML T |
| n | Viscosité cinématique du fluide | 2 -1 L T |
| p | Pression statique absolue du fluide | -1 -2 ML T |
| Q | Débit masse | -1 M T |
| Q_v | Débit volume | 3 -1 L T |
| r | Masse volumique du fluide | -3 M L |
| T | Température du fluide | θ |
| Ri | Rayon (moyeu , carter) | L |
| z | Composante axiale | L |

** M= masse - L= longueur - T = temps

La thermodynamique a connu de grandes applications en industrie dont elle a permis de réaliser un support matériel permettant de transformation d'énergie calorifique en énergie mécanique.

Ce support est une suite de machines dans lesquelles circule un fluide (liquide ou gaz), les propriétés physiques de ce fluide d'une façon générale et particulièrement l'élasticité des gaz (vapeurs) permettent cette transformation d'énergie.

L'une de ces machines est la turbine. C'est au sein de laquelle que la transformation d'énergie thermique (calorifique) en énergie mécanique (rotation) s'effectue.

Le principe de cette machine est d'avoir une détente du fluide permettant d'obtenir la fonction de transformation d'énergie.

En industrie on distingue les principales turbines dont le fluide correspondant de fonctionnement est :

La turbine à vapeur : le fluide thermodynamique est l'eau (liquide et vapeur) du circuit principal eau-vapeur.

La turbine à gaz : le fluide thermodynamique est le mélange air gaz dans la chambre de combustion.

La turbine hydraulique : le fluide thermodynamique est l'eau.

On trouve ces machines dans les centrales thermiques de production d'électricité où l'énergie calorifique est produite :

- dans le foyer d'un générateur de vapeur de centrale classique
- ou dans le réacteur d'une centrale nucléaire
- ou dans la chambre de combustion d'un groupe à turbine à gaz

Vu les avantages d'une turbine à gaz :

- exploitation et entretien simple
- mise en état de service très rapide (cas de centrales de pointe)
- coût d'investissement réduit

et en tenant compte ses inconvénients considérables :

- son rendement faible.
- les pertes des quantités de chaleurs (turbine à circuit ouvert)

Nous allons mener une étude qui regroupe deux procédés qui entrent dans le cadre d'amélioration de la conception de la machine d'une part et de l'amélioration des paramètres de performance en agissant sur les paramètres thermodynamiques d'autre part.

La première phase de ce travail est la contribution à la conception de cette turbomachine en élaborant une modélisation de son écoulement en décomposant l'écoulement 3D en deux écoulements bidimensionnels l'un aube à aube et l'autre méridien.

Pour cela notre étude concerne l'écoulement méridien où on développera les équations du modèle méridien. On présentera un modèle simplifié pour le calcul aube à aube qui permettra, partant de l'hypothèse d'un nombre infini d'aubage, de lier la géométrie des pales de la machine avec calcul des vitesses azimutales nécessaires pour le calcul de l'écoulement interne dans la machine. Après simplification que l'on peut apporter aux équations plus générales que nous avons développées pour le cas des machines axiales, on entamera la résolution de l'équation qui régit l'écoulement relatif à notre type de machine et puis analyse et interprétation des résultats.

La deuxième étape de ce projet est d'abord une étude sur l'amélioration des paramètres de performance de cette machine ; en utilisant les systèmes de refroidissement de l'air de combustion .

Il s'agit des deux systèmes :

- le refroidisseur évaporatif.
- le refroidisseur a absorption

Le type de machine (référence de notre présente étude) est la turbine a gaz Frame 5000 à un seule arbre en cycle simple , destinée à l'entraînement d'un alternateur .

Parmi les précurseurs de la turbine a gaz moderne ,en premier lieu ,les inventeurs de moteurs thermique fonctionnant avec un gaz permanent (avec de l'air chaud) , bien que ces moteurs aient été conçu d'après le principe des machines a vapeurs a piston . ces inventions ont , en effet , permit de déterminer les différentes transformations qui doivent être subies par un gaz permanent servant de fluide moteur , transformation dont l'ensemble forme le cycle thermodynamique de la turbine a gaz. .[2]

Le premier brevet relatif a une turbine gaz fut décerné en 1791 , en Angleterre ,a John Barber . l 'objet de ce brevet est une installation comportant un générateur de gaz muni d'un réservoir intermédiaire , des compresseurs a piston , une chambre de combustion et une turbine alimentée par un mélange gazeux sortant de cette chambre .Les compresseurs sont entraînées par un mécanisme a balancier. .[2]

Le brevet de Mennons (1861) décrit une turbine a gaz dont la conception se rapproche des turbines a gaz modernes a circuit ouvert .cette turbine est munis d'un compresseur centrifuge a un étage une turbine radiale a un étage , un récupérateur de chaleur et d'une chambre de combustion fonctionnant avec des combustibles solides. C'est le brevet de Parsons (1884) qui prévoit pour la première fois , l'emploi d'un compresseur et d'une turbine comportant chacun plusieurs étages. .[2]

Une étape importante dans la réalisation industrielles de la turbine a gaz a été constitué par la turbine d'Armengaud et Lamele ,construite par la société des Turbomoteurs a Paris (1905) qui permet pour la première fois l'entraînement de son compresseur a la vitesse normale.[2]

Ce sont précisément les difficultés dues au mauvais rendement des compresseurs qui sont a l'origine de l'idée ,dues a Holzwarth , de construire une turbine a explosion ou a volume constant , ou a fonctionnement discontinu. La première turbine conçue selon ce sens a été construite en 1908 par la société Korting de Hanovre .cette machine était munie d'un dispositif de réfrigération par circulation d'eau , une partie d'eau s'évaporait et la vapeur d'eau produite était détendus dans une turbine a vapeur qui entraînait la soufflante de balayage .D'autres turbines a explosion ont été construites par Brown , Boveri e Cie , ainsi que par la société Theyssen .Toutes les expériences ont montré en particulier , q'au lieu d'alimenter la chambre de combustion avec de l'air a la pression atmosphérique , il était préférable de soumettre cet air a une compression préalable , pouvant atteindre 3 bars , la pression d'explosion atteignant , dans ce cas , une valeur de 14 bars environ .Un autre perfectionnement , qui a été appliqué à la turbine de Holtzwarth construite par Boveri et Cie en 1933, consiste à munir la turbine de deux chambres de combustion alimentant alternativement le même secteur de tuyères d'admission, les dimensions des soupapes et tuyères sont telles que l'alimentation de la turbine est pratiquement continue.[2]

Dans le cas de la turbine à combustion, la continuité de fonctionnement est inhérente au principe même de la machine ; et cela sans qu'il soit nécessaire d'avoir recours à des artifices tels que l'emploi de deux chambres de combustion et le réglage de l'alimentation de la turbine au moyen de soupapes. De plus, seul la turbine à combustion permet, pour un régime de fonctionnement donné, d'éviter toute variation de l'état du gaz au début de la détente et, par conséquent, de réaliser cette dernière opération avec un rendement constant, donc aussi élever que possible. C'est pour toutes ces raisons que, depuis la deuxième guerre mondiale, la turbine à explosion a été abandonnée et qu'à l'heure actuelle, quelle qu'en soit l'application, la turbine à gaz est toujours conçue comme une turbine à combustion ou à pression constante, ou à fonctionnement continu. [2]

Enfin, les progrès ainsi réalisés ont abouti à la création de la turbine à combustion destinée à la production de l'énergie électrique. Cette turbine, construite par Brown, Boveri et Cie, a été présentée à l'exposition Nationale Suisse de 1939 à Zurich et, l'année suivante, elle a été installée dans un abri souterrain de Neuchâtel. Elle était alimentée par des gaz à la température de 550°C, sa puissance utile était de 4MW et son rendement était d'environ 0.17. Le chemin parcouru depuis cette époque peut être illustré par le fait qu'à l'heure actuelle, certaines turbines à gaz ont des températures d'admission de l'ordre de 1100°C, leurs puissances unitaire atteint 100MW, et leur rendement est voisin de 0.30. Toutes ces turbines à gaz fonctionnent suivant le cycle thermodynamique le plus simple. [2]

Des progrès de conceptions des turbines à gaz ont permis d'atteindre des résultats très importants dans la construction de ce type de machines dont nous citons des recherches actuelles particulières, de différents volets soit :

- **Analyse technologique et économique de la génération d'électricité et du transport de gaz pour les pays du bassin méditerranéens**
(thèse de doctorat en énergétique, soutenue le 8 juillet 1994 à l'amp par Manfred Hafner).

Le but de cette thèse est de montrer les nouvelles technologies de production d'électricité à partir du gaz naturel les plus performants et les plus fiables.

Le résultat et l'application de cette thèse est de faire le point sur les progrès technologiques importants récemment réalisés au niveau des turbines à gaz, qui aujourd'hui de construire des cycles combinés de grandes puissances dont le rendement sont bien supérieurs à 50%

- **Activité chimique des gaz de combustion au cours de la détente dans les futures turbines à gaz** (thèse de doctorat en énergétique, soutenue le 27 septembre 1996 à l'amp par Thierry Godin)

Le but de cette thèse est l'estimation de la réactivité chimique des gaz de combustion à haute température sur les performances globales des turbines à gaz aéronautiques et terrestres.

L'étude est caractérisée par la modélisation fine de la cinétique chimique couplé a un model simplifié des gaz a travers une turbine de détente .Les simulations sont presentés pour différents niveaux de températures a l'entrée de la turbine .

Les résultats de différentes simulations montrent l'impacte non négligeable tant sur le plans technologique que sur le plan environnemental.

L'application de cette étude est la contribution a l'élaboration d'outils de modélisation fine des turbines a gaz pour des applications touchant les domaine aéronautique , de production d'électricité , la propulsion marine , la co-génération.

- **Comportement et durée de vie des pièces multi perforées , Application aux aubes de turbine.**(thèse de doctorat soutenue et présentée par Jean Marc Cardona le 20 décembre 2000 a l'école nationale supérieure des mines de paris

L'objectif de cette étude est de représenter le comportement non linéaire des contraintes et des déformations sur une structure complexe avec le recours au calcul des structures par éléments finies .dans ce travail il a été étudié l'influence de la perforation sur le comportement et la durée de vie des pièces , et en application des aubes de turbine

- Combustion par voie humide et cogération : développements et perspectives** (conférence du 5 septembre 2001 , Remi Guellet de la direction de recherche –Gaz de France)

Session HPC 01 Heat powerd Cycles conférences (conservatoire nationales des arts et métier, Paris):

Le résultat de cette application est une présentation qui fait le point des développement et perspectives de la mise en œuvre de différents approches de la « combustion par voie humide », séparément ou combinées , qui offre de nouvelles possibilités notamment dans le contexte des applications de « co-génération » .

- Optimisation des performances d'unité co-générées de production d'énergie par turbine a gaz et moteurs perspectives** (conférence du 5 septembre 2001 , Serge Boudigues, Georges Descombes , Pierre Neveu et Laurent Prévond)

Session HPC 01 Heat powerd Cycles conférences (conservatoire nationales des arts et métier, Paris).

L'objet de cette présentation est l'optimisation du rendement des moteurs et machines thermiques en réduisant de manière drastique leurs sources de nuisance .

- **Modélisation en régime nominal et partiel de l'écoulement méridien dans les turbomachines axiales et hélico-centrifuges**

(thèse de doctorat en mécanique soutenue par José Ercolino en janvier 2001 a l'école nationale supérieure d'art et métier , Paris.

Ce travail entre dans le cadre une stratégie de développement d'outils d'analyse plus fine de l'écoulement interne dans les turbomachines , et consiste a développer un outil rapide et robuste notamment d'accéder a la cinématique de l'écoulement méridien dans une turbomachine existante.

Bien entendu que des recherche se font dans le domaine de conception des turbomachines ou en particulier sur les turbines a gaz qui on mener a des évolutions considérables dans les domaines scientifique et industriel , dont nous citons ,la famille des turbines de puissance réalisées par ,GENERAL ELECTRIC Comme étant le leader des fabricants actuels des turbines a gaz , placé en tête de file sur le marché mondial .Ses conceptions reposent sur des principes qui ont joué un rôle important dans les progrès des

technologies de pointe des turbines a gaz , et il continueront a guider les développements de la technologie .Ces principes comprennent une évolution progressive des conception , l'emploi de facteur d'échelle , est une mise au point poussée avant de passer a la construction commerciale .La modification des conceptions par évolution a été une grande réussite .Un autre élément des principes de conception de GENERAL ELECTRIC est une mise au point poussée .cette activité comprend l'analyse de la conception , une construction de haute qualité , des essais , et l'application de l'expérience acquise en service .

Plusieurs models de turbines a gaz sont conçues par GE ,la série MS 5000, objet de notre étude, est une des premières de ses conceptions, qui subit a l'heure actuelle des améliorations de conception en caractéristiques de fonctionnement ,d'exploitation et d'entretien .

III-1-TURBINE A GAZ A UN ETAGE ;SANS RECUPERATION A CIRCUIT OUVERT OU TURBINE A GAZ SIMPLE : [1]

III-1-1-Généralités :

Sous la forme le plus simple la turbine a combustion comprend :

- ü le compresseur
- ü la chambre de combustion
- ü la turbine a gaz

la puissance disponible est évidemment la différence entre la puissance produite par la détente dans la turbine et celle absorbée par le compresseur .

Le cycle thermodynamique peut être divisé en en trois phases , l'atmosphère se charge de la quatrième .

La première phase est une compression , la seconde correspond à l'apport de chaleur dans la chambre de combustion .Une partie de l'air comprimé est utilisée pour la combustion du combustible gazeux ou liquide , le reste permet de refroidir les parois de la chambres de combustion et mélangé aux gaz chauds ramène la température à une valeur admissible pour la turbine à gaz. La troisième par la détente des gaz chauds .

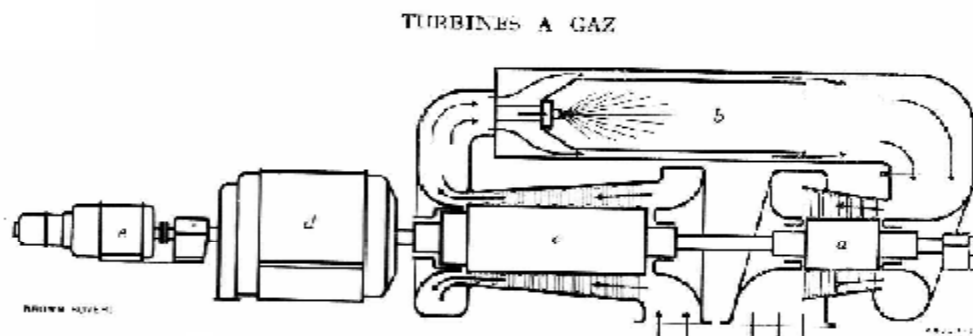


Fig. 1 : Schéma d'une turbine à gaz à une seule ligne d'arbres, sans réchauffeur d'air. (Brown-Boveri).

a, turbine à gaz.
d, génératrice.

b, chambre de combustion.
e, moteur de lancement et excitation.

c, compresseur axial.

III-1-2 -Cycle théorique a compression et détente adiabatique:

Considérons un cycle sans pertes et admettons la chaleur spécifique du fluide indépendante de la température. la figure 1 donne la représentation de cette évolution sur le diagramme entropique.**fig2**

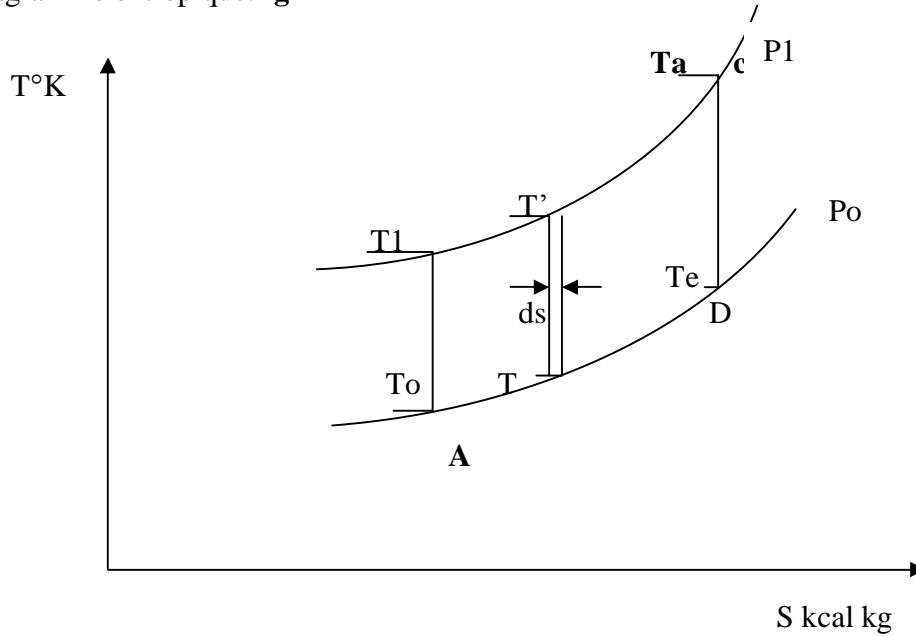


fig2 cycle théorique

Les pressions et températures absolues en début et en fin de compression sont liées par:

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{g-1}{g}} = r \quad g = \frac{C_p}{C_v} \quad (III-1)$$

γ , rapport des chaleurs spécifiques à pression (C_p) et à volume (C_v) constant

L'énergie absorbée par la compression, rapportée au kg de fluide en évolution a pour expression:

$$W_c = C_p(T_1 - T_0) = C_p \cdot T_0(r - 1)$$

les pressions et températures absolues en fin et début de détente sont liées par:

$$\frac{T_e}{T_a} = \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{g-1}{g}} = \frac{1}{r}$$

l'énergie de détente dans la turbine est :

$$W_t = C_p(T_1 - T_e) \quad \text{posons} \quad T_a = t \cdot T_0$$

$$W_t = C_p \cdot T_a \left(1 - \frac{1}{r} \right) = C_p \cdot T_0 \cdot t \cdot \frac{r-1}{r}$$

Le travail utile récupéré sur l'arbre

$$W_u = W_t - W_c = C_P \cdot T_0 \cdot \frac{r-1}{r} (t-r)$$

En rapportant ce travail a la quantité de chaleur fournie par la combustion soit:

$$C_P(T_a - T_1) = C_P \cdot T_0 (t-r)$$

on fait apparaître le rendement du cycle:

$$h_{ad,ad,0} = \frac{W_u}{C_P(T_a - T_1)} = \frac{r-1}{r} \tag{III-2}$$

ce qu'on peut voir immédiatement en remarquant qu'un cycle de largeur ds a pour rendement:

$$h = 1 - \frac{T}{T'} \quad \text{qui compte tenu de : } T' = rT$$

s'écrit :
$$h = \frac{r-1}{r} \tag{III-3}$$

Ce rendement ne dépend que du rapport de compression ,on a théoriquement avantage à augmenter r jusqu'à la valeur qui est t ou on obtient le rendement de Carnot à cette température:

$$h = \frac{t-1}{t}$$

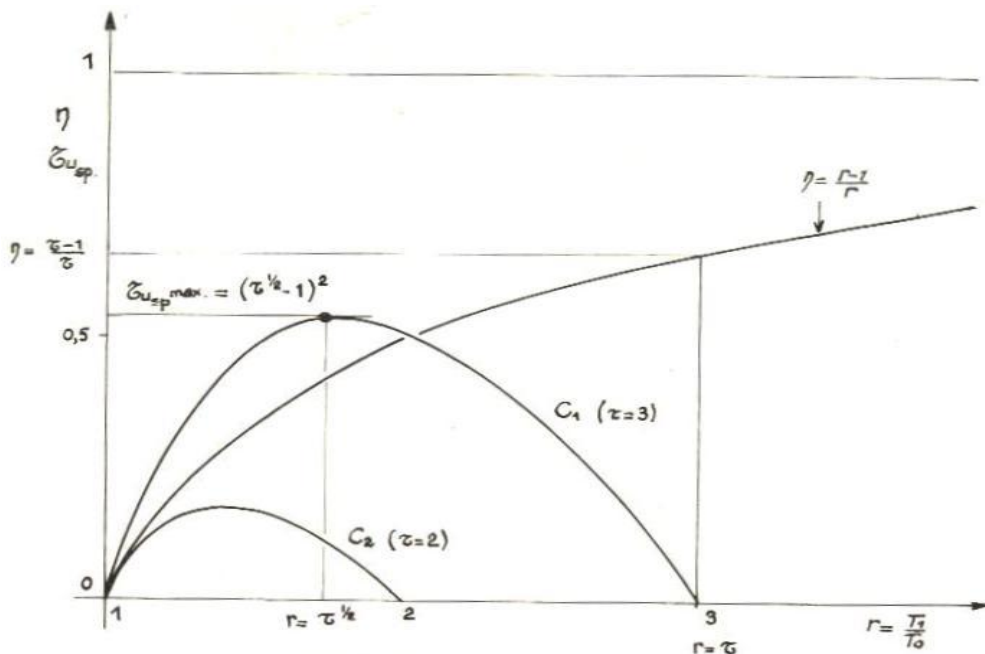


Fig.3 – rendement du cycle et travail utile spécifique d'une installation de turbine a gaz simple fonctionnant sans pertes.

C_1, C_2 courbes du travail utile spécifique pour diverses valeurs de $t = \frac{T_a}{T}$

Nota : Les indices du rendement précisent:
 ũ Le premier caractère la compression
 ũ Le seconde la détente
 ũ Le troisième l'efficacité du récupérateur
 ad: adiabatique
 is: isotherme
 o: pas de récupérateur
 1: récupérateur parfait
 e : récupérateur d'efficacité e

le travail utile spécifique

$$W_{Usp} = \frac{W_U}{C_p T_0} = \frac{r-1}{r} (t-1) \tag{III-4}$$

caractérise le dimensionnement de la machine (on peut le représenter par des courbes C1,C2,...de paramètre γ (**Fig. 3**))

$W_{Usp} = 0$ pour $r=1$ et $r=t$ dans ces deux cas le cycle dégénère (**fig.4**)

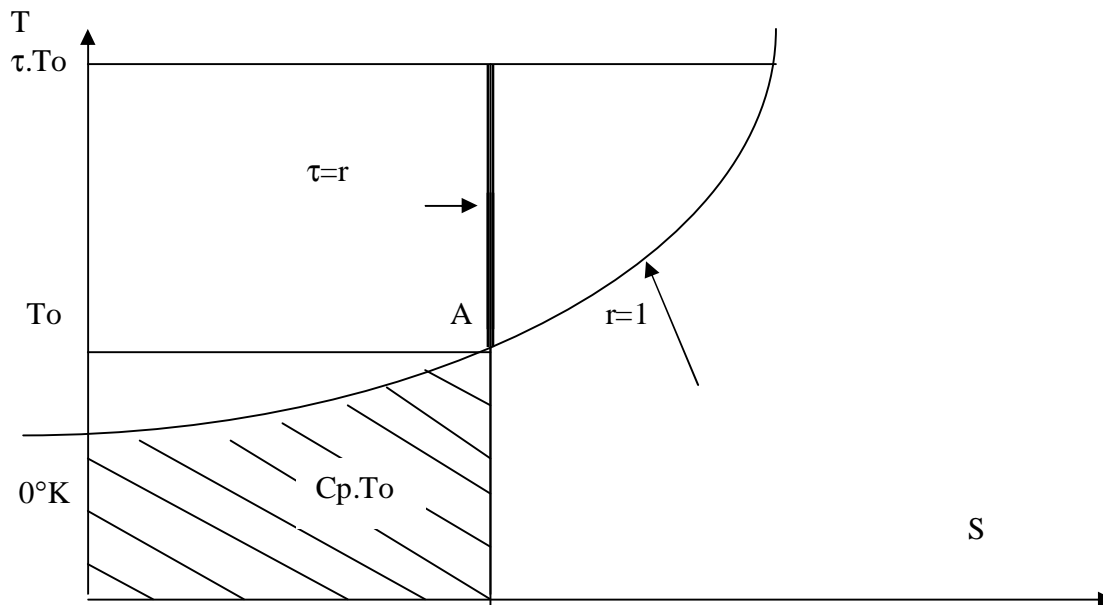


Fig.4 Cycle théorique pour $r=1$ et $r=t$

On remarque que: $W_{usp} = \text{aire du cycle} / \text{Enthalpie au point A}$

En effet l'aire du cycle a pour expression

$$C_p [T_a - T_1 - (T_e - T_0)] = C_p T_0 [t - r - \frac{t}{r} + 1] = C_p T_0 \frac{r-1}{r} (t-r) = W_u$$

Et l'enthalpie en A: $C_p T_0$

Le rapport de puissance absorbée par le compresseur à celle développée par la turbine est:

$$a = \frac{W_c}{W_t} = \frac{C_p \cdot T_0 \cdot (r-1)}{C_p \cdot T_0 \cdot t \cdot \left(\frac{r-1}{r}\right)} = \frac{r}{t}$$

En réalité C_p et g varient avec la température et r n'est pas le même pour le compresseur et la turbine, dans chaque cas particulier on doit tenir compte des valeurs de C_p et de g .

III-1-3- cycle réel de la turbine à gaz sans récupération:

Les pertes qui peuvent affecter l'installation sont les suivantes :

- pertes pendant la compression caractérisées par h_c rendement adiabatique du compresseur.
- pertes pendant la détente caractérisées par h_t rendement adiabatique de la turbine .
- pertes de charge en cours de combustion caractérisé par l'écart ΔP entre la pression de sortie du compresseur et celle d'entrée dans la turbine .
- pertes mécaniques
- pertes calorifiques par imbrûlés pendant la combustion
- pertes par rayonnement

Les plus importantes sont les deux premières qui influent directement sur la puissance récupérée, le travail utile ayant pour expression

$$W_u = W_t h_t - \frac{W_c}{h_c} \quad (\text{III-5})$$

on constate par exemple, que si $\frac{W_c}{W_t} = 0.7$ (valeur courante) il faut pour obtenir un travail utile positif, que les rendements des machines dépassent 0.83.

III-1-4/ cycle avec pertes en cours de compression et de détente :

La représentation d'un tel cycle sur le diagramme entropique est donnée sur la fig. 5. Il est aisé de remarquer que l'air du cycle réel, AB'CD est égale à l'air du cycle théorique, ABCD, diminué de l'aire ABB' qui représente l'accroissement du travail de compression due à l'échauffement du fluide par les pertes en cours de compression, augmenté de l'aire CDD' correspondant à la partie récupérée des pertes de détente.

On remarque également que le travail utile est proportionnel à l'aire du cycle réel AB'CD diminué des aires représentant les pertes au cours de compression et de détente (j_c et j_d).

Examinons les divers éléments de ce cycle:

• travail de compression:

$$W_c = C_p \cdot T_0 \cdot \frac{r-1}{h_c}$$

• travail de détente :

$$W_t = C_p \cdot T_0 \cdot t \cdot \frac{r-1}{r} h_t$$

ū travail utile:

$$W_u = W_t - W_c = C_p \cdot T_0 \cdot \frac{r-1}{r} \left(t \cdot h_t - \frac{r}{h_c} \right)$$

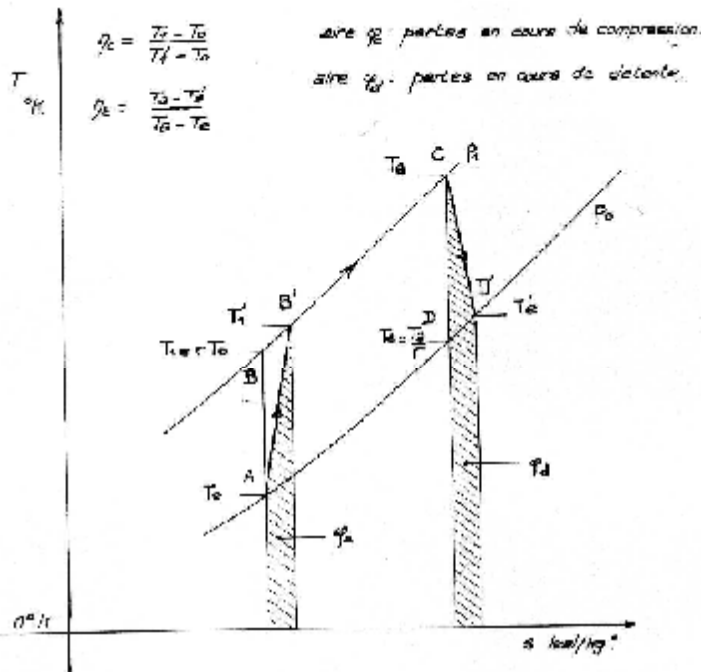


Fig. 5 cycle de turbine à gaz simple avec perte en cours de compression et de détente

Travail utile spécifique :

$$W_{usp} = \left(\frac{r-1}{r} \cdot t \cdot h_t - \frac{r}{h_c} \right)$$

Chaleur d'échauffement :

$$Q = C_p (T_3 - T_1') ; \quad \text{Avec } T_1' = T_0 \left(1 + \frac{r-1}{h_c} \right)$$

D'où :

$$Q = C_p T_0 \left(t - 1 - \frac{r-1}{h_c} \right)$$

Rendement :

$$h_{ad.ad.0} = \frac{W_u}{Q} = \frac{r-1}{r} \frac{\left(t \cdot h_t - \frac{r}{h_c} \right)}{\left(t - 1 - \frac{r-1}{h_c} \right)} \quad (III-6)$$

On voit que $h=0$ pour $r=1$ et $r=t \cdot h_c \cdot h_{yt}$. Les courbes de rendement tracées avec t comme paramètre montrent que l'on a intérêt à utiliser une valeur de t aussi élevée que possible. Il y a pour t donné une valeur optimale de r , donc du rapport de compression donnant h maximale.

Cette valeur est la solution comprise entre 1 et $t.h.h_c$ de l'équation :

$$r^2[1 - t(1 - h_i)] - 2r.t.h_i + t.h_i[(t - 1)h_c + 1] = 0$$

elle est supérieure à celle qui correspond au maximum de la puissance utile soit :

$$r = (t.h_c.h_i)^{\frac{1}{2}}$$

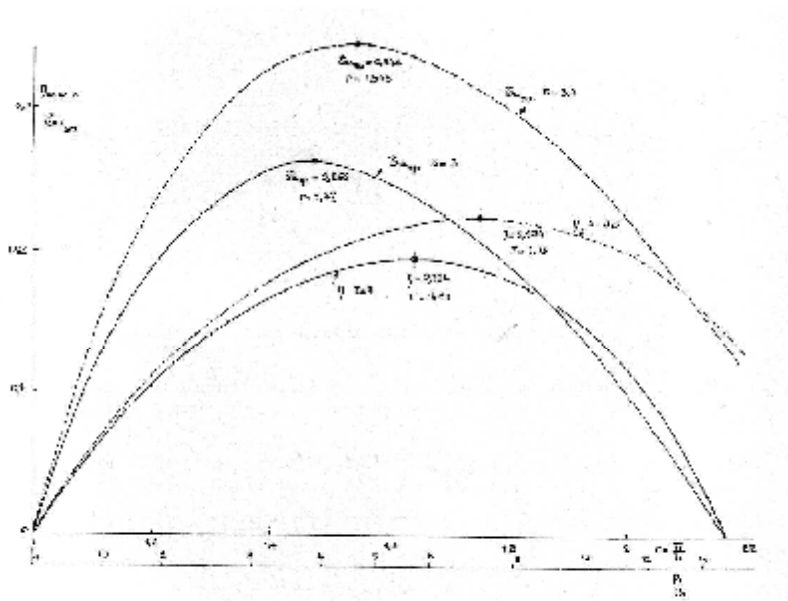


Fig 6- Rendement du cycle et travail utile spécifique de la turbine à gaz simple compte tenu des pertes dans la machine

$$t=3 \quad \text{et} \quad t=3.3$$

$$h_t = h_c = 0.85$$

III-2- DISPOSITIONS PERMETTANT D'AMELIORER LES PERFORMANCES DE LA TURBINE A COMBUSTION A PRESSION CONSTANTE :

Parmi les procédés visant l'amélioration des performances des turbines a gaz l'aspect thermodynamique et celui lié à la conception de la machine ou on agit sur :

- ü La température en utilisant différentes dispositions (les détails sont ci après)
- ü La conception de la machine qui consiste a connaître la structure fine des écoulement dans la machine par la modélisation ce qui permet aux constructeurs d'obtenir a la fois la géométrie de la machine et ses caractéristiques globales a savoir : déflexion , hauteur perte et rendement en fonction du débit ; et par suite concevoir la machine selon les conditions les plus adéquates et les plus fiables répondant au fonctionnement le plus correcte .

La température des gaz à la sortie de turbine est considérable .En introduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique ou ils chauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans la chambre de combustion , on récupère une partie de la chaleur sensible de ces gaz qui, se trouvent perdues dans l'atmosphère .

Ainsi 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 .

Pour un cycle idéal à compression et détente adiabatique (cf. III-1) chacune des deux températures extrêmes du fluide T_0 et T_a , n'intervient qu'en seul point : la première a l'amont du compresseur et la seconde , à l'amont de la turbine .Aucun échange de chaleur n'a donc lieu pendant la compression ni pendant la détente , ce qui permet de réaliser chacune de ces deux opérations dans l'appareil .

Il peut être cependant , dans certains cas , être avantageux d'adopter un cycle thermodynamique comportant des sources de chaleur intermédiaires ; les échanges de chaleur peuvent avoir lieu , soit au cours de la compression , soit au cours de la détente soit encore au cours de ces deux transformations à la fois .Lorsque les échanges de chaleur affectent la compression , celle ci est réalisée au moyen de plusieurs compresseurs fonctionnant en série , et à l'amont de chacun de ceux ci (à l'exception du premier) est placé un réfrigérant a circulation d'eau qui abaisse la température du gaz à une valeur qui dépend de celle de la source froide disponible .

D'une manière analogue , la détente peut avoir lieu dans plusieurs turbines placées en série dont chacune (et non seulement la première) est précédée d'une source de chaleur portant la température à la valeur maximale adoptée. Ainsi le refroidissement du gaz en cours de compression et son réchauffage en cours de détente exercent un influence favorable sur le rendement total de la machine

En revanche , la nécessité de réaliser les transformations thermodynamiques dans plusieurs machines fonctionnant en série complique notablement l'installation , surtout lorsqu'elle conduit à adopter pour celle ci une disposition à plusieurs lignes d'arbre .

De plus , la présence des sources de chaleur intermédiaires entraîne un accroissement considérable des pertes de charge , ce qui atténue , dans une certaine mesure les avantages de ce procédé .

Enfin , les progrès récents dans la construction des turbines à gaz et, en particulier, la possibilité de faire fonctionner celle ci avec des températures d'admission élevées , ont permis d'augmenter fortement le rendement des turbines à gaz , même sans avoir recours à des sources de chaleur intermédiaires .C'est ainsi qu'à l'heure actuelle , le réchauffage intermédiaire du gaz a été abandonné , quant au refroidissement intermédiaire , dont la réalisation est plus simple , il est utilisé surtout dans les turbines à gaz à circuit fermé , mais le nombre de réfrigérants intermédiaires ne dépasse pas l'unité.

Le procédé d'introduction des sources de chaleur présente une différence essentielle avec celui de récupération de la chaleur des gaz d'échappement en point de vue effet sur le rendement .En effet l'application des deux premiers procédés agit à la fois et dans le même sens sur le travail utile $W_u = W_t - W_c$ et sur la chaleur dépensée Q , en revanche la récupération des gaz à l'aval de la turbine laisse inchangé les travaux W_t et W_c , donc aussi leur différence W_u , et n'intervient que dans l'expression de Q .

Par conséquent , tandis que les échanges de chaleur intermédiaires ne doivent être appliqués , ainsi que nous l'avons vu , que jusqu'à une certaine limite , la récupération de chaleur disponible à la fin de la détente contribue toujours à un accroissement du rendement. [2]

Nous allons étudier en premier lieu les cycles relatifs au procédés décrits ci dessus ainsi que le calcul de rendement d'une turbine fonctionnant selon ces cycles. En deuxième phase (cf. chapitre VI) nous allons développer les équations du modèle méridien , on présentera par suite un modèle simplifié pour le calcul aube à aube qui permettra partant de l'hypothèse d'un nombre infini d'aube , de lier la géométrie des pales de la machine avec le calcul des vitesses azimutales nécessaire pour faire le calcul de l'écoulement interne dans la machine .

III-2-1-Dispositions thermodynamiques pour l'amélioration du rendement [1]

III-2-1-1- Cycle théorique avec récupération des calories d'échappement :

La fig.7 donne une représentation d'un tel cycle sur le diagramme entropique , la récupération étant parfaite $T_e = T_2$ et la dépense calorifique est :

$$Q = C_p(T_a - T_e) = C_p.T_o.t.\frac{r-1}{r}$$

le travail utile n'est modifié :

$$W_a = C_p.T_o.\frac{r-1}{r}(t-r)$$

$$h_{ad.ad.1} = 1 - \frac{r}{t} \quad \text{(III-7)}$$

représenté pour une valeur de τ donnée par une droite passant par

$$h = 1 - \frac{1}{t} \quad \text{pour } r=1 \quad \text{et } r=t \quad \text{pour } h=0 \quad \text{fig .9}$$

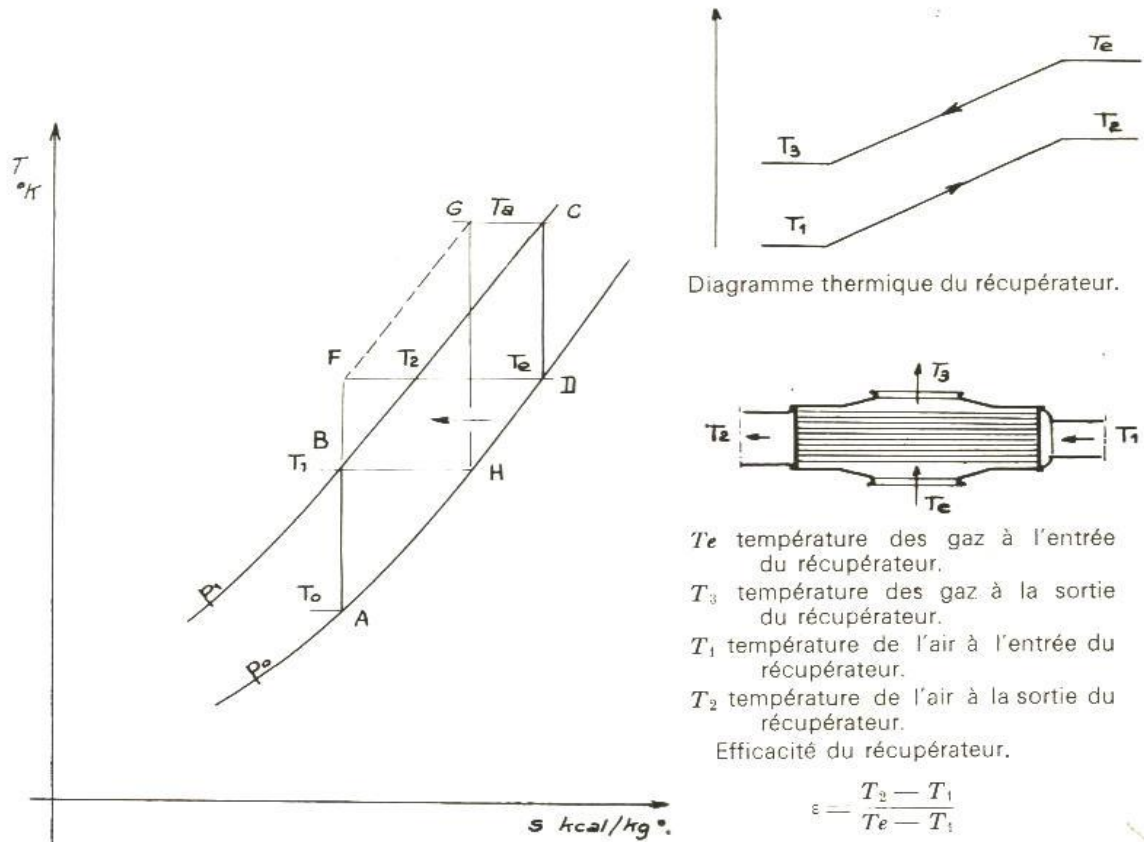


Fig.7 cycle théorique avec récupérateur des calories d'échappement

$h=1-\frac{1}{t}$ pour $r=1$ et $r=t$ pour $h=0$ Fig. 9

Au point M on atteint le rendement du cycle sans récupérateur : $r=\sqrt{t}$

T_1 et T_e sont égales l'emploi du récupérateur devient inutile .il convient de remarquer qu'au point de vue rendement le cycle ABCD équivalent au cycle AFGH qui correspondait a un taux de compression plus élevé mais sans récupération .

En effet , la quantité de chaleur fournie par la source chaude est représentée par l'air sous tendu par FG et l'air sous tendu par AH représente la quantité de chaleur cédée a la source froide .

III-2-1-2- Cycle réel avec récupération des calories d'échappement :

Un tel cycle est caractérisé par h_c, h_t respectivement rendement de la turbine et du compresseur , ϵ efficacité de l'échangeur .Fig 8

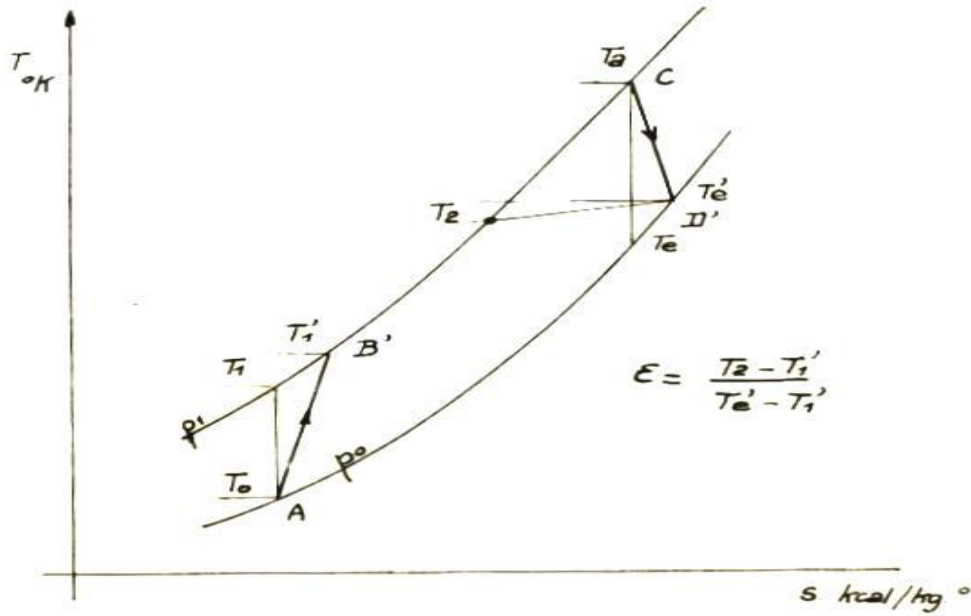


Fig 8- Cycle réel avec récupération des calories d'échappement

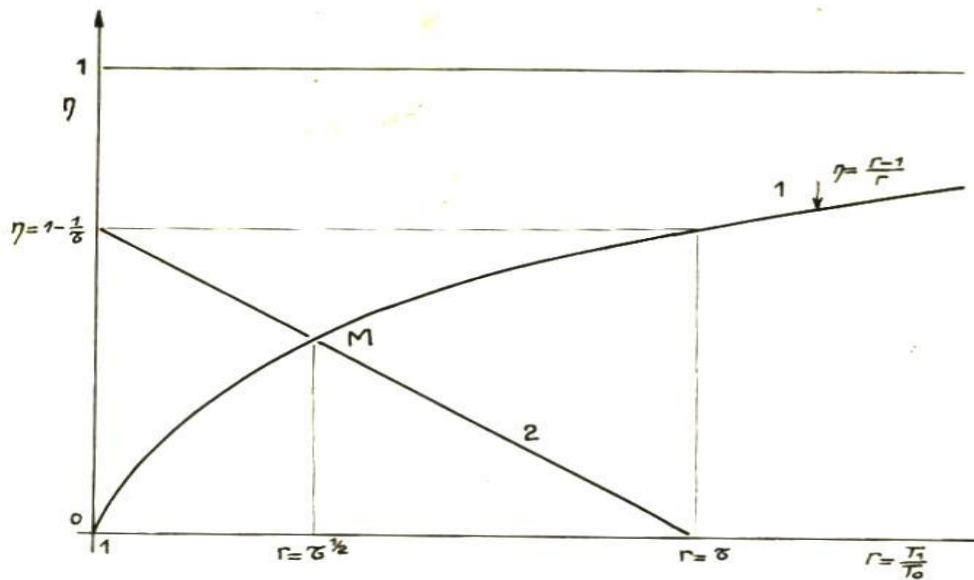


Fig.9 diagramme théorique comparé de la turbine a gaz simple (1) et de la turbine à gaz avec récupérateur des calories d'échappement.

Le travail utile est le même que pour le cycle sans échangeur soit:

$$W_u = C_p \cdot T_0 \cdot \frac{r-1}{r} \left(t \cdot h_t - \frac{r}{h_c} \right)$$

la dépense calorifique dans la chambre de combustion est: $C_p(T_a - T_2)$ ce qui avec:

$$T_2 = T_0 - (T_1' - T_0) + (T_2 - T_1') = T_0 + T_0 \frac{r-1}{h_c} + e (T_e' - T_1')$$

$$\text{et : } T_e' = T_a - T_A \frac{r-1}{r} h_t = T_0 t - t \cdot T_0 h_t \frac{r-1}{r}$$

$$T_1' = T_0 + T_0 \frac{r-1}{h_c}$$

conduit à:

$$C_p(T_a - T_2) = C_p \cdot T_0 \left[(t-1)(1-e) + \frac{r-1}{r} \left(e \cdot t \cdot h_t - (1-e) \frac{r}{h_c} \right) \right]$$

et :

$$h_{ad,ad,e} = \frac{r-1}{r} \frac{t \cdot h_t - \frac{r}{h_c}}{(t-1)(1-e) + \frac{r-1}{r} \left[e \cdot t \cdot h_t - (1-e) \frac{r}{h_c} \right]} \quad (\text{III-8})$$

pour une valeur donnée de t ces courbes sont des fonctions de r comportant le paramètre ε

Pour $e=0$ on trouve la courbe du cycle sans récupération.

$$\text{Pour } e=1 \quad h_{ad,ad,1} = 1 - \frac{r}{t \cdot h_t \cdot h_c}$$

$h_{ad,ad,1}(r)$ est représenté par une droite qui passe par :

$$h = 1 - \frac{1}{t h_r h_c} \quad \text{pour } r=1$$

$$h=0 \quad \text{pour } r = t \cdot h_t \cdot h_c$$

les courbes $h_{ad,ad,0}$ et $h_{ad,ad,1}$ se coupent en un point M tel que:

$$1 - \frac{r}{t \cdot h_t \cdot h_c} = \frac{r-1}{r} \frac{t \cdot h_t - \frac{r}{h_c}}{t-1 - \frac{r-1}{h_c}} \quad \text{soit: } t-1 = \frac{r-1}{r} \left(t \cdot h_t + \frac{r}{h_c} \right) \quad (\text{III-9})$$

valeur de r à partir de laquelle l'échangeur devient inutile. Toutes les courbes $h_{ad.ad.e}$ passent par ce point **fig. 10**

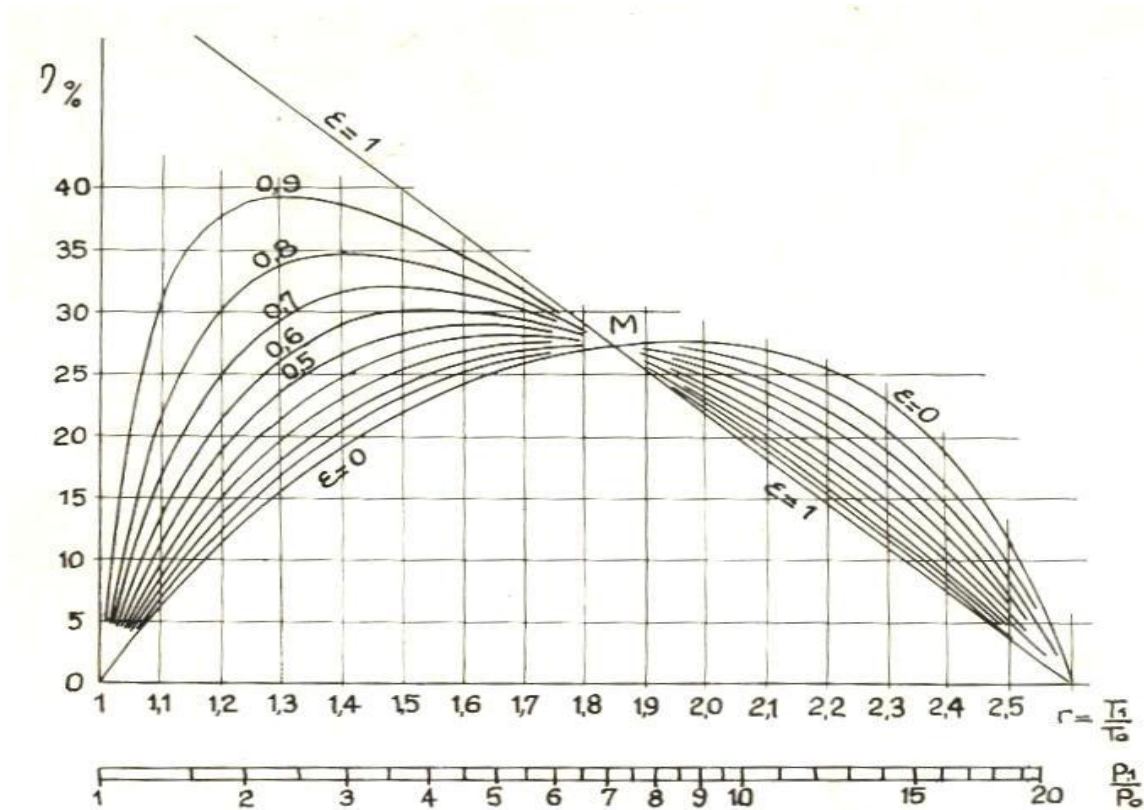


Fig.10 Rendement de la turbine avec récupérateur en fonction du taux de compression pour divers valeurs de l'efficacité du récupérateur
Courbes tracées avec $t=3.25$ et $h_c.h_t=0.8$

L'amélioration de l'efficacité de l'échangeur entraîne l'accroissement de ses dimensions. Des récupérateurs dont l'efficacité atteignent jusqu'à 80% ne sont économiquement justifiés que par des combustibles coûteux et des durées de service élevées.

III-2-1-3- Réfrigération en cours de compression:

Un tel cycle défini par une compression isotherme, une détente adiabatique, une récupération d'efficacité e est représenté. **fig. 11** . travail de compression:

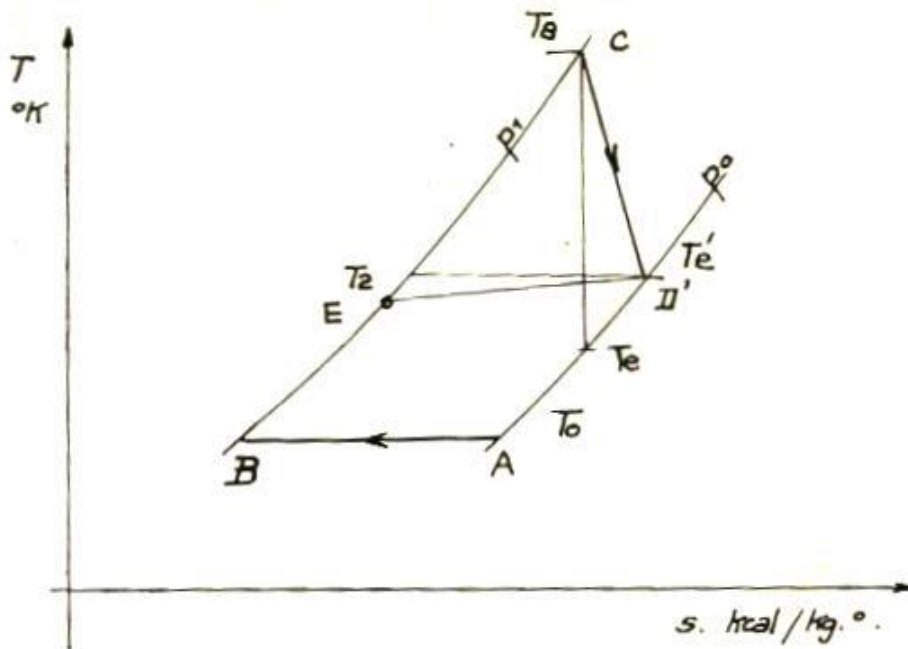


Fig.11 cycle a compression isotherme et détente adiabatique avec récupération

$$W_C = R \cdot T_0 \cdot \ln \frac{p_1}{p_0} \cdot \frac{1}{h_c} \quad \text{avec } R = \frac{g-1}{g} \cdot C_p$$

$$W_C = C_p \cdot T_0 \cdot \frac{g-1}{g} \cdot \ln \frac{p_1}{p_0} \cdot \frac{1}{h_c} = C_p \cdot T_0 \cdot \ln r \cdot \frac{1}{h_c}$$

Le travail de détente est :

$$W_T = C_p \cdot T_0 \cdot t \cdot \frac{r-1}{r} \cdot h_t$$

Travail utile :

$$W_U = W_T - W_C = C_p \cdot T_0 \left[t \cdot \frac{r-1}{r} \cdot h_t - \ln r \cdot \frac{1}{h_c} \right]$$

La chaleur d'échauffement est : $C_p(T_a - T_2)$ avec $e = \frac{T_2 - T_0}{T_e - T_0}$

elle s'exprime après quelques transformations par :

$$C_p(T_a - T_2) = C_p \cdot T_0 \left[(1-e)(t-1) + t \frac{r-1}{r} \cdot h_t \cdot e \right]$$

et le rendement s'écrit :

$$h_{ad.ad.e} = \frac{t \frac{r-1}{r} h_t - \frac{Lnr}{h_c}}{(1-e)(t-1) + t \frac{r-1}{r} h_t.e} \quad (III-10)$$

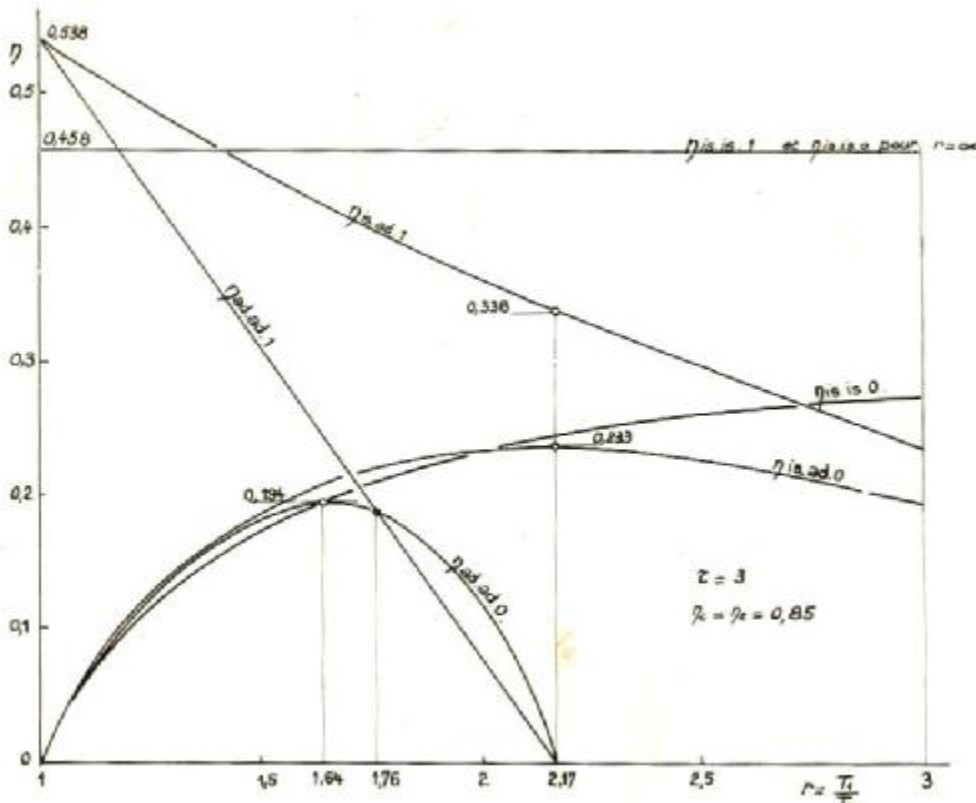


Fig. 12 Amélioration apportée par la réfrigération en cours de compression (*is.ad.0* et *is.ad.1*) seul ou combinée a la réchauffe en cours de détente (*is.is.0* et *is.is.1*) pour comparaison cycles *ad.ad.0* et *ad.ad.1*

On notera que la réfrigération en cours de compression améliore le rendement dans tous les cas mais que la valeur optimale est obtenue pour des taux de compression plus élevées.

III-2-1-4-Réchauffage en cours de détente:

Un cycle à compression et détente isotherme est représentée **fig. 13**.
Le travail de détente:

$$W_T = C_p.T_0 t.Ln.r h_t$$

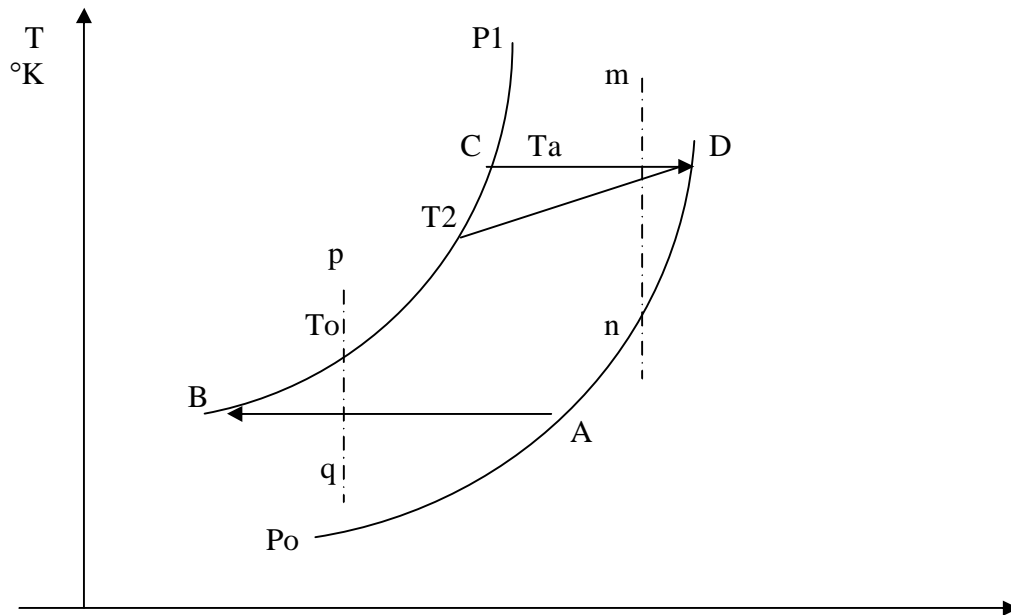


Fig. 13 Cycle a compression et détente isothermes

Le travail de compression : $W_c = C_p T_0 \frac{Lnr}{h_e}$

Le travail utile : $W_u = C_p T_0 Lnr \left[t \cdot h_t - \frac{1}{h_c} \right]$

chaleur d'échauffement :

$$Q = C_p (T_a - T_2) + C_p T_0 t \cdot Lnr$$

(échauffement de T_2 a T_a et maintien de la détente à la température T_a)

avec : $h = \frac{T_2 - T_0}{T_a - T_0}$

soit : $Q = C_p T_0 [(t-1)(1-e) + t \cdot Lnr]$

d'ou : $h_{is.e} = Lnr \frac{t \cdot h_t - \frac{1}{h_c}}{(r-1)(1-e) + t \cdot Lnr}$ (III-11)

Les courbes correspondantes dans les conditions $\tau=3$ et $\eta_c=\eta_t=0.85$; $\varepsilon=0$ et $\varepsilon=1$ Sont également représentés par la figure 13.

avec récupérateur parfaite $\varepsilon=1$, le rendement est indépendant de du rapport de compression .Avec des machines sans pertes $h_t=h_c=1$ on obtient le rendement de Carnot :

$$t_{is.is.1} = \frac{t-1}{t}$$

sans récupération le rendement ne devient satisfaisant que pour des taux des compression élevés :

III-2-1-5 Cycle réels :

La compression et la détente ne peuvent être isothermes, on se limite a deux ou trois réfrigérants une réchauffe .Les point B et D du diagramme **fig. - 13** ne présentant au point de vue rendement qu' un intérêt réduit .On peut limiter le cycle par les évolutions adiabatique *mn* et *pq* qui représentent respectivement les détentes et compressions dans les derniers corps de la machine .

Un cycle réel se présenté donc comme il est indiqué sur la **fig. -14**-.Les quantités de chaleurs fournies au fluide apparaissent dans les aies : $Q1$ chauffage ; $Q2$ réchauffe Les quantité de chaleur cédées a la source froide se retrouve dans les aires : $Q3$; atmosphère ; $Q4$, $Q5$,réfrigérants des compresseurs

Alors que pour la turbine à gaz simple le débit d 'eau nécessaire se limite à celui utilisé dans le réfrigérant d'huile des paliers ;ce débit s'augmente ici de celui nécessaire au refroidissement de l'air au cours de compression .

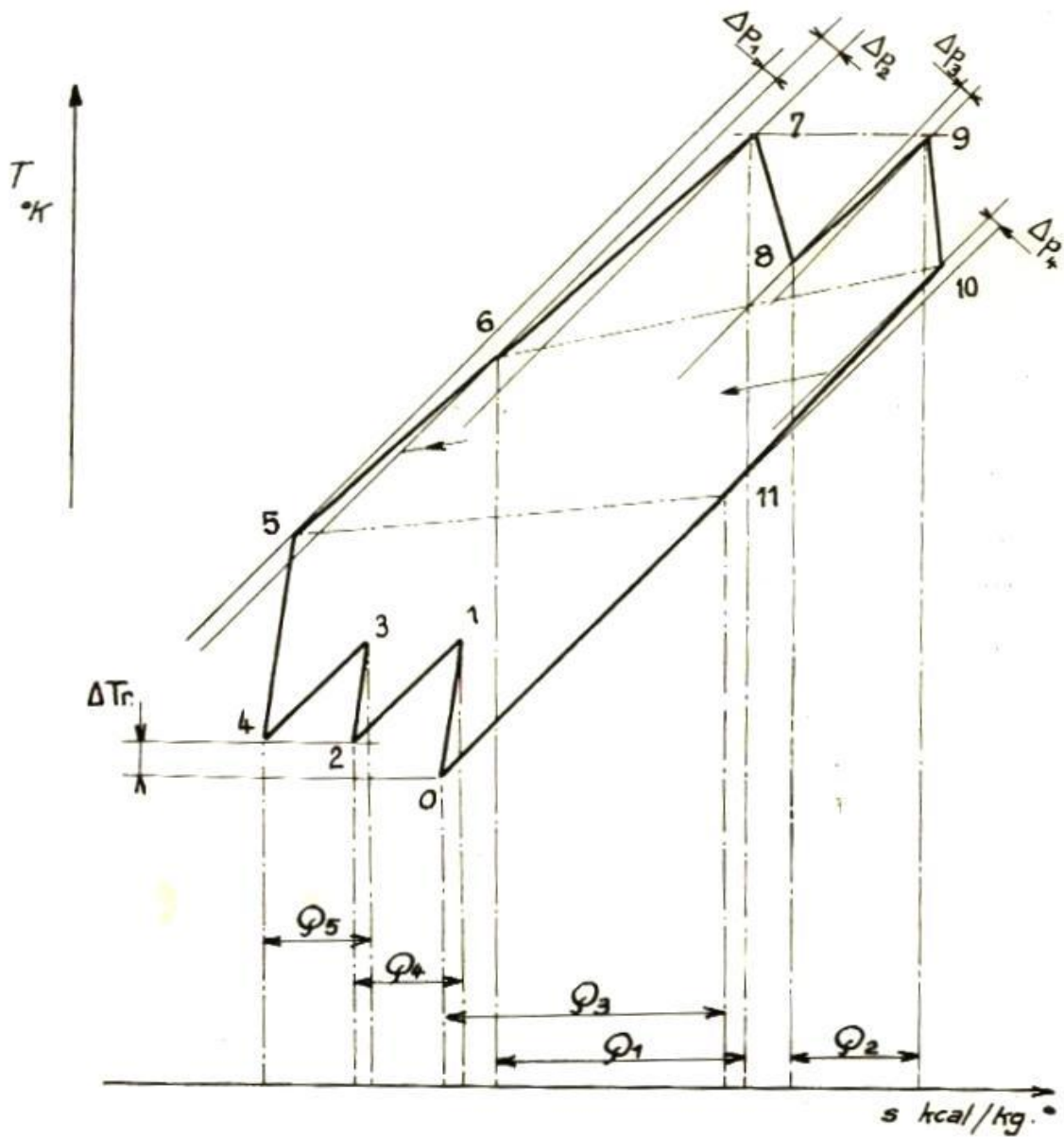


Fig.14 Cycle réel avec réfrigération, réchauffe et récupération

0.1-2.3-4.5, compressions. — 1.2-3.4, réfrigérants. — 5.6, récupération (perte de charge Δp_1). — 6.7, chauffage (perte de charge Δp_2). — 7.8, détente HP. — 8.9, réchauffe (perte de charge Δp_3). — 9.10, détente BP. — 10.11, récupération (perte de charge Δp_4). — 11.0, échappement.

III-3 CONCLUSION :

On peut conclure dans ce chapitre que les relations relatives au calcul du rendement montre qu'une augmentation du rapport de température admission turbine a la température ambiante entraîne une élévation du rendement et de la puissance produite .

Il convient donc d'agir sur ces deux températures dont les limites de l'augmentation de la température admission turbine est fixée par la résistance des matériaux de la turbine .

Des dispositions d'amélioration du rendement de la turbine a gaz a pression constante ont été élaborées dans ce chapitre ; il s'agit de la récupération des gaz d'échappement , du réchauffage en cours de détente et de la réfrigération en cours de la compression .

L'une ou l'autre de ces procédés intervient d'une façon directe sur le rapport de température admission turbine a la température ambiante par conséquent sur le rendement .

Une autre disposition que nous avons détaillé sur le chapitre VII et consiste a donner une approche du processus de conception des turbomachines par suite sur la turbine a gaz , et qui elle consiste a l'étude de l'écoulement dans cette machine

IV.1 INTRODUCTION:

La turbine a combustion utilisée dans l'industrie , souvent appelée turbine a gaz- est une petite centrale thermique dont la turbine proprement dite constitue un des éléments .Héritière de la turbine d'aviation , elle s'en est écartée par sa conception . Sa technologie a été adaptée aux exigences de l'exploitation industrielle .

Elle comporte un ou deux arbres .la turbine a deux arbres est particulièrement bien adaptée lorsque l'installation nécessite de faire varier la vitesse sur l'arbre de puissance (compresseur ,pompe par exemple) , alors que la turbine a un arbre convient dans le cas de fonctionnement a une vitesse nominale fixe parfaitement définie (entraînement d'alternateur par exemple).

Notre étude sommaire s'applique principalement aux turbines a gaz à circuit ouvert a un seul arbre (machine de modèle **5000 GE**),destinée à l'entraînement d'un alternateur .

Ce model de turbine à gaz existe dans la centrale de M'sila, ou cette machine est destinée a la production de l'électricité dont la puissance fourni est de 23MW .Cette turbine fonctionne avec double combustible gaz et fuel

IV-2 DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ TYPE 5000 :[7]

IV-2-1- Construction :

Sous la forme la plus simple un groupe turbines a gaz type **5000 Général Eléctric** comprend les éléments suivants :

- ü Le compresseur
- ü La chambre de combustion
- ü La turbine a gaz
- ü Echappement

IV -2-2- Description sommaire :

Schématiquement , on peut classer les fonctions remplies par une turbine à combustion **5000** dans l'ordre suivant :

- ü aspiration de l'air ambiant
- ü compression
- ü combustion du mélange air-combustible
- ü détente des gaz brûlés
- ü échappement

La fig. IV-1 schématise ces fonctions

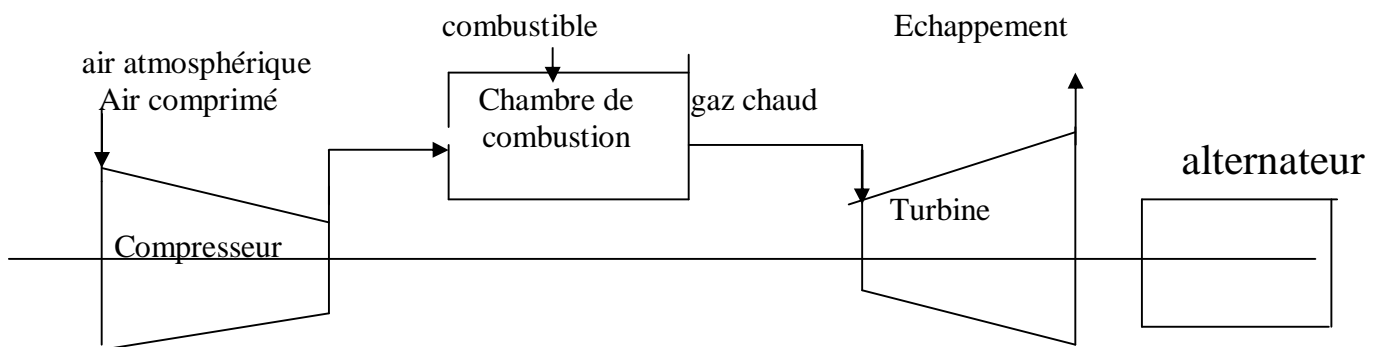


Fig.IV-1 - Représentation schématique du circuit air gaz d'un groupe turbine a gaz 5000

1- Le compresseur :

Le compresseur est du type axial, multi-étage. Dans ce type de compresseur, l'augmentation progressive de la pression, d'étage en étage, est obtenue par la réduction progressive de la vitesse de l'air au fur et à mesure de son passage dans les étages successifs.

Il aspire l'air ambiant, à travers un caisson filtre et un silencieux.

Le compresseur est constitué par :

- le rotor compresseur : il comporte 17 étages ; et constitué d'un assemblage de disques portants des aubes . il repose sur deux paliers lisses
- le stator compresseur : le corps du compresseur est constitué de :
 - ü le corps aspiration
 - ü le corps avant
 - ü le corps arrière
 - ü le corps d'échappement

Le corps aspiration compresseur comporte les aubes variables IGV pour admettre un débit d'air plus ou moins important dans la machine suivant qu'elle fonctionne en régime normal ou qu'elle est en phase de démarrage.

des soutirages du 4eme et 10eme étage du compresseur sont destinés respectivement au refroidissement interne de la turbine et l'amortissement des pulsations d'air dans les régimes transitoires

2- le système de combustion :

A la sortie du compresseur , l'air est envoyé vers les chambres de combustion uniformément réparties à la périphérie de la machine . Les chambres de combustions sont disposées en barillet le long du compresseur afin de réduire la longueur de la machine .Le combustible , qui peut être liquide ou gazeux , est injecté de façon continue dans les chambres de combustion .La combustion , qui s'effectue a pression pratiquement constante , a un excellent rendement du faite d'un excès d'air dans le mélange . Les gaz brûlés ,à haute température , ont une énergie interne élevée.

Mais tous l'air sortant du compresseur ne participe pas a la combustion : 20 a 30 % ,suivant le combustible utilisé. Le reste de l'air sert à la dilution des gaz chauds à la sortie des chambres afin de ramener la température du mélange gaz brûlés –air de dilution à un niveau technologiquement acceptable à l'entrée de la turbine .Il crée également une isolation thermique entre le tube de flamme et le carter des chambres .

Le système de combustion comporte les éléments suivants :

- Ü les 10 chambres de combustion
- Ü les pièces de transition
- Ü les injecteurs des combustibles
- Ü les bougies d'allumage
- Ü les détecteurs de flamme

3- La turbine :

A la sortie des chambres de combustion , le mélange gaz brûlés –air de dilution est guidé par des pièces de forme étudiée , appelées pièces de transition , qui le répartissent à l'entrée dans la première directrice de la turbine , aubage fixe à travers lequel ils se détendent .A l'entrée de cette aubage fixe, la température des gaz est encore élevée :945 °C , température a laquelle les contraintes thermiques sont techniquement acceptables pour la partie fixe que constitue la première directrice. Après s'être partiellement détendus en traversant la première directrice, les gaz atteignent la première roue turbine .L'ensemble première directrice et première roue turbine constitue la turbine premier étage ou encore l'étage haute pression (turbine HP)

Lorsqu'il atteint la première roue , le mélange gazeux s'est beaucoup refroidi au cours de la détente a travers la première directrice de manière à atteindre une température telle que les contraintes thermiques sur la partie mobile que constitue la première roue sont admissibles .L'énergie cinétique acquise par les gaz au début de leur détente est importante et ils entraînent la première roue à la sortie de laquelle ils s'écoulent vers la seconde directrice d'ou , après s'être encore détendus , ils partent attaquer la seconde roue .l'ensemble seconde directrice –seconde roue constitue le deuxième étage ou encore l'étage basse pression .

Lorsqu'ils quittent cet étage , les gaz sont encore a une température élevée (450 à 500°C). Les roues HP et BP sont boulonnées ensemble et entraînent à la fois le compresseur et la charge .

4- L'échappement :

A la sortie de la turbine une gaine d'échappement collecte les gaz et les évacue vers l'atmosphère. La température des gaz d'échappement est encore très élevée (450 à 500°C).Le caisson d'échappement est monté à l'arrière du compartiment turbine ; sur le prolongement du

socle . A l'extrémité arrière du corps turbine est fixé un cadre d'échappement qui vient s'emboîter dans le caisson d'échappement .

5- Les paliers :

Le rotor compresseur repose sur deux paliers lisses dont le premier est situé dans le corps aspiration compresseur et il est constitué d'un coussinet , d'une buté et d'une contre buté et de déflecteurs d'huile le deuxième palier est situé dans le cadre d'échappement ou il comporte un coussinet et un déflecteur d'huile

IV-2-3 Démarrage de la machine :

Une turbine à combustion ne peut démarrer seule .Elle doit être démarrée au moyen d'un dispositif de démarrage , comportant un moteur de lancement (moteur électrique dans notre cas).Par l'intermédiaire d'un convertisseur de couple , d'un embrayage rétractable et d'un réducteur , le dispositif de lancement entraînera la machine jusqu'aux environ de 65% de sa vitesse nominale .

La température augmente dans les chambres de combustion , le taux de compression augmente , le couple fourni par la turbine devient suffisant pour que la turbine fonctionne seule .Le couple devenant supérieur a celui du moteur de lancement , il y a débrayage automatique du dispositif de lancement.

IV-2-4 Commande et protection : :[8]

La turbine est munie de plusieurs systèmes de commande et de protection prévus pour assurer la fiabilité et la sécurité du fonctionnement de la machine .

La conduite de la turbine est effectuée principalement par la commande de lancement , la commande de vitesse et la commande de température .Des capteurs sont utilisés pour surveiller la vitesse et la température de la turbine ainsi que la pression du compresseur afin de déterminer les conditions de fonctionnement de la machine. Quant une variation des conditions ambiantes ou autres (variation de charge) impose à la turbine de nouvelles conditions de fonctionnement. Ce changement est obtenu en modulant l'alimentation en combustible de la turbine.

Les systèmes de protection sont prévus afin d'éviter des conditions anormales pouvant endommager la turbine .Le système de protection contrôle les paramètres de fonctionnement critiques : température , vitesse, vibration et flamme .Des systèmes de détection d'excès de température et de survitesse sont prévus à titre de système de réserve ; ils sont indépendants des systèmes de commande de température et de commande de vitesse . La détection des vibrations et la protection sont déclenchées quant une amplitude anormale de vibration de la turbine atteint un niveau prédéterminé .Le système de détection de flamme et de protection est déclenché si la flamme ne s'établit pas lors du lancement ou si elle s'éteint pendant le fonctionnement .

Le système **SPEEDTRONIC** est un système de commande électronique produisant les signaux analogiques et numériques nécessaires pour assurer les fonctions de commande et de protection du fonctionnement de la turbine .

Les conditions de fonctionnement de la turbine sont détectés et servent de signaux de réaction dans ce système de commande .

IV-3-CONCLUSION:

La description faite dans ce chapitre concerne la turbine a gaz type **5000** Général Electric.

Il est évident qu'une description complète en "état de marche" doit comprendre aussi les auxiliaire groupes tel que le système de démarrage ainsi que les auxiliaires généraux (le poste gaz ...etc.).

V-1 - PREAMBULE : [9]

Un essai de consommation spécifique d'une turbine à gaz a pour but de déterminer son rendement $h \%$ (avec $h \% = [860 / C_{sp}] \cdot 100$; avec consommation spécifique en Kcal/KWh) à une certaine puissance (qui est en général la puissance maximale continue) sans que la température des gaz à l'admission de la turbine à gaz ne dépasse une certaine valeur T_{max} (compatible avec une bonne tenue des ailettes du 1^{er} étage et donc une durée de vie normale en ce qui les concerne).

A cet effet des essais ont été faits sur le groupe turbine à gaz N° 09 ,ceux ci sont à de différentes charges de la puissance nominale et un essai en régime de pointe ; afin d'évaluer les performance à différents paliers de la charge et par suite une surveillance de la machine selon le fonctionnement normal .

Cependant , afin de pouvoir comparer les performances de la machine , des corrections de puissances réelles et de consommation spécifiques ont été effectuées , pour la marche en allure de base seulement pour se ramener aux conditions de marche pour la machine :

Les conditions adoptées sont :

- température air aspiration du compresseur axial : 30° C
- pression atmosphérique : 720 mm Hg
- facteur de puissance $\cos\phi = 0.8$
- pression différentielle Δp aspiration = 0 mm H₂O
- pression différentielle Δp refoulement = 0 mm H₂O
- température gaz d'échappement turbine : 496° C

V-2- MESURES EFFECTUEES : [9]

voire figure VI-1

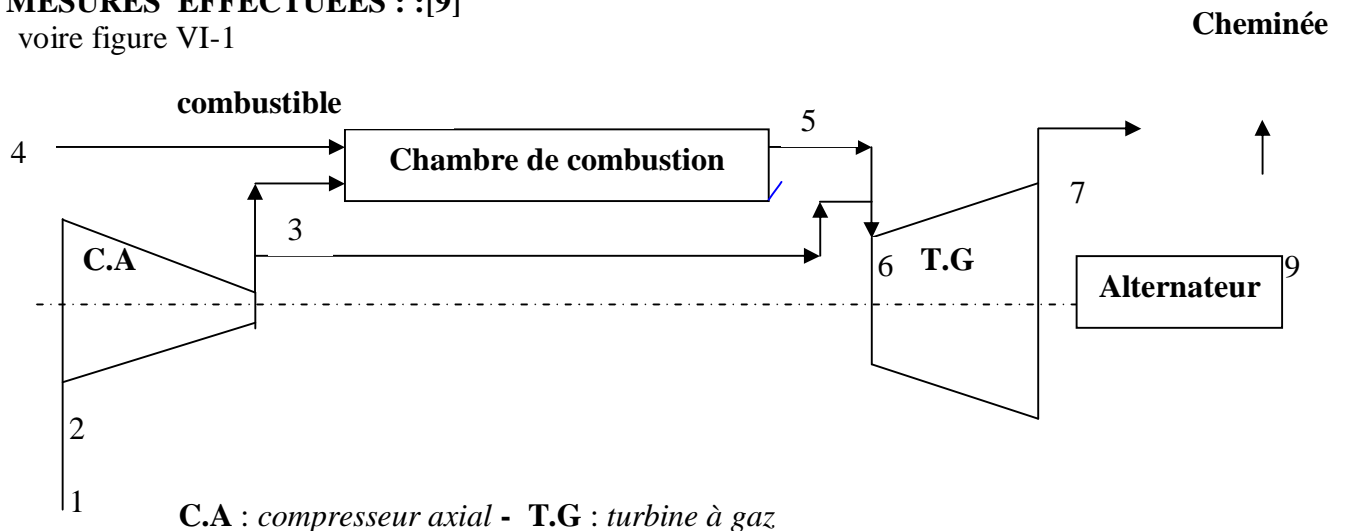


Fig.VI-1 schéma du cycle et mesures à effectuer

Le tableau ci dessous indique les mesures effectuée correspondants aux repères indiqués sur le schéma du cycle :

| Repère N° | Mesure effectués |
|-----------|---------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1 | Pression atmosphérique |
| 2 | Température air aspiration C.A et dépression Δp à l'aspiration du C.A |
| 4 | Dispositif de mesure de débit du combustible gaz naturel |
| 7 | Température échappement T.G et contre pression au refoulement de la TG |
| 9 | Puissance électrique alternateur et $\cos \varphi$ |

V-3- METHODES DE MESURE : :[9]

1- Mesure du débit du gaz naturel :

Cette mesure se fait par diaphragme normalisé ou elle consiste a mesurer :

- ü La pression différentielle avec manomètre différentiel (tube en U)
- ü Pression du gaz naturel avec manomètre étalonné
- ü Pression atmosphérique avec baromètre de pression
- ü Température ambiante ,au manomètre différentiel, avec thermomètre a Hg
- ü Température du gaz naturel avec thermomètre à Hg
- ü Analyse du gaz naturel dans un laboratoire spécialisé

2- Mesure de la puissance électrique :La mesure est faite par deux compteurs étalons

3- température aspiration compresseur axial :Deux thermomètres sont utilisés l'un à l'entrée à droite l'autre à l'entrée gauche

4- pression différentielle D_{pc} aspiration compresseur : Deux tubes en U (l'un à droite , l'autre à gauche)sont prévus avec l'eau comme liquide manométrique

5- pression différentielle D_{pt} échappement turbine:Deux tubes en U sont prévus pour avec H₂O comme liquide manométrique

6- pression atmosphérique :l'appareil de mesure est un baromètre

7-Temps :la mesure du temps de chaque essai est faite avec un chronomètre de précision

8-Autres mesures : qui peuvent être :

- ü lus directement sur le tableau de commande turbine (TCT)
- ü comme des caractéristiques de l'appareil de mesure
- ü lus sur les indicateurs disposés sur machine

Ainsi les valeurs des paramètres obtenues par ces méthodes de mesures, lors des essais ,sont présentés sur les tableaux (relevés des paramètres **I**).

V -4- CALCUL DU DEBIT MASSIQUE : :[6]

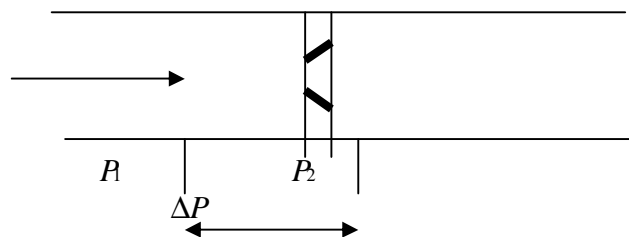
V-4-1- Mesure du débit d'un fluide par orifice calibré :

De la formule de Bernoulli : $\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + (z_2 - z_1)\rho = 0$

En supposant $z_1 = z_2$ on tire : $\frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) = \frac{P_1 - P_2}{\rho}$

$$(C_2^2 - C_1^2) = \frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)$$

Dans la mesure par orifice calibré (diaphragme) $P_1 - P_2$ est la pression différentielle mesurée entre l'amont et l'aval de l'orifice :



on pose donc $P_1 - P_2 = \Delta P$ avec $\Delta P > 0$ puisque $P_1 > P_2$

$$\Delta P = \Delta H \cdot \omega \quad \omega : \text{poids volumique du fluide}$$

$$\text{D'où : } C_2^2 - C_1^2 = \frac{2 \cdot \Delta H \cdot \omega}{\rho} = 2 \cdot g \cdot \Delta H$$

Dans le cas d'un fluide incompressible (eau) on $S_1 \cdot C_1 = S_2 \cdot C_2$

$$\text{D'où : } C_1 = \frac{S_2 \cdot C_2}{S_1} \quad \text{et } C_2^2 - \left(\frac{S_2 \cdot C_2}{S_1}\right)^2 = 2 \cdot g \cdot \Delta H$$

$$C_2^2 \left(1 - \frac{S_2^2}{S_1^2}\right) = 2 \cdot g \cdot \Delta H$$

$$C_2^2 = \frac{1}{1 - \frac{S_2^2}{S_1^2}} \cdot 2 \cdot g \cdot \Delta H$$

$$C_2 = \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{S_2^2}{S_1^2}} \cdot 2 \cdot g \cdot \Delta H}$$

Par simplification on pose : $\frac{d_2}{d_1} = b$ d'ou : $\frac{S_2^2}{S_1^2} = b^4$

$$C_2 = \sqrt{\frac{1}{1-b^4}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H}$$

comme : $q_m = S_2 \cdot C_2 \cdot r$

$$\text{donc : } q_m = S_2 \cdot \sqrt{\frac{1}{1-b^4}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H} \cdot r \quad \text{en Kg /s}$$

$$\text{et : } Q_m = 3600 \times \frac{P}{4} \times (d_2^2) \times \sqrt{\frac{1}{1-b^4}} \times \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H} \times r \quad \text{en Kg /heure}$$

En effectuant les valeurs connues : $3600 \times \frac{P}{4} \times \sqrt{2g} = 12521.83$

$$\text{On a : } Q_m = 12521.83 \times r \times (d_2^2) \times \sqrt{\frac{1}{1-b^4}} \times \sqrt{\Delta H} \quad \text{en Kg /heure}$$

Remarques :

1/- Dans la réalité le diamètre de la veine fluide après l'orifice est inférieur au diamètre de ce dernier :

dans la formule on trouvera donc un coefficient de débit α qui sera

fonction du terme $\sqrt{\frac{1}{1-b^4}}$ et de la

contraction de la veine.

2/- dans le cas d'un fluide compressible (gaz) la masse volumique n'est pas la même avant et après l'orifice , la température ne variant pas entre les 2 points ; on peut écrire :

$$P_2 \cdot V_2 = P_1 \cdot V_1 \quad (\text{loi de Mariotte}) \quad \text{pour 1kg de fluide}$$

$$V_2 = \frac{P_1 \cdot V_1}{P_2}$$

$$\text{comme } r = \frac{1}{V} \quad (V : \text{volume massique en } m^3/\text{kg}) \quad r_2 = \frac{1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1 \cdot V_1} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{1}{V_1} = \frac{P_2}{P_1} \cdot r_1$$

$$P_2 = P_1 - \Delta P \quad r_2 = r_1 \times \frac{P_1 - \Delta P}{P_1} = r_1 \times \left(1 - \frac{\Delta P}{P_1}\right)$$

dans le calcul du débit on peut connaître r_1 et de cette valeur dont on tient compte alors que l'on devrait tenir compte de r_2 . on appliquera un coefficient de correction appelé coefficient de détente ϵ qui sera fonction de $1 - \frac{\Delta P}{P_1}$

Pour l'eau ϵ est égale à 1 , le fluide étant incompressible $r_2 = r_1$

On obtient ainsi la formule générale de calcul du débit :

$$\frac{Q_{Kg}}{h} = 12521.83 \times r_1 \times d_2^2 \times \alpha \times \varepsilon \times \sqrt{\Delta H} \quad (IV-1)$$

Avec :

- ü r_1 : masse volumique avant orifice en Kg/m³
- ü d_2 : diamètre de l'orifice , en mètre
- ü ΔH : hauteur de fluide créée par l'orifice , en mètre
- ü α : coefficient de débit
- ü ε : coefficient de détente

De $h = \Delta H \times w$ et en désignant par $h = \Delta p$ la pression différentielle créée par l'orifice de mesure en Kg/m² On peut avoir par la suite:

$$\frac{Q_{Kg}}{h} = 12521.83 \times d_2^2 \times \alpha \times \varepsilon \times \sqrt{h \times r} \quad (V-2)$$

NB : pour éviter des confusions on notera :

- d : diamètre de l'orifice
- D : diamètre de la tuyauterie

V- 4-2- Calcul des différents grandeurs nécessaires au calcul du débit :

1 Masse volumique r avant l'orifice :

Un gaz parfait suit rigoureusement la loi $\frac{PV}{T} = \text{constante}$; avec 1 mole de gaz parfait dans les conditions normales de pression et de température , nous aurons :

$$\frac{PV}{T} = \frac{P_n \cdot V_n}{T_n} = \frac{1.01325 \times 10^5 \times 22.4136 \times 10^{-3}}{273.15} = 8.31432 \text{ J/}^\circ\text{K}$$

nous avons $PV = RT$ avec R constante molaire des gaz parfaits . Pour une mole de gaz réel nous avons $PV = ZRT$; Z est le coefficient de sur compressibilité qui est fonction de la pression et de la température, et pour tous les gaz , $Z=1$ au zéro de pression absolu

De la loi $PV = ZRT$ on obtient la masse volumique en Kg/m³ du gaz comme suit :

$$r = \frac{M}{V} = \frac{M}{R} \cdot \frac{P}{T} \cdot \frac{1}{Z} \quad \text{avec :}$$

- ü M en kg
- ü R = 8.31432 J/°K
- ü P en Pas
- ü T en °K
- ü Z sans dimension

Etant donnée r_0 la masse volumique du gaz a $T=0^\circ\text{C}$ et $P^0=1\text{atm}$ selon l'analyse chromatographique du gaz , et en tenant compte :

- ü P abs : pression absolue du gaz au point en amont de l'orifice (en Kg/cm²)
- ü T : Température du gaz au point en amont de l'orifice en °k
- ü Coefficient de sur compressibilité sans dimension , fonction de P abs et T

On peut déduire :

$$r(\text{Kg/m}^3) = r_0 \times (P_{\text{abs}}/P_0) \times (T/T_0) \times \left(\frac{1}{Z}\right) \quad (V-3)$$

2-Masse volumique du liquide manométrique :

Elle dépend de la pression et de la température du liquide (pression au point en amont de l'orifice ; et température ambiante) , sa valeur réelle est donnée par :

$$\rho_{liquide} = \rho_0 [1 - a(T - T_0)] [1 + b(p - p_0)] \quad (V-4)$$

ou :

ü α : coefficient de dilatation cubique du liquide manométrique (mercure)
($a = 1.81 \times 10^{-4}$)

ü β : coefficient de compressibilité du liquide manométrique ($b = 4 \times 10^{-6}$)

ü T_0 : généralement 20°C

ü p_0 : pression atmosphérique = 1.013 bar

ü ρ_0 : masse volumique à 20°C (de l'ordre de 13.5458kg/l)

Remarque :

Les branches de mesure sont remplies de fluide dont on fait le calcul de débit .La masse volumique du liquide manométrique doit donc être exprimée par rapport à ce fluide qui a la même température.

La masse volumique du fluide dans les branches sera calculée de la même façon que celle établi pour le gaz avant l'orifice soit :

$$\rho (Kg/m^3) = \rho_0 \times (P_{abs}/P_0) \times (T/T_0) \times \left(\frac{1}{Z}\right) \times \frac{T}{T_0} \quad (V-5)$$

avec :

ü P_{abs} : pression absolu dans les branches

ü T' : température ambiante

La masse volumique à considérer pour le liquide manométrique est donc :

$$\rho_{reelle} = \rho_{liquide} - \rho_{fluid-branches}$$

3 -Pression différentielle :

$$h = H \cdot \rho_{reelle} = H(\rho_{liquide} - \rho_{fluid-branches}) \quad (V-6)$$

avec H : dénivellation au manomètre différentiel

h : kgf/m²

4- coefficient de débit (α) :

La manchette de mesure de débit a un diamètre intérieur $D = 107.1$ mm et le diaphragme a un diamètre $d = 67.8$ mm ; $\beta = d/D = 0.63305$

α est donnée par les normes en fonction de β , R_d et D
dans notre cas nous avons des prises de pression aux brides
pour $D = 4''$ les normes donnent :

| β | R_d | | |
|---------|--------|--------|--------|
| | 500000 | 10^6 | 10^7 |
| 0.62500 | 0.6594 | 0.6586 | 0.6580 |
| 0.65000 | 0.6696 | 0.6687 | 0.6679 |

Pour β réel = 0.63305 nous avons par interpolation

| | | | |
|-----------|----------------|---------|---------|
| Rd | $5 \cdot 10^5$ | 10^6 | 10^7 |
| a | 0.66268 | 0.66185 | 0.66119 |

pour $D=6''$ les normes donnent :

| | | | |
|---------------------------|-----------|--------|--------|
| β | Rd | | |
| | 500000 | 10^6 | 10^7 |
| 0.62500 | 0.6587 | 0.6578 | 0.6568 |
| 0.65000 | 0.6688 | 0.6677 | 0.6666 |

Pour β réel = 0.63635 nous avons par interpolation

| | | | |
|-----------|---------|---------|---------|
| Rd | 500000 | 10^6 | 10^7 |
| a | 0.66195 | 0.66099 | 0.65996 |

Pour $D=107.1\text{mm} = 4.2165''$; nous aurons la valeur définitif de α en fonction des valeurs réelles de D et β et en fonction du nombre de Reynolds

| | | | |
|-----------|---------|---------|---------|
| Rd | 500000 | 10^6 | 10^7 |
| a | 0.66260 | 0.66176 | 0.66106 |

Pour $5 \cdot 10^5 < \text{Rd} < 10^6$ $\alpha = 0.66260 - (0.00084/5 \cdot 10^5)(\text{Rd} - 5 \cdot 10^5)$

Pour $10^6 < \text{Rd} < 10^7$ $\alpha = 0.66176 - (0.00070/9 \cdot 10^6)(\text{Rd} - 10^6)$

5 Nombre de Reynolds R_d :

On sait que $R_d = \frac{c \cdot d}{u}$ (u : viscosité cinématique)

On pourra trouver deux valeurs du nombre de Reynolds suivant que l'on considère d (orifice) et D (tuyauterie)

$$R_d = \frac{c_2 \cdot d}{u_2} \quad R_D = \frac{c_1 \cdot d}{u_1}$$

on sait que $Q_m = S \times C \times r \times 3600$ en kg/h

$$\text{donc : } C = \frac{Q_m}{3600 \times \frac{p}{4} \times d^2 \times r}$$

$$\text{d'ou : } R_d = \frac{\frac{Q_m}{3600 \times \frac{p}{4} \times d \times r_1}}{u_1} = \frac{Q_m}{3600 \times \frac{p}{4} \times d \times r_1 \times u_1}$$

On sait que : $u_1 = \frac{m}{r_1}$ donc : $u_1 \times r_1 = m$ et $\frac{1}{3600 \times \frac{P}{4}} = 3.5368 \times 10^{-4}$

(u_1 viscosité dynamique)

$$R_d = \frac{Q_m}{d \times m} \times 353.68 \times 10^{-6}$$

avec : Q_m en kg/h

d en mètres

μ en kg/m.s $m = 11.7 \cdot 10^{-6}$ kg/m.s

- La viscosité dynamique m du gaz est donnée comme la viscosité moyenne en fonction de la température, sa valeur est de $11.7 \cdot 10^{-6}$ kg/m.s

$$R_d = 353.68 \frac{Q_a}{d \times m} \times 10^{-6} \quad (\text{V-6})$$

avec : Q_m en kg/h

d en mètres

μ en kg/m.s

Remarque :

- On ne connaît pas Q_m puisque le calcul vise à le déterminer. On prendra donc en première approximation, une valeur approximative du débit soit Q_a ou le nombre de Reynolds est supposé extrêmement grand.

a cet effet $Q_a = 12521.83 \times r_1 \times d_2^2 \times a_a \times e \times \sqrt{h \cdot r}$

avec $\alpha = 0.66106$ (valeur approximative correspondante à un nombre de Reynolds très grand ou infini).

6-coefficient de détente (e) :

Son expression est donnée comme suit :

$$e = 1 - [0.41 + 0.35 b_4] \times \frac{h}{P} \times \frac{1}{g} \quad (\text{V-7})$$

ou :

ü h : pression différentielle en kgf/m²

ü P : pression absolue amont en kgf/m²

ü $g = \frac{C_p}{C_v}$ et $\frac{1}{g} = 0.766$ pour le gaz parfait de Hassi R'mell

V-5-CALCUL DE PUISSANCE ELECTRIQUE HORAIRE : :[4]

Elle est déterminée en utilisant deux compteurs monophasés indiquant C1 et C2 , avec $C1 < C2$; On a :

$$P_e(Kw) = (C1 + C2) \cdot K \cdot N_i \cdot N_u \cdot 60 / t \cdot 10^3 \quad (V-8)$$

ou :

- ü K : coefficient compteurs (en W/ tr)
- ü N_i : Rapport de transformation d'intensité
- ü N_u : Rapport de transformation de tension
- ü t : durée de l'essai (en min)
- ü $C1$: indication compteur N°1
- ü $C2$: indication compteur N°2

V- 6-CALCUL DE CONSOMMATION SPECIFIQUE : :[4]

Son expression est comme suit :

$$C_s(Kcal / Kwh) = (Q_m \times PCI) / P_e \quad (V-9)$$

ou :

- Q_m : Débit massique horaire en kg/h
- PCI : pouvoir calorifique inférieur évalué a l'aide de l'analyse chromatographique en kcal/kg
- P_e : puissance électrique horaire en kW

V- 7-CONCLUSION :

A l'appuis des essais de réception d'un groupe turbine à gaz un calcul de performance a différent paliers de la charge, a permis de déterminer le débit massique du gaz du combustible , de la consommation spécifique et de la puissance électrique au borne alternateur.

Des correction issus des données du constructeur ont été appliquées sur les résultats trouvés afin d'avoir une idée sur les paramètre de fonctionnement selon les conditions normales d'une tel machine.

VI-1-DESCRIPTION DU CYCLE ENTHALPIQUE H-S-(fig.VI-6))

L'enthalpie est une énergie potentielle, fonction d'état définie du moment où l'état d'un gaz est donné par sa température.

Si C_p est la chaleur spécifique à pression constante et T la température du gaz l'enthalpie est

$$H = C_p \cdot T$$

Cette relation est intéressante car elle permet d'utiliser un mode de représentation très commode. En effet, sur le diagramme enthalpique $H - S$, le travail correspondant à une transformation est mesuré par des segments de droites et non plus par des aires, comme dans le diagramme $T - S$.

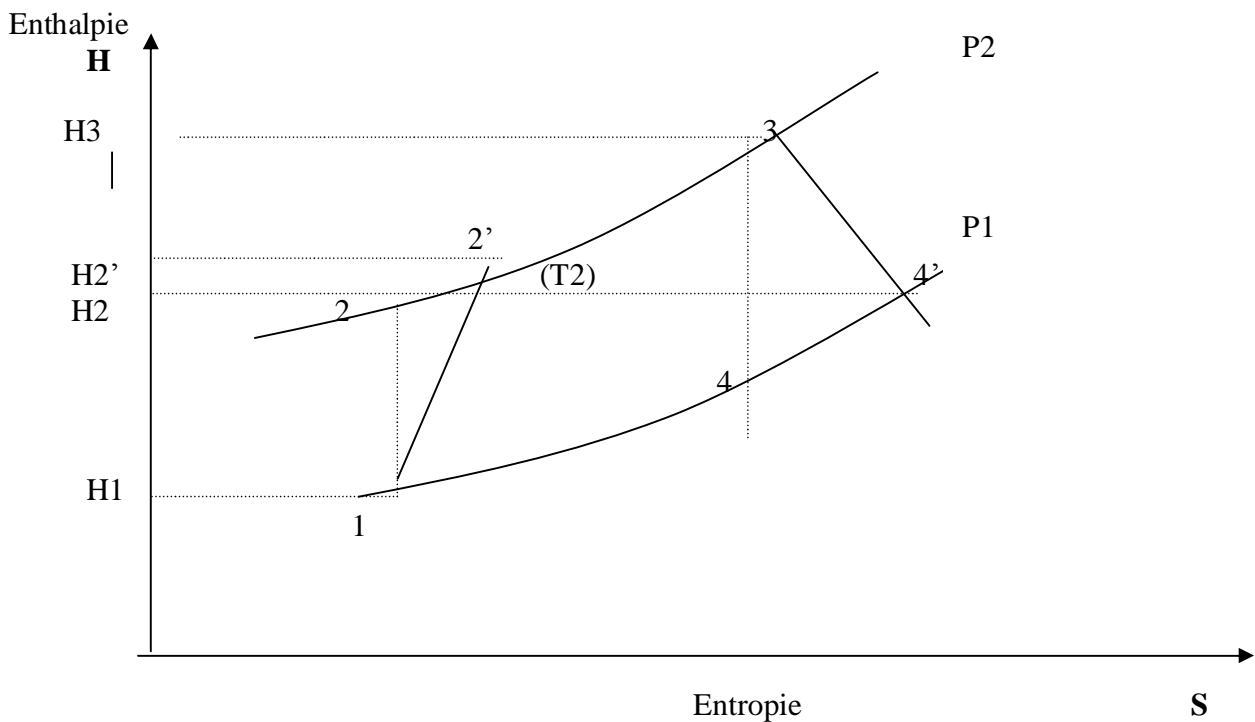


fig. VI-6-Cycle thermodynamique air gaz : représentation sur le diagramme (H,S)

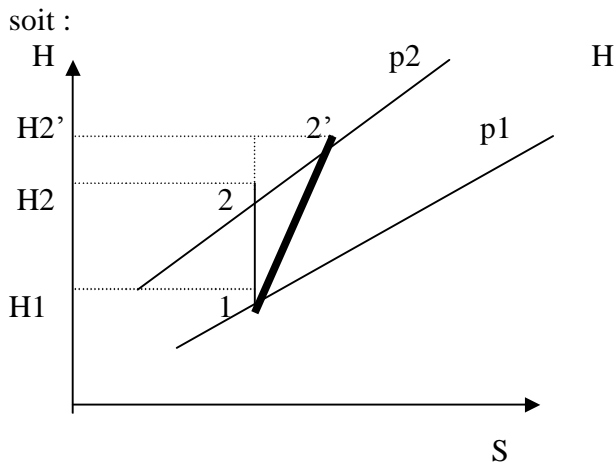


Fig. VI-7-a

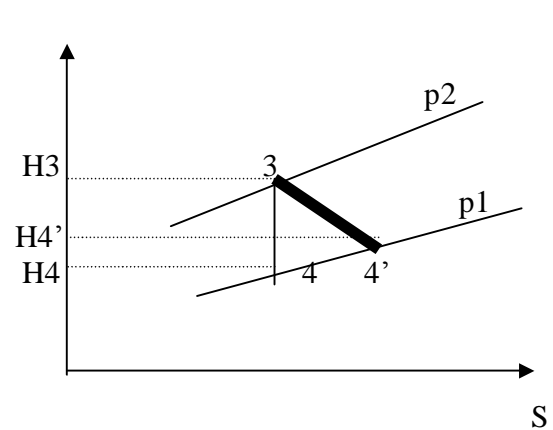


Fig. VI-7-b

VI-2 CALCUL THEORIQUE : [10]

On détermine les rendements partiels et globale comme suit :

1. Rendement du compresseur :

Considérons le diagramme fig. VI-7-a .

Soit 1 le point figuratif de l'air à l'aspiration du compresseur (point correspondant a la pression p_1 et à la température T_1)

Soit 2' le point figuratif de l'air au refoulement du compresseur (point correspondant a la pression p_2 et à la température T_2')

Soit 2 le point de la courbe de pression p_2 situé sur l'isentropique de 1

Soient H_1 ; H_2 ; et H_2' les enthalpies d'un kg d'air aux points 1 ; 2 ; 2'

1-2 représente la compression isentropique de l'air et 1-2' la compression réelle (poly tropique) .

Le rendement interne du compresseur , c'est à dire le rendement par rapport à l'isentropique a pour expression :

$$h_c = \frac{H_2 - H_1}{H_2' - H_1} \quad (\text{VI-1})$$

connaissant p_1 , p_2 , T_1 , et T_2' la détermination du rendement peut se faire d'après la table de gaz

2.Rendement de la turbine :

Considérons le diagramme fig. VI-7-b.

Soit 3 le point figuratif du gaz à l'admission de la turbine (point correspondant a la pression p2 et à la température T3)

Soit 4' le point figuratif du gaz à l'échappement de la turbine (point correspondant a la pression p1 et à la température T4')

Soit 4 le point de la courbe de pression p1 situé sur l'isentropique de 3

Soient H3 ;H4' ; et H4 les enthalpies d'un kg d'air aux points 3 ;4'et 4

3-4 représente détente isentropique du gaz et 3-4' la détente réelle (poly tropique) .

Le rendement interne de la turbine ;c'est à dire le rendement par rapport à l'isentropique a pour expression :

$$h_t = \frac{H_3 - H_{4'}}{H_3 - H_4} \quad (\text{VI-2})$$

connaissant p1, p2,T3, et T4' la détermination du rendement peut se faire d'après la table de gaz

Remarque : (Table de gaz) :

Les tables utilisées dans les calculs de turbine à gaz sont celles de J.H.KEENAN et J .KEY.

Les trois éléments figurant sur cette table sont :

ü La température

ü L'enthalpie

ü La pression relative

La température des gaz est la température absolue en ° K et ° C . La température va de 250°K jusqu'à 1300°K .

L'enthalpie H figurant sur la table est donnée en kcal/ mol

La pression relative pr est un nombre sans dimension servant à définir une transformation isentropique du gaz considéré .Si on a un gaz défini par un état initial p1 (pression absolue) et T1 (température absolue) et qu'on lui face subir une transformation isentropique pour l'amener à la température absolue T2 , la pression absolue p2 sera :

$$p_2 = p_1 \cdot (pr_1 / pr_2)$$

pr1 et pr2 étant les pressions relatives lues sur la table pour les températures considérées T1 et T2.

De même si l'on s'était fixé la pression absolue finale p2 après transformation isentropique , on calculerait :

$$pr_2 = pr_1 \cdot (p_2/p_1)$$

et on lira sur la table la température finale T2 et l'enthalpie finale correspondant à pr2

3 - rendement de la chambre de combustion :

on peut déterminer le rendement de la chambre de combustion à partir de la relation générale de calcul de rendement soit :

$$h_{th} = h_c \cdot h_t \cdot h_{ch} \quad (VI-1)$$

Et en tenant compte de l'expression du rendement thermique :

$$\eta_{th}\% = [860 / C_{sp}] \times 100 \quad (VI-1)$$

4- rendement de l'alternateur en fonction de Cos j

d'après les pièces du contrat ; on a :

Ü Puissance apparente CEI S. CEI = 32000 kvA

Ü Facteur de puissance CEI $\cos\varphi=0.8$ retard

Ü Le rendement de l'alternateur est donnée comme suit :

- pour $\cos\varphi=0.8$ retard

| | | | | |
|-------------------------------------|------|------|------|------|
| - puissance apparente en % S .CEI : | 25 % | 50 % | 75 % | 100% |
| - rendement en % : | 94.6 | 96.9 | 97.5 | 97.7 |

- pour $\cos\varphi=1$

| | | | | |
|-------------------------------------|------|------|------|------|
| - puissance apparente en % S .CEI : | 25 % | 50 % | 75 % | 100% |
| - rendement en % : | 94.8 | 97.1 | 97.9 | 98.2 |

VI-3- DETERMINATION DES RENDEMENTS PARTIELS :

- **1 - Rendement du compresseur :**

les conditions de compression d'air sont :

Aspiration : - $p_1 = \text{pres atm} - 47.7 \text{ mm H}_2\text{O} + = 0.95968 - 0.00486 = 0.9548 \text{ kgf/cm}^2$

- $T_1 = 29.44^\circ\text{C} = 302.6 \text{ }^\circ\text{k}$

Refoulement : - $p_2 = 8.18 \text{ bars éff} = 8.18 \times 1.02 = 8.347 \text{ kgf/cm}^2$

- $T_2 = 339.59 \text{ }^\circ\text{C} = 612.75^\circ\text{k}$

En utilisant la table de gaz [15] on détermine le rendement du compresseur comme suit :

a- l'interpolation entre $T = 302 \text{ }^\circ\text{k}$ et $T = 303 \text{ }^\circ\text{K}$ donne pour $T = 302.6^\circ\text{k}$:

$H_1 = 2095.24 \text{ kcal/mol}$

$Pr = 1.4286$

b- pour avoir H_2 on lit sur la même table la valeur donnée de H pour une pression relative de :

$Pr = 1.4286 \times 8.347 / 0.9548 = 12.4889$

L'interpolation entre $Pr = 12.415$ et $Pr = 12.496$ donne pour $Pr = 12.4889$

$H_2 = 3895.5664 \text{ kcal/mol}$

$T_2 = 557.912 \text{ }^\circ\text{K}$

c - pour avoir H_2' on lit, toujours sur la table, la valeur de H pour la températures

$T_2' = 612.75^\circ\text{k}$ l'interpolation entre $T = 612^\circ\text{k}$ et $T = 613^\circ\text{k}$ donne pour

$T_2' = 612.75^\circ\text{k}$:

$H_2' = 4292.975 \text{ kcal/mol}$

Le rendement du compresseur est :

$$h_c = (H_2 - H_1) / (H_2' - H_1) = 81.91 \%$$

2 – Rendement de la turbine :

d'après les essais les conditions de détente sont :

Aspiration : - $p_2' = p_2 - 200 \text{ mbar} = (8.18 - 0.200 \times 1.02) \text{ kgf/cm}^2 = 8.1396 \text{ kgf/cm}^2$

$$- T_3 = 771.02 \times \left[\frac{8.1396}{0.9548} \right]^{0.234} = 1273.055^\circ\text{k}$$

Echappement : - $p_1' = 48.4 \text{ mm H}_2\text{O} + \text{press atm} = (0.004936 + 0.95968) \text{ kgf/cm}^2$

$$p_1' = 0.9646$$

$$- T_4' = 497.87^\circ\text{C} = 771.02^\circ\text{k}$$

En utilisant la table de gaz on détermine le rendement de la turbine comme suit :

a- sur la table de l'air, l'interpolation entre $T = 1273\text{k}$ et $T = 1274^\circ\text{K}$ donne pour $T = 1273.055^\circ\text{k}$:

pour un coefficient d'excès d'air $r = 0$ (on a supposé qu'il n'y a pas d'excès d'air)

$$H_3 = 9438.051 \text{ kcal/mol}$$

$$Pr = 303.455$$

b- pour avoir H_4 on lit sur la même table la valeur donnée de H pour une pression relative de :

$$Pr = 303.055 \times 0.9646 / 8.1396 = 35.914$$

L'interpolation entre $Pr = 35.86$ et $Pr = 36.04$ donne pour $Pr = 35.914$:

$$H_4 = 5250.68 \text{ kcal/mol}$$

$$T_4 = 742.3^\circ\text{k}$$

c- pour avoir H_4' on lit, toujours sur la table, la valeur de H pour la températures

$T_4' = 771.02^\circ\text{k}$, l'interpolation entre $T = 771^\circ\text{k}$ et $T = 772^\circ\text{k}$ donne pour

$$T_4' = 771.02^\circ\text{k} :$$

$$H_4' = 5467.752 \text{ kcal/mol}$$

Le rendement de la turbine est :

$$h_t = (H_3 - H_4') / (H_3 - H_4) = 94.8 \%$$

3 – Rendement chambre de combustion :

d'après l'expression du rendement thermique, soit :

$$\eta_{th} \% = [860 / C_{sp}] \times 100$$

et avec $C_{sp} = 3362.9 \text{ kcal/kWh}$ on peut écrire :

$$\eta_{th} = 25.57 \% = \eta_c \eta_t \eta_{ch} \text{ (Cf.V-2)}$$

soit : $\eta_{ch} = 33 \%$

4 – Rendement alternateur :

on sait que **Pe** : Puissance active (kW) = Puissance apparente **Pu** (kVa) x cos φ
d'après les spécification du constructeur on peut déduire **Pe**, soit :

avec Cos φ = 0.8 retard ; et Pu = 32000 kVa

Pe = 25600 kW

et sachant que les calculs de puissance lors des essais donnent :

a- **Pe** = 13399.1 à 60% de la puissance nominale ; et Pu = 19200kva

b- **Pe** = 17432.7 à 80% de la puissance nominale ; et Pu = 25600kva

On peut calculer Cos φ à partir de **a/** ou **b/** dont la valeur est de **0.7** et
Pe = 16800 à 75 % de la puissance nominale ; et Pu = 24000kva

En outre **Pe** (réelle) = Pu réelle x Cos φ

D'où Pu (réelle) = 28215.85 kVa

Et en tenant compte les spécifications relative au calcul du rendement de l'alternateur

η_{alt} (cf.4) on obtient par interpolation entre Pu = 24000 kVa et Pu = 32000 kVa pour Pu (réelle) = 28215.85 kVa ; sa valeur est de : **halt = 97.61 %**

VI-4- CONCLUSION :

A partir des calculs des rendements partiels soit celui des équipements qui constituent le groupe turbine à gaz et qui interviennent sur la valeur du rendement global du cycle, on constate que le rendement thermique global est faible dont il y a lieu d'établir une étude sur l'amélioration de ce paramètre et par suite sur la consommation spécifique.

VII-1-Etude de l'écoulement méridien dans les turbomachines axiales:[18]**VII-1-1 Equations de base**

L'une des premières et des plus importantes relations unidimensionnelles qui à été mise en évidence est l'équation d'Euler des turbomachines. Elle se traduit par l'équation suivante applicable sur une ligne de courant (figure 15) :

$$H_1 - U_1 V_{q1} = H_2 - U_2 V_{q2}. \quad (\text{VII.1})$$

où H est l'enthalpie totale :

$$H = h + \frac{1}{2} V^2$$

Cette équation peut être dérivée en combinant l'équation de conservation de la quantité de mouvement rotationnel et la conservation de l'énergie pour un volume de contrôle. L'équation d'Euler des turbomachines exprime sous une autre forme la conservation, le long d'une ligne de courant et pour tout l'espace fluide contenu dans la machine, de la rothalpie formée par la quantité :

$$I = H - UV_q = cte. \quad (\text{VII-2})$$

Si l'écoulement est visqueux, la rothalpie se conservera approximativement car les puissances introduites pour les forces de cisaillement sont en général très faibles, mais on ne peut pas dire pour autant s'il s'agit d'un écoulement non permanent ou compressible avec échanges de chaleur. C'est le cas, notamment, des écoulements dans les jeux radiaux ou dans les machines thermiques.

L'équation d'Euler telle qu'elle est montrée ici est unidimensionnelle dans la mesure où elle est applicable à l'unité de masse de fluide qui suit la ligne désignée par le tube de courant élémentaire illustré sur la figure VII-1. La projection azimutale de ce tube de courant infinitésimal sur le plan (z,r) conduit à la définition d'une famille de lignes de courant méridiennes dont le moyeu et le carter sont des lignes de courant limites. Il est clair qu'une équation d'Euler peut être utilisée pour chaque ligne de courant méridienne pendant le stade de conception d'une turbomachine et que ces équations produiront une spécification précise du changement de vitesses tangentiels de V_{q1} à V_{q2} qui est requis pour passer d'une pression totale p_{o1} à p_{o2} . L'équation d'Euler est donc centrale au stade de la conception et sera utilisée à plusieurs reprises dans ce chapitre.

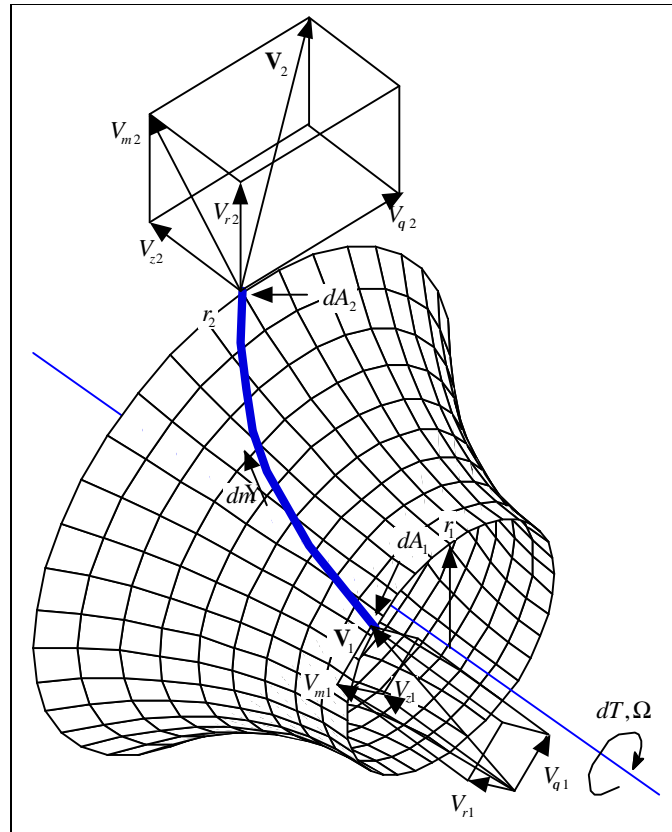


Fig.VII-1 Lignes de courant dans le repère absolu

Si aux équations d'Euler dans un repère absolu et en coordonnées cylindriques on impose les hypothèses d'un écoulement stationnaire ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$) avec symétrie axiale ($\frac{\partial}{\partial q} = 0$), on obtient les équations qui représentent le bilan de quantité de mouvement. Dans les trois directions (z, r, q) on obtient respectivement :

$$V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial z} + F_z \tag{VII.3}$$

$$V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{V_q^2}{r} = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + F_r \tag{VII.-4}$$

$$V_r \frac{\partial V_q}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_q}{\partial z} + \frac{V_r \cdot V_q}{r} = F_q \tag{VII-5}$$

où V_z, V_r et V_q sont les composantes de la vitesse absolue et F_z, F_r et F_q constituent les composantes des efforts appliqués sur le fluide par les pales (forces d'aubages) ou par d'autres forces extérieures ; p représente le champ de pression qui agit sur l'écoulement et r la masse volumique du fluide.

Reprenons l'équation de conservation de la rothalpie ou l'équation d'Euler pour les turbomachines :

$$\frac{p}{r} + \frac{V^2}{2} - U \cdot V_q = cte \quad (\text{VII.-6})$$

où V , la vitesse absolue de l'écoulement est calculable en fonction de ses composantes :

$$V^2 = V_z^2 + V_r^2 + V_q^2 \quad (\text{VII-7})$$

et U la vitesse d'entraînement est donnée par:

$$U = \Omega \cdot r. \quad (\text{VII.-8})$$

En prenant les dérivées de l'équation VII.6 en r et z , nous écrivons respectivement :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_q \frac{\partial V_q}{\partial r} - \frac{\mathcal{I}(U \cdot V_q)}{\mathcal{I}r} = 0 \quad (\text{VII-9})$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial z} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial z} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} + V_q \frac{\partial V_q}{\partial z} - \frac{\mathcal{I}(U \cdot V_q)}{\mathcal{I}z} = 0 \quad (\text{VII.-10})$$

En substituant ces derniers termes en pression dans les expressions VII-3 et VII-4, nous arrivons au système d'équations suivant correspondant au de bilan de quantité de mouvement :

$$V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} - V_r \frac{\partial V_r}{\partial z} = V_q \frac{\partial V_q}{\partial z} - \frac{\partial U \cdot V_q}{\partial z} + F_z \quad (\text{VII-11})$$

$$V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} - V_z \frac{\partial V_z}{\partial r} = \frac{V_q^2}{r} + V_q \frac{\partial V_q}{\partial r} - \frac{\partial U \cdot V_q}{\partial r} + F_r \quad (\text{VII-12})$$

Avec l'introduction de la fonction de courant méridienne y , nous pouvons écrire les expressions des composantes V_z et V_r de la vitesse dans le plan méridien :

$$V_z = -\frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} \quad (\text{VII-13})$$

$$V_r = \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial z} \quad (\text{VII-14})$$

Ces dernières expressions sont introduites dans le premier membre commun des équations VII-11et VII-12 :

$$\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} + \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right) \quad (\text{VII-15})$$

À partir de cette dernière expression, on peut éliminer les composantes méridiennes du bilan de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial y}{\partial z} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} + \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right) = -r(V_q - U) \frac{\partial(r \cdot V_q)}{\partial z} - r^2 F_z \quad (\text{VII-16})$$

$$\frac{\partial y}{\partial r} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} + \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right) = -r(V_q - U) \frac{\partial(r \cdot V_q)}{\partial r} - r^2 F_r \quad (\text{VII-17})$$

Les seconds membres de ces équations sont fonction, principalement, de la vitesse azimutale V_q et de ses dérivées dans les directions z et r . On verra, en outre, que les composantes des efforts qui apparaissent, peuvent aussi être exprimées en fonction de V_q et de leur dérivées. C'est donc par le biais de V_q que le couplage avec le calcul aube à aube pourra être effectué.

Il semble, à première vue, qu'une seule de ces équations suffise pour définir la cinématique de l'écoulement, c'est-à-dire, calculer la fonction y .

On regroupera les termes à droite sous une forme générique :

$$\frac{\partial y}{\partial z} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} + \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right) = g_z - r^2 F_z \quad (\text{VII-18})$$

$$\frac{\partial y}{\partial r} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} + \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right) = g_r - r^2 F_r \quad (\text{VII-19})$$

avec :

$$g_z = -r \cdot (V_q - U) \cdot \frac{\mathcal{I}(r \cdot V_q)}{\mathcal{I}_z} \quad (\text{VII-20})$$

$$g_r = -r \cdot (V_q - U) \cdot \frac{\mathcal{I}(r \cdot V_q)}{\mathcal{I}_r} \quad (\text{VII-21})$$

On remarquera que l'équation VII-5 qui exprime la composante tangentielle du champ d'efforts est restée inaltérée après les définitions et transformations introduites jusqu'ici. Cette relation contient les composantes V_q et ses dérivées, par conséquent elle est liée directement au calcul aube à aube.

VII-1-2 Forces d'aubage dans le cas d'un nombre infini d'aubages.

Si l'on formule l'hypothèse d'un nombre infini d'aubages, l'écoulement qui traverse la zone aubée peut être assimilé à des nappes infiniment minces de fluide dont chacune est identique à la surface moyenne des aubages (écoulement axisymétrique). Cette surface est définie par l'angle de la surface moyenne des aubes en fonction de z et r :

$$a = a(z, r) \quad (\text{VII-22})$$

Sur la figure VII-2 on a représenté une surface S_I de l'écoulement aube à aube développée dans le plan de la transformation conforme. On peut y observer le profil des aubages et les projections des efforts aérodynamiques appliqués $\vec{F}_{a,m}$ et ses composantes $\vec{F}_{a,z}$ et $\vec{F}_{a,q}$. On peut également constater les différentes formes des lignes de courant en fonction de leur position par rapport aux aubages. Ces différences sont responsables des variations azimutales que, dans une première approche du problème, nous avons négligées. Il faut remarquer que, dans le système de coordonnées montré, la vitesse d'entraînement $U = \Omega r$ est positive pour une machine de compression (pompes et compresseurs).

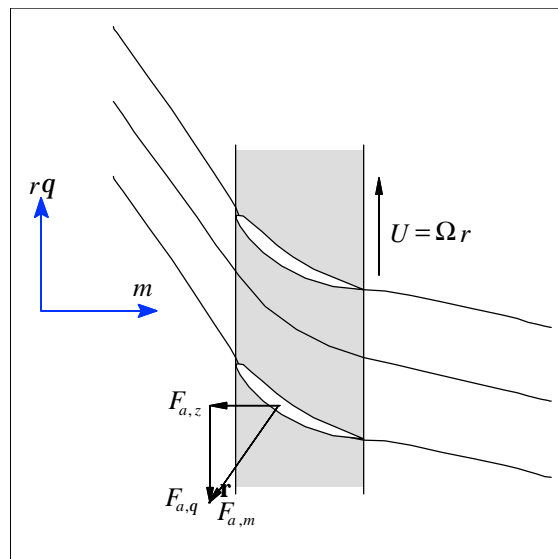


Fig. VII-2 Ecoulement aube à aube - plan transformé

En s'appuyant sur ces hypothèses, on définit une ligne de courant moyenne qui donnera lieu, à son tour, à une surface moyenne représentative des caractéristiques cinématiques de l'écoulement dans la machine.

On peut assimiler le champ cinématique représenté en figure VII-1, à un champ équivalent basé sur la notion de d'écoulement moyenné en azimuth. L'écoulement ainsi obtenu possède une symétrie axiale et peut être traité par les équations VII-18 ,VII-19 et VII-5

En figure VII-3 on montre cet écoulement équivalent ainsi que les efforts exercés par les aubages sur le fluide $\vec{F}(z, r)$ ou champ de force que l'on nommera "force d'aubage" dont les composantes F_z et F_r apparaissent dans les seconds membres des équations VII18 ,VII-19

Il faut remarquer que ces efforts sont directement liés à la présence des pales, et par conséquent ils sont nuls en dehors de la zone aubée.

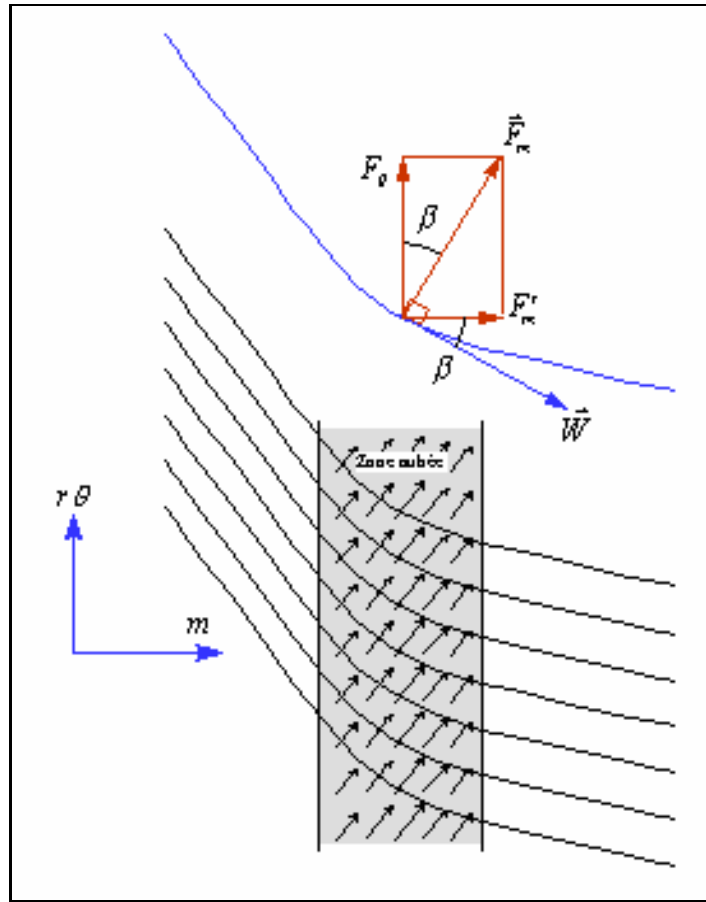


Fig. VII-3 Champ de forces équivalent dans l'écoulement aube à aube - plan transformé.

Sur cette même figure, on remarquera également la définition de l'angle de l'écoulement $b(z,r)$ (imposé par les aubages) formé entre la tangente à la ligne de courant moyenne et l'axe z .

En l'absence de termes de friction, la force résultante sera perpendiculaire, simultanément, à la surface $a(z,r)$, à la ligne de courant et à la vitesse relative \vec{W} . La projection de \vec{F} sur le plan méridien (r,z) donne le vecteur \vec{F}'_{zr} , tandis que sa projection sur le plan tangent à la surface de révolution (m,rq) est le vecteur \vec{F}'_m . La projection de ce dernier sur le plan méridien est désignée par \vec{F}'_m .

A cause de la perpendicularité mentionnée, l'angle b est en même temps l'angle entre les vecteurs \vec{W} et \vec{F}'_m (direction m), et entre les vecteurs \vec{F}'_m et \vec{F}'_q . On peut donc écrire:

$$\tan b = \frac{W_q}{W_m} = \frac{W_q}{\sqrt{W_z^2 + W_r^2}} = \frac{F'_m}{F'_q}$$

La figure VII-4 montre la vue méridienne. On y a introduit l'angle de conicité des lignes de courant d qui vérifie la relation suivante :

$$\tan d = \frac{F_r}{F_z} = \frac{V_r}{V_z}$$

Sur cette même figure, on peut aussi constater que

$$F'_m = F_r \sin d + F_z \cos d$$

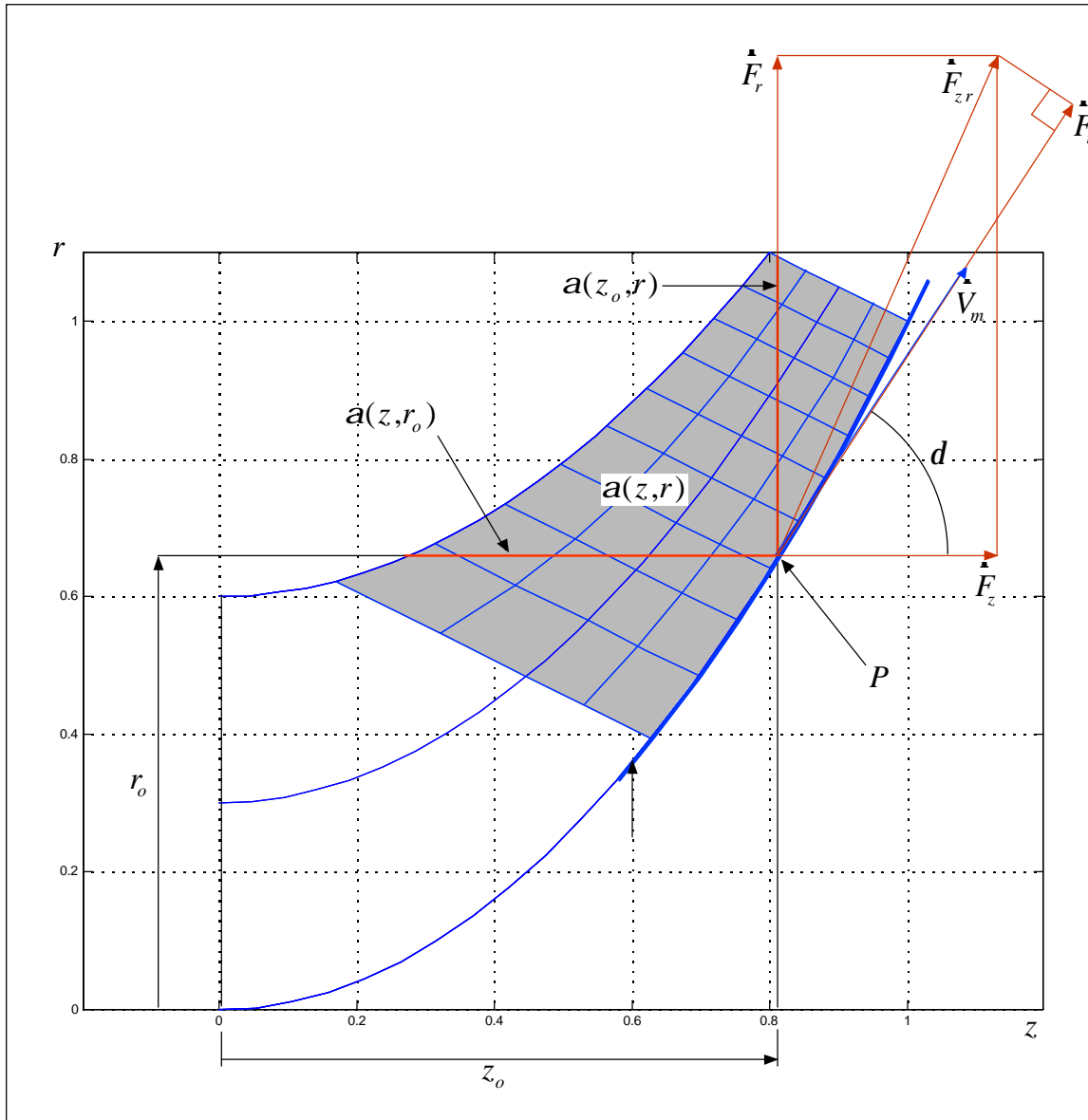


Fig. VII-4- Définitions relatives aux forces d'aubages - plan méridien

En figure VII-5 on montre une coupe cylindrique qui contient le point \$P\$ où l'on peut apprécier l'intersection avec la surface moyenne et les projections des efforts sur ce plan. On peut aussi constater que:

$$\tan b_{zq} = \frac{F_z}{F_q} = -r \frac{\partial a}{\partial z}$$

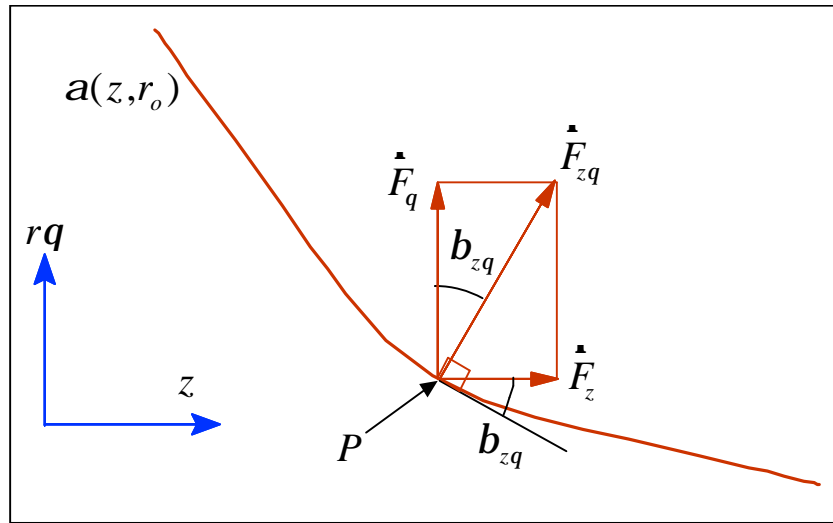


Fig.VII-5- Définitions relatives aux forces d'aubages - plan $r = r_o$

Cette relation permet de réécrire l'angle d'aubage en fonction de la géométrie des pales et de l'angle cinématique d :

$$\tan b = \frac{F'_m}{F_q} = \frac{F_r \sin d + F_z \cos d}{F_q} = -r \left[\frac{\mathcal{J}a}{\mathcal{J}r} \sin d + \frac{\mathcal{J}a}{\mathcal{J}z} \cos d \right]$$

Grâce à l'introduction des relations antérieures, on pourra exprimer F_z en fonction de F_q :

$$F_z = F_q \cdot \tan b_{zq} = -F_q \cdot r \cdot \frac{\mathcal{J}a}{\mathcal{J}z} = -\frac{\mathcal{J}a}{\mathcal{J}z} \cdot r \cdot \left(V_r \frac{\partial V_q}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_q}{\partial z} + \frac{V_r \cdot V_q}{r} \right). \quad (\text{VII-23})$$

D'une façon similaire :

$$F_r = F_q \cdot \tan e = -F_q \cdot r \cdot \frac{\mathcal{J}a}{\mathcal{J}r} = -\frac{\mathcal{J}a}{\mathcal{J}r} \cdot r \cdot \left(V_r \frac{\partial V_q}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_q}{\partial z} + \frac{V_r \cdot V_q}{r} \right). \quad (\text{VII-24})$$

En combinant les équations VII.23 et VII-24 avec VII-5, on peut calculer les forces d'aubages en fonction de la cinématique de l'écoulement (V_z , V_r , V_q). En substituant ces expressions dans VII-16 et 17, on obtient un système dont le seul paramètre manquant est V_q :

$$\frac{\partial y}{\partial z} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} + \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right) = -r(V_q - U) \frac{\partial(r \cdot V_q)}{\partial z} + r^3 \left(V_r \frac{\partial V_q}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_q}{\partial z} + \frac{V_r \cdot V_q}{r} \right) \cdot \frac{\mathcal{J}a}{\mathcal{J}z} \quad (\text{VII-25})$$

$$\frac{\partial y}{\partial r} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} + \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right) = -r(V_q - U) \frac{\partial(r \cdot V_q)}{\partial r} + r^3 \left(V_r \frac{\partial V_q}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_q}{\partial z} + \frac{V_r \cdot V_q}{r} \right) \cdot \frac{\mathcal{I}a}{\mathcal{I}r} \quad (\text{VII-26})$$

Ces équations pourraient être utilisées séparément pour résoudre l'écoulement dans des domaines où, soit la vitesse axiale V_z , soit la vitesse radiale V_r ne s'annulent pas, c'est-à-dire, des domaines qui ne contiennent pas simultanément de sections axiales et radiales. Pour résoudre ce problème, notamment dans le cas des machines centrifuges, on combinera les équations VII-16-17 en une seule :

$$\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} + \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} = \frac{(g_r - g_z) - r^2(F_r - F_z)}{r \cdot (V_z + V_r)} \quad (\text{VII-27})$$

Avec les contraintes imposées, cette relation ne sera valable qu'à l'intérieur du domaine où se vérifie la condition suivante :

$$V_z + V_r \neq 0 \quad (\text{VII-28})$$

qui, pour les turbomachines, représente le cas plus courant. Il faut noter que les points d'arrêt de l'écoulement ne posent pas ce problème car ils ne se trouvent pas à l'intérieur du domaine étudié.

Le second membre de cette dernière équation contient les termes dépendant de la vitesse tangentielle V_q . La connaissance de ce paramètre proviendra d'un calcul aube à aube complet ou simplifié. Il convient de rappeler que V_z et V_r peuvent être exprimées en fonction de la fonction de courant y par le biais de VII.13 et VII-14.

VII.-1-3-calcul aube à aube simplifié :

Dans le cadre de l'hypothèse d'un nombre infini d'aubages, on peut remplacer le calcul aube à aube par un calcul géométrique sur les surfaces moyennes équivalentes. Dans le repère relatif et à l'intérieur de la zone aubée, les particules de fluide se déplacent sur les surfaces $a(z, r)$. L'élément d'angle parcouru par ces particules sera :

$$da = \frac{\mathcal{I}a}{\mathcal{I}z} \cdot dz + \frac{\mathcal{I}a}{\mathcal{I}r} \cdot dr. \quad (\text{VII-29})$$

De la même façon, on obtient la vitesse angulaire relative des particules

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{\partial \alpha}{\partial z} \cdot V_z + \frac{\partial \alpha}{\partial r} \cdot V_r. \quad (\text{VII-30})$$

La vitesse tangentielle relative est obtenue en multipliant par le rayon :

$$W_\theta = r \cdot \omega = r \cdot \left(V_z \cdot \frac{\partial \alpha}{\partial z} + V_r \cdot \frac{\partial \alpha}{\partial r} \right). \quad (\text{VII-31})$$

On utilisera la relation de passage entre les repères absolu et relatif pour calculer la vitesse tangentielle du fluide :

$$V_q = U + W_q = U + r \cdot \left(V_z \cdot \frac{\partial a}{\partial z} + V_r \cdot \frac{\partial a}{\partial r} \right). \quad (\text{VII-32})$$

À partir de cette dernière relation, l'équation VII-27 sera complètement déterminée dans la zone aubée. En dehors de cette zone aubée, on distinguera deux zones distinctes : à l'amont et à l'aval de cette zone. Dans ces deux cas, comme il a été établi précédemment, les forces d'aubages sont nulles :

$$F_z = F_r = F_q = 0. \quad (\text{VII-33})$$

À l'amont, soit dans le cadre de l'avant-projet, soit pour l'analyse d'une machine existante, on doit avoir connaissance du champ de V_q à l'entrée. Dans la plupart des cas, elle est supposée nulle dans toute la conduite d'entrée :

$$V_q = 0, \quad (\text{à l'amont de la zone aubée}) . \quad (\text{VII-34})$$

mais rien n'empêche de traiter des cas où il existe une pré-rotation déterminée.

À l'aval, il faut calculer, après l'annulation des forces d'aubages, les termes g_z et g_r . Ces termes peuvent être calculés à partir des valeurs prises à la limite de la zone aubée au bord de fuite. Pour ce faire, on doit d'abord démontrer que toute fonction $f = f(y)$, continuellement différentiable doit vérifier l'égalité suivante

$$V_z \cdot \frac{\partial f}{\partial z} + V_r \cdot \frac{\partial f}{\partial r} = 0. \quad (\text{VII-35})$$

Pour arriver à ce résultat, on commence par l'égalité facilement vérifiable à l'aide des équations VII-13 et VII-14 ,

$$V_z \cdot \frac{\partial y}{\partial z} + V_r \cdot \frac{\partial y}{\partial r} = 0. \quad (\text{VII-36})$$

En utilisant la règle de la dérivation en chaîne, on obtient:

$$V_z \cdot \frac{\partial y}{\partial z} \cdot \frac{\partial f}{\partial y} + V_r \cdot \frac{\partial y}{\partial r} \cdot \frac{\partial f}{\partial y} = \frac{\partial y}{\partial y} \cdot \left(V_z \cdot \frac{\partial f}{\partial z} + V_r \cdot \frac{\partial f}{\partial r} \right) = 0. \quad (\text{VII-37})$$

ce qui implique que y est une constante ou que la proposition VII-35 est vérifiée.

D'autre part, constatant que F_q est nulle en dehors de la zone aubée, l'équation VII.5 peut être mise sous la forme de VII-36:

$$V_z \cdot \frac{\mathcal{I}(r \cdot V_q)}{\mathcal{I}z} + V_r \cdot \frac{\mathcal{I}(r \cdot V_q)}{\mathcal{I}r} = F_q = 0 \quad (\text{VII-38})$$

ce qui signifie que $r \cdot V_q$ est une fonction de y :

$$r \cdot V_q = f_1(y). \quad (\text{VII-39})$$

On peut donc constater que la quantité $r \cdot V_q$ se conserve sur une ligne de courant si les forces d'aubages sont nulles ($F_q = 0$), ce qui est rigoureusement vrai en dehors de la zone aubée. Cette propriété permettra le calcul des fonctions g_z et g_r le long des lignes de courant, en dehors de la zone aubée. Il est important de remarquer que le terme $r \cdot V_q$ varie, en général, dans la zone aubée à cause de l'action des pales et qu'il sera conservé quand la force d'aubages sera nulle. Une exception à noter se présente dans le cas d'une machine fonctionnant en vortex libre où, par construction, $r \cdot V_q$ est constant dans tout l'écoulement et sera conservé malgré l'action des pales.

Il est évident que cette dernière relation est fortement implicite et les termes sources des équations, g_z et g_r , ne sont pas fonction seulement des coordonnées mais aussi de la fonction $f_1(y)$. Ces fonctions implicites sont a priori inconnues et dépendent des valeurs prises au bord de fuite des pales. Ainsi, on peut réécrire les relations VII-20 et VII-21 à l'aval de la zone aubée :

$$g_z = -f_1(y) + r \cdot U \cdot \frac{df_1(y)}{dy} \cdot \frac{\mathcal{I}y}{\mathcal{I}z} \quad (\text{VII-40})$$

et

$$g_r = -f_1(y) + r \cdot U \cdot \frac{df_1(y)}{dy} \cdot \frac{\mathcal{I}y}{\mathcal{I}r}. \quad (\text{VII-41})$$

Les dérivées de la fonction $f_1(y)$ seront calculées au bord de fuites des pales.

En figure VII-6- on montre les trois zones de calcul :

1. A l'amont des pales, les forces d'aubages F_z et F_r , ainsi que les fonctions g_z et g_r sont nulles;
2. Au sein des pales, les forces d'aubages sont exprimées par VII-23 et VII-24 et les fonctions g_z et g_r par VII-20 et VII-21;
3. A l'aval des pales, les forces d'aubages sont nulles et les fonctions g_z et g_r sont exprimées par VII-40 et VII-41.

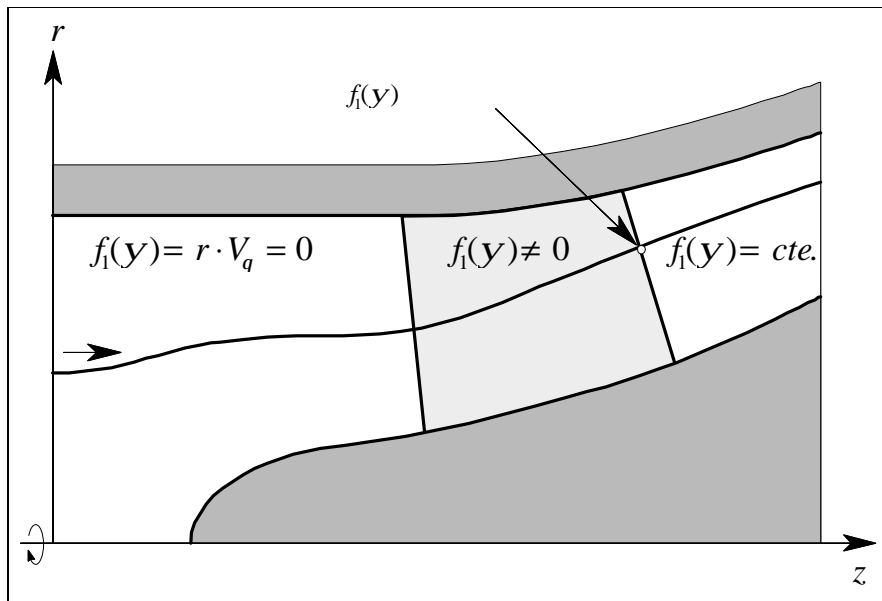


Fig VII-6 Différentes zones de calcul

Finalement, à l'aide de l'identité:

$$\frac{\partial^2 \mathbf{y}}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \mathbf{y}}{\partial r} + \frac{\partial^2 \mathbf{y}}{\partial z^2} = r \left(\nabla \cdot \left(\frac{1}{r} \nabla \mathbf{y} \right) \right)$$

on peut réécrire l'équation générale à résoudre VII-27 d'une façon plus adaptée aux méthodes numériques pour les équations différentielles partielles :

$$\nabla \cdot \left(\frac{1}{r} \nabla \mathbf{y} \right) = G(z, r, \mathbf{y}) \quad (\text{VII-42})$$

où le terme source prend des valeurs différentes suivant la région de la machine :

1 à l'amont de la zone aubée :

$$G(z, r, \mathbf{y}) = 0 \quad (\text{VII-42a})$$

2 à l'intérieur de la zone aubée :

$$G(z, r, \mathbf{y}) = \frac{(g_r - g_z) - r^2 (F_r - F_z)}{r^2 \cdot (V_z + V_r)} \quad (\text{VII-42b})$$

avec g_z et g_r calculées par VII.20 et VII.21 et F_z et F_r calculées par VII.23 et VII.24;

3 à l'aval de la zone aubée :

$$G(z,r,y) = \frac{(g_r - g_z) - r^2(F_r - F_z)}{r^2 \cdot (V_z + V_r)} \quad (\text{VII-42c})$$

avec g_z et g_r calculées par VII-39 et VII-41.

VII-2 Résolution de l'équation

Dans cette partie On traitera une application dérivant des équation présentés précédement pour lesquelles on adoptera quelques hypothèses simplificatrices spécifiquement , On utilisera l'équation VII-24 qui est bien adapté aux machines axiales . Pour résoudre les équations correspondantes , on a retenu une méthode analytique .

Les résultats obtenues part cette démarche on été validés en deux considérations (au débit nominal et partiel) donnant les mêmes significations.

VII-2-1- équations simplifiées : [18]

On peut négliger la composante radiale de la force d'aubage ($F_r = 0$), notamment dans les cas suivants :

1. Les pales sont radiales, $\partial a / \partial r = 0$ d'où $F_r = 0$ (voir équation VII.24),
2. L'écoulement est en vortex libre, $rV_q = cte$ et $F_q = 0$ et $F_r = 0$ (voir équations VII-24 et VII.38),
3. On se trouve en dehors de la zone aubée (voir VII-33).

Cette hypothèse simplifie l'équation VII.17 pour donner l'expression suivante :

$$\frac{\mathcal{Y}}{\mathcal{Y}r} \left(\frac{\partial^2 \mathcal{Y}}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \mathcal{Y}}{\partial r} + \frac{\partial^2 \mathcal{Y}}{\partial z^2} \right) = \Omega r^2 \frac{\mathcal{Y}(rV_q)}{\mathcal{Y}r} - \frac{1}{2} \frac{\mathcal{Y}(rV_q)^2}{\mathcal{Y}r} \quad (\text{VII-43})$$

équation dans laquelle on doit observer:

$$r \neq 0 \text{ et } \frac{\partial \mathcal{Y}}{\partial r} \neq 0$$

Cette dernière condition implique que VII-43 ne sera pas valable si $\partial \mathcal{Y} / \partial r = 0$ ou $V_z = 0$, ce qui peut se produire dans deux cas importants. Le premier cas s'il y a des points de vitesse axiale nulle au sein de l'écoulement, notamment comme dans le cas des tourbillons de recirculation. Le second cas se présente dans les machines centrifuges dont les vitesses de sortie sont essentiellement radiales en sortie de roue.

L'expression VII.1 peut être réécrite sous la forme suivante :

$$\frac{\mathcal{Y}}{\mathcal{Y}r} \left(\frac{\partial^2 \mathcal{Y}}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \mathcal{Y}}{\partial r} + \frac{\partial^2 \mathcal{Y}}{\partial z^2} \right) = g(z,r) \quad (\text{VII-44})$$

avec

$$g(z,r) = \Omega r^2 \frac{\partial(rV_q)}{\partial r} - \frac{1}{2} \frac{\partial(rV_q)^2}{\partial r} \quad (\text{VII-45})$$

Il s'agit d'une équation aux dérivées partielles non linéaire, qui peut, abstraction faite du terme $\partial y / \partial r$, être mise sous une forme similaire à l'équation de Poisson dont le terme source dépendra aussi de la fonction inconnue.

Ces équations peuvent être déduites également à partir des équations du mouvement relatif. Dans le cas où l'écoulement à la configuration du vortex libre ($rV_q = \text{cte.}$ et $g(z,r) = 0$), on peut simplifier encore l'équation VII-44 :

$$\frac{\mathcal{I}y}{\mathcal{I}r} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} + \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (\text{VII-46})$$

Ce cas particulier est intéressant puisque VII-46 n'est autre que l'équation de Laplace qui régit les écoulements irrotationnels .

Réolvons cette équation :

Soit :

$$\frac{\partial y}{\partial r} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} + \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (\text{VII-49})$$

la vitesse axiale V_z ne pouvant être nulle partout , on aura

$$\frac{\partial y}{\partial r} \neq 0$$

qui conduit à l'équation :

$$\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} + \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} = 0 \quad (\text{VII-50})$$

c'est l'équation de Laplace en coordonnées cylindriques

VII-2-2-resolution de l'équation

La solution du problème est de résoudre l'équation de Laplace en coordonnées cylindriques en tenant compte que la fonction de courant y ne dépend pas de j et dépend de r et z .

Vu que la relation entre les coordonnées cylindriques (r,q,z) et les coordonnées cartésiennes (x,y,z) est :

$$x = r \cos q \quad , \quad y = r \sin q \quad , \quad z = z$$

et y ne dépend pas de j

il est question de trouver la solution de l'équation de Laplace dans le domaine D délimité entre

$$K_1 : x^2 + y^2 = R_1^2 \quad \text{soit} \quad x^2 = R_1^2 \quad \text{et}$$

$$K_2 : x^2 + y^2 = R_2^2 \quad \text{soit} \quad x^2 = R_2^2$$

Le domaine d'étude est limité par quatre droites sur lesquelles on imposera les conditions aux limites et de frontières. On considérera les parois comme impénétrables par l'écoulement et donc comme étant des lignes de courant correspondants à des valeurs constantes pour la fonction y , ce sont les conditions de Dirichlet suivantes :

$$\text{sur le moyeu } r=R_1 \quad y=y_1 \quad (\text{VII-51})$$

$$\text{sur le carter } r=R_2 \quad y=y_2 \quad (\text{VII-52})$$

les valeurs y_1 et y_2 sont liées par le débit globale qui traverse la machine. il peut être calculé par l'intégrale :

$$Q=2p \int r V dr = -2p \int_1^2 \frac{\partial y}{\partial r} dr = 2p(y_1 - y_2)$$

on choisira arbitrairement $y_2=0$ ce qui donnera pour y_1 :

$$y_1 = \frac{Q}{2p}$$

D'autre part, la seule condition que l'on peut imposer à la cinématique de l'écoulement et à l'aval de la zone aubée, est que les vitesses radiales soient nulles à des distances suffisamment éloignées. Elles se traduisent par le parallélisme des lignes de courant avec les parois et l'axe de symétrie de la machine. On obtient les conditions de Neumann suivantes :

$$\text{Pour } Z=0 \text{ et } \frac{\partial y}{\partial z}=0 \quad (\text{VII-53})$$

$$\text{pour } Z=H \text{ et } \frac{\partial y}{\partial z}=0 \quad (\text{VII-54})$$

Nous résoudrons le problème en coordonnées (r et z). Il est évidemment logique de rechercher une solution ne dépendant pas de z

L'équation (2) prend alors la forme :

$$\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} = 0$$

qui peut s'écrire :

$$r \frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - \frac{\partial y}{\partial r} = 0$$

Cette équation est une équation d'Euler, on cherche sa solution sous la forme $y=r^m$

$$\text{Soit : } rm(m-1)r^{m-2} - mr^{m-1} = 0$$

En simplifiant par r^{m-1} , on obtient $m=-2$

La solution est : $y = \frac{C_1}{r^2} + C_2$ (VII-55)

Déterminons C_1 et C_2 des conditions (VII-51) et (VII-52) :

$$y_1 = \frac{C_1}{R_1^2} + C_2$$

$$y_2 = \frac{C_1}{R_2^2} + C_2$$

Nous tirons :

$$C_1 = \frac{(y_2 - y_1)R_1^2 R_2^2}{R_1^2 - R_2^2} \quad C_2 = \frac{y_1 R_1^2 - y_2 R_2^2}{R_1^2 - R_2^2}$$

Portant les valeurs trouvées de C_1 et C_2 dans la formule (VII-55) nous obtenons en définitif :

$$y = \frac{(y_2 - y_1)R_1^2 R_2^2}{R_1^2 - R_2^2} \cdot \frac{1}{r^2} + \frac{y_1 R_1^2 - y_2 R_2^2}{R_1^2 - R_2^2} \quad (\text{VII-56})$$

en considérant que $y_2 = 0$ et $y_1 = \frac{Q}{2p}$ on obtient l'expression de y comme suit :

$$y = -\frac{QR_1^2 R_2^2}{2p(R_1^2 - R_2^2)} \cdot \frac{1}{r^2} + \frac{QR_1^2}{2p(R_1^2 - R_2^2)} \quad (\text{VII-57})$$

si on introduit l'expression de y dans l'équation (VI-50) on aura :

$$\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} + \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} = 0$$

$$\frac{\partial y}{\partial r} = \frac{QR_1^2 R_2^2}{2p(R_1^2 - R_2^2)} \cdot \frac{1}{r^3}$$

$$\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} = -\frac{3QR_1^2 R_2^2}{2p(R_1^2 - R_2^2)} \cdot \frac{1}{r^4}$$

$$\text{soit : } -\frac{3QR_1^2 R_2^2}{2p(R_1^2 - R_2^2)} \cdot \frac{1}{r^4} - \frac{1}{r} \frac{QR_1^2 R_2^2}{2p(R_1^2 - R_2^2)} \cdot \frac{1}{r^3} + \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} = 0$$

En d'autre terme :

$$-\frac{2QR_1^2R_2^2}{p(R_1^2-R_2^2)} \cdot \frac{1}{r^4} + \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} = 0$$

soit
$$\frac{\partial y}{\partial z} = \frac{2QR_1^2R_2^2}{p(R_1^2-R_2^2)} \cdot \frac{1}{r^4} z + C$$

de la condition (VII-53) on a $C=0$

finalement :
$$y = \frac{2QR_1^2R_2^2}{p(R_1^2-R_2^2)} \cdot \frac{1}{r^4} z^2 + C \quad (\text{VII-58})$$

de la condition (VI-54) on a

$$C' = -\frac{2QR_1^2R_2^2}{p(R_1^2-R_2^2)} \cdot \frac{1}{r^4} H \quad \text{et} \quad y = -\frac{QR_1^2R_2^2}{2p(R_1^2-R_2^2)} \cdot \frac{1}{r^4} z^2 - \frac{2QR_1^2R_2^2}{p(R_1^2-R_2^2)} \cdot \frac{1}{r^4} H$$

soit
$$y = -\frac{QR_1^2R_2^2}{2p(R_1^2-R_2^2)} \cdot \frac{1}{r^4} (z^2 + 4H) \quad (\text{VII-59})$$

on pose $z_1^4 = z^2 + 4H$

on aura :
$$y = -\frac{QR_1^2R_2^2}{2p(R_1^2-R_2^2)} \cdot \frac{1}{r^4} (z_1^4)$$

Donc on peut avoir pour $y=y_1$ l'expression de r en fonction de z_1 comme suit :

$$r = \sqrt{-\frac{QR_1^2R_2^2}{2p(R_1^2-R_2^2)} z_1^2}$$

soit
$$r = R_1R_2 \sqrt{\frac{Q}{2p(R_2^2-R_1^2)} z_1^2} \quad (\text{VII-60})$$

VII-2-3-Application :

Pour notre turbine série 5000 Général Electric :

- $R_2 = 32.2695 \text{ ''} = 819.6453 \text{ mm}$: le rayon du carter
- $R_1 = 23.39 \text{ ''} = 594.106 \text{ mm}$: le rayon du moyeu

Il s'agit des rayons du deuxième étage de la turbine ou il s'évacuent les gaz d'échappement

et Q : débit volumique des gaz d'échappement

Q est donnée par :

Q= débit du gaz naturel + débit d'air

On a :

Débit du gaz naturel = 421.81 m³/h (selon les essais, cf. chapitre V)

Débit d'air = 450 000 m³/h (cf. [8])

Alors Q= 450 421.81 m³/h

Appliquons ces données sur les expressions (VII-56) et (VII-60)

$$y = -\frac{QR_1^2 R_2^2}{2p(R_1^2 - R_2^2)} \cdot \frac{1}{r^2} + \frac{QR_1^2}{2p(R_1^2 - R_2^2)} = 14.8 \frac{1}{r^2} - 2.104 \quad (\text{VII-61})$$

$$r = R_1 R_2 \sqrt{\frac{Q}{2p(R_2^2 - R_1^2)} z_1^2} = 1.64 z_1^2 \quad (\text{VII-62})$$

Pour un rapport de moyeu $R_1/R_2=0.72$ on trouve l'expression de y pour un débit partiel de $0.72 Q$

$$y = 20.5 \frac{1}{r^2} - 2.9 = (14.8 \frac{1}{r^2} - 2.104) / 0.72$$

On peut dire que cette expression est celle pour $R_1=0$.

L'expression de y pour un débit totale est proportionnelle à celle pour un débit partiel

Ainsi la représentation de y en fonction de r est sur les fig. -VII-7 et VII-9

L'expression de r en fonction de z_1 dépendant de Q par suite d'une valeur partielle de Q :

La valeur de r pour Q totale est proportionnelle à celle pour Q partiel

L'allure de r en fonction de z_1 est sur la représentation en fig. VII-8

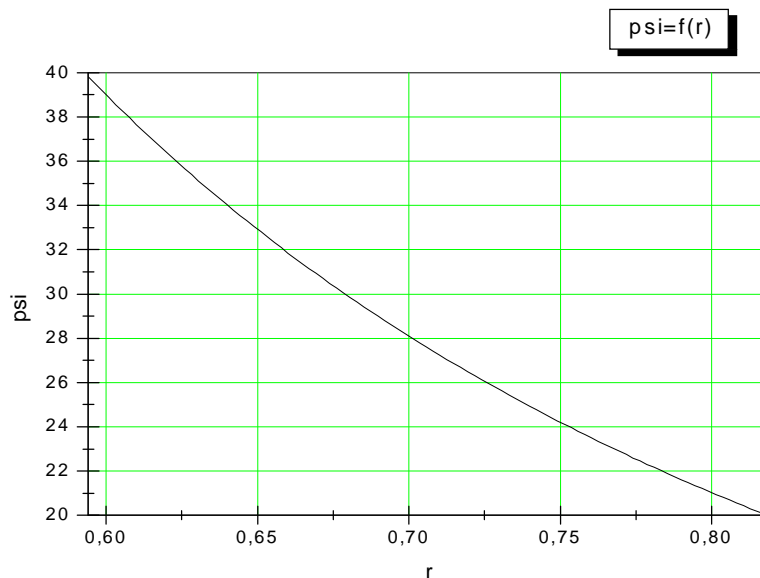


fig. -VII-7- Fonction de courant irrotationnelle
 $y_0(z,r), n/r_2=0.72, rV_q=Cte$

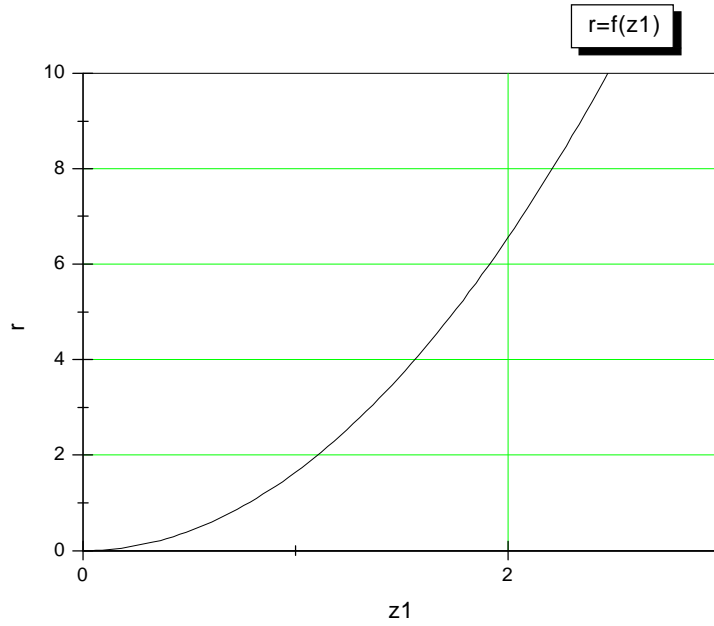


fig-VII-8- Fonction de courant irrotationnelle 2D
 $y_0(z,r), n_2/n=0.72, rV_q=Cte$

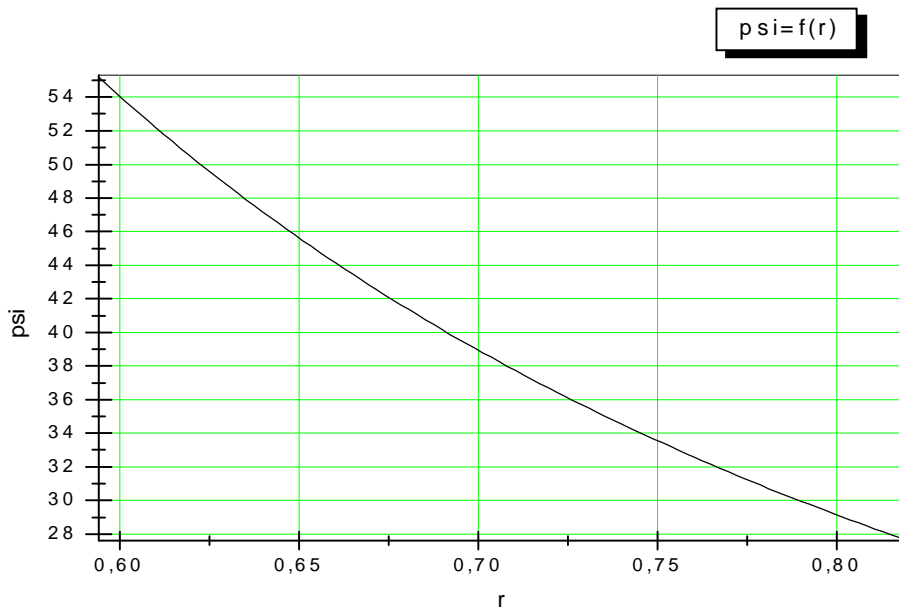


Fig-VII-9- Fonction de courant irrotationnelle pour un rapport de moyeu de 0

VII-2-4-Interpretation et discussion :

L'expression de la relation entre r et z_1 est donnée par (13) soit :

$$r = 1.64z_1^2 \quad \text{avec} \quad z_1^4 = z^2 + 4H$$

$$\text{de :} \quad r_2 = (1.64)^2 z_1^4 = (1.64)^2 (z^2 + 4H)$$

$$\text{on aura:} \quad \frac{r^2}{2.68} - 4H = z^2$$

$$\text{soit :} \quad z = \sqrt{\frac{r^2}{2.68} - 4H}$$

$$\text{pour } z=0 \quad z = \sqrt{\frac{r^2}{2.68} - 4H} = 0 \quad \text{c'est a dire} \quad \text{ou } r = 3.27\sqrt{H}$$

$$\text{pour } z=H \quad z = \sqrt{\frac{r_2^2}{2.68} - 4H} = H \quad \text{c'est a dire} \quad \frac{r_2^2}{2.68} - 4H = H^2$$

$$\text{on a :} \quad r_2 = 4 * 2.68H \left(1 + \frac{H}{4}\right)$$

$$r = 3.27\sqrt{H} \sqrt{1 + \frac{H}{4}} = r = 3.27\sqrt{H} * k$$

$$\text{avec } k = \sqrt{1 + \frac{H}{4}}$$

VII-3- CONCLUSION

on remarque que la valeur de r pour $z=H$ est proportionnelle a celle pour $z=0$ dont on peut conclure que les courbes de r en fonction de z sont parallèles ; on peut vérifier le parallélisme des lignes de courant montrant l'invariance de la fonction du courant avec z .

Les fig VII-7 et fig. VII-9 représentent une même allure de $y_0(r)$ respectivement pour un rapport de rayon 0.72 et 0 dont les résultats sont les mêmes .On a ainsi vérifié que le model utilisé donne les résultats attendus

Il s'agit d'une disposition que nous avons détaillé qui donne une approche du processus de conception des turbomachines par suite la turbine a gaz dont elle consiste a modéliser l'écoulement dans cette machine dont on a développé les équations du modèle méridien , on a présenté par suite un modèle simplifié pour le calcul aube a aube qui a permis partant de l'hypothèse d'un nombre infinie d'aubage , de lier la géométrie des pales de la machine avec le calcul des vitesses azimutales nécessaire pour faire le calcul de l'écoulement interne dans la machine .

VIII -1-INTRODUCTION : [5]

La protection de l'environnement , les réglementation qui visent à réduire l'émission de polluants dans l'atmosphère et les qualité économiques et écologiques du gaz naturel encouragent l'utilisation des turbines à gaz dans de nombreux domaines industriels et dans les centrales de production d'énergie électrique .les performances et le rendement de celles ci peuvent être aussi améliorés par le refroidissement préalable de l'air de combustion .c'est bilan de cette technique qui est présenté dans ce chapitre ou on détermine le choix de ce procède en l'appliquant à une turbine a gaz dont les calcul de performance et de rendement sont établis dans les chapitres précédents . [5]

VIII-2-RESULTATS ET DISCUSIONS

Les procédés les plus reconnues qui permettent d'améliorer le rendement du cycle de la turbine à gaz sont les suivantes :

1. Récupération des calories d'échappement
2. Réfrigération en cours de compression
3. Réchauffage en cours de la détente

Les expressions respectives du rendement selon ces procédés sont comme suit (cf. chapitre III) :

$$1- \quad h_{ad.ad.e} = \frac{r-1}{r} \frac{t.h_t - \frac{r}{h_c}}{(t-1)(1-e) + \frac{r-1}{r} \left[e.t.h_t - (1-e)\frac{r}{h_c} \right]}$$

$$2- \quad h_{is.ad.e} = \frac{t.\frac{r-1}{r}h_t - \frac{\ln.r}{h_c}}{(t-1)(1-e) + t.\frac{r-1}{r}.h_t.e}$$

$$3- \quad h_{is.is.e} = \ln.r \frac{t.h_t - \frac{1}{h_c}}{(t-1)(1-e) + t.\ln.r}$$

avec : $h_t = 96.89\%$

$h_c = 81.89\%$

$t = \frac{T_2}{T_1} = 4.3238$

$r = \frac{T_2}{T_1} = 1.8435$

- 1- En égalisant l'expressions du rendement pour $\varepsilon=0$ (cycle sans récupération des calories d'échappement) et celle pour $\varepsilon=1$ (cycle avec récupération) soit :

$$t-1 = \frac{r-1}{r} \left(t.h_t + \frac{r}{h_c} \right)$$

on trouve presque la même valeur de $r = \frac{T_2}{T_1} = 2.003$ proche de $r = 1.8435$; alors l'utilisation du récupérateur est inutile .

Par ailleurs on peut conclure d'après les courbes (fig. VIII-1) des rendement avec $\epsilon = 0$ et $\epsilon = 1$:

Ül 'abscisse du point d'intersection est $r = 1.92530$ plus proche de la valeur de r (l'erreur est moins).

ÜL'intersection ne peut qu'en un point d'abscisse positif .

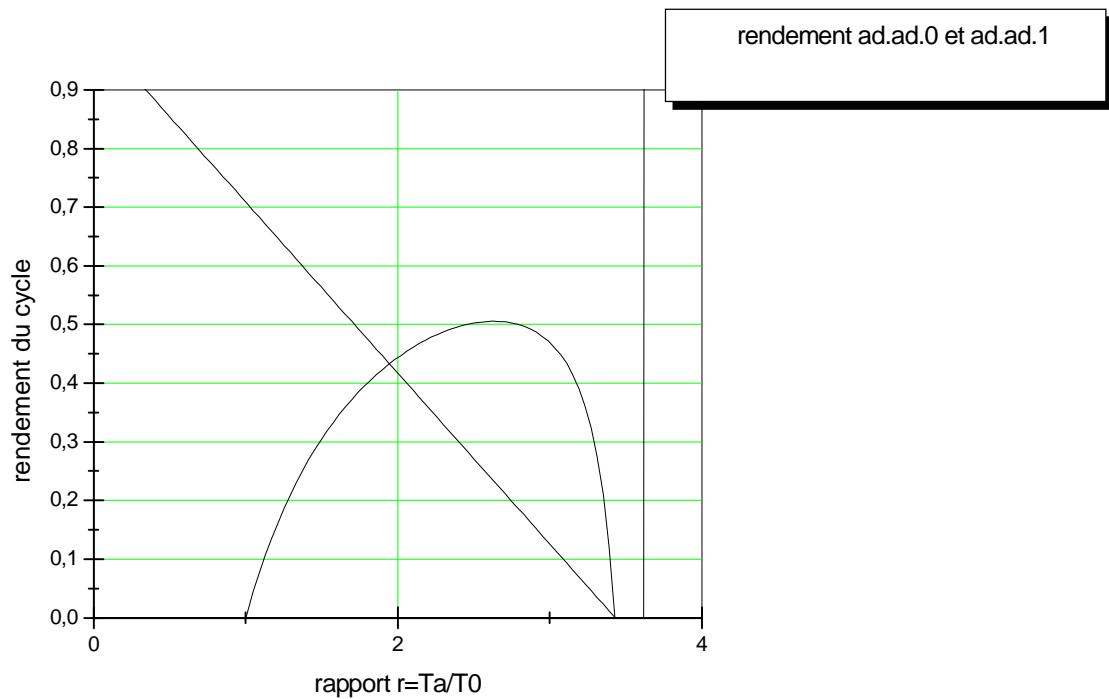


Fig.VIII-1 variation du rendement du cycle en fonction du rapport $Ta/T0$
 Pour un cycle avec récupération des calories d'échappement

3 – Si on voyant l'expression du rendement avec réchauffage en cours de détente (pour un récupérateur parfait $\epsilon = 1$)

$$h_{is. is.e} = \ln.r \frac{t.h - \frac{1}{h_c}}{(t-1)(1-e) + t \ln.r} = \frac{t.h - \frac{1}{h_c}}{t}$$

On remarque que le rendement du cycle est indépendant de $r = T1/T0$

En supposant que le récupérateur est inutile c'est à dire que le rendement a pour valeur (celle de nos essais : sans récupération) :

$$h_{ad.ad.0} = \frac{r-1}{r} \left(\frac{t.h_t - \frac{r}{h_c}}{t-1 - \frac{r-1}{h_c}} \right) = 0.4106$$

En traçant la courbe du rendement du cycle sans récupération

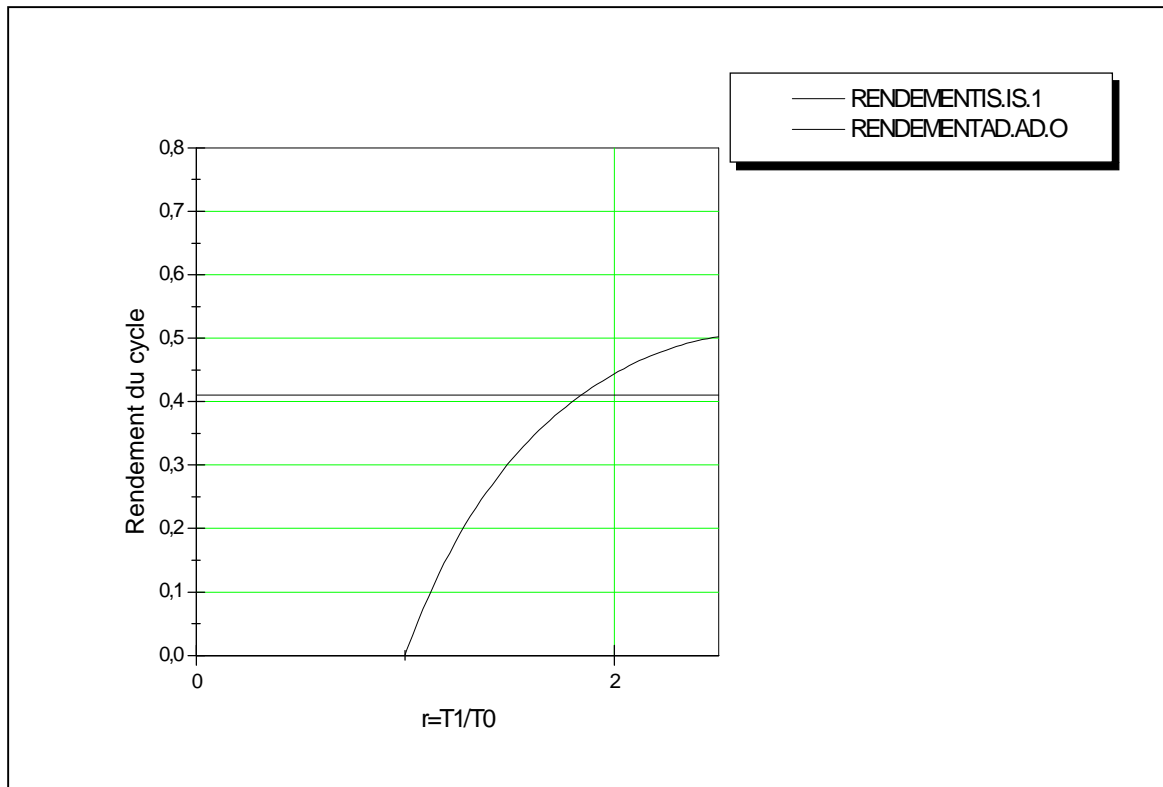


Fig.VIII-2- variation du rendement du cycle en fonction du rapport T_1/T_0
Pour un cycle avec réchauffage en cours de détente

on trouve pour une valeur du rendement une valeur de $r=1.8557$ proche de $r=1.8435$, ou on peut conclure la notion de réchauffage en cours de la détente est une solution inutile

Remarque :

La différence constatée sur la différence entre la valeur de $r=T_1/T_0$ de nos essais ainsi que celle trouvée dans les deux procédés précédant est due au fait que :

- la détermination de la température T_2 (température échappement de la compression adiabatique) peut présenter un certain écart dont on peut se dispenser car les calculs sont approximatifs.

ü la température admission compresseur (en d'autre terme la température ambiante ne peut varier car la mesure est exacte .

2 - A partir de la courbe fig. VIII-3 on voit que le point d'intersection correspond a la valeur $r=4.7481$ est plus grande que la valeur réelle de r qui est $r=1.8437$.

Par ailleurs on peut voir que d'après la courbe :

- pour $r=1.84$ le rendement sans récupérateur est = 0.348
- pour $r=1.84$ le rendement avec récupérateur est = 0.614

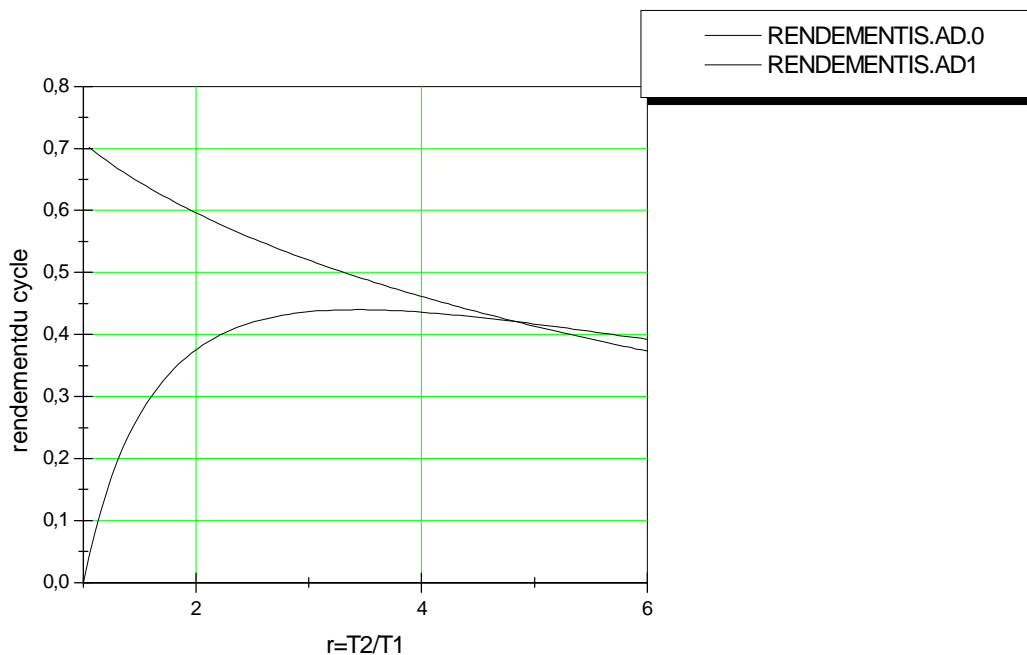


Fig.VIII-3 variation du rendement du cycle en fonction du rapport T_a/T_o Pour un cycle avec réfrigération en cours de compression

A cet effet ; la notion d'introduire une réfrigération en cours de compression peut servir à l'amélioration du rendement de la turbine à gaz considérée .

Cette solution intervient d'une façon directe sur la température admission compresseur.

La solution préconisée est dans ce même contexte dont il y a lieu d'installer un dispositif qui consiste au refroidissement de l'air de combustion (les détails sont dictés ci –dessous).

VIII-3- LES SYSTEMES D'AMELIORATION : [5]

Les caractéristiques d'une turbine à gaz doivent être définies dans les conditions fixées par les normes **ISO** telle que :

- ü température ambiante : 15 °C
- ü humidité relative : 60 %
- ü altitude : 0 m (au niveau de la mer)
- ü perte de charge , entrée sortie : 0 mm CE

Néanmoins , les performances des turbines à gaz diminuent considérablement lorsque la température ambiante augmente . Ceci est du a la diminution de la densité de l'air : pour le même débit volumétrique aspiré , le débit massique se réduit , diminuant la puissance récupérée par la turbine à gaz ; une augmentation de température ambiante de 1 °C diminue la puissance d'environ 0.7 à 1. En outre , la consommation spécifique de combustible ; (c'est à dire la consommation de combustible en kJ par kWh produit) s'accroît avec la température ambiante

Afin d'améliorer les performances des turbines à gaz lors des périodes chaudes , un système de refroidissement de l'air de combustion peut être utilisé afin d'amener les performances aux meilleures conditions de fonctionnement tout au long de l'année .

Les systèmes actuellement utilisées sont les suivantes :

- ü le refroidisseur évaporatif
- ü le refroidisseur à absorption

VII-3-1/ LE REFROIDISSEUR EVAPORATIF :**VIII-3-1-1 Principe :[5]**

Le principe de refroidissement évaporatif est de saturer l'air sec à son point de rosé par la distribution d'eau fraîche dans l'air .

Dans un refroidisseur évaporatif (voir fig.1) , l'eau es pompée du bassin vers le diffuseur de distribution d'eau sur une surface de ruissellement ; constitué de tissu perméable à plusieurs passages multiple .l'eau de refroidissement circule dans les passages successifs par gravité en alternance avec l'air qui traverse la section de ruissellement horizontalement. L'eau est ainsi diffusée dans l'air a travers des tissus qui retourne dans le bassin dont le niveau est régulé une vanne a flotteur .cette vanne admet l'eau d'appoint afin de compenser la quantité d'eau absorbée dans l'air et les purges de déconcentration.

La température de sortie du refroidisseur est contrôlée de telle manière que si la température ambiante descend très bas (en dessous de 5°C) le système est mis hors fonctionnement afin d'éviter le risque de gel de l'eau .

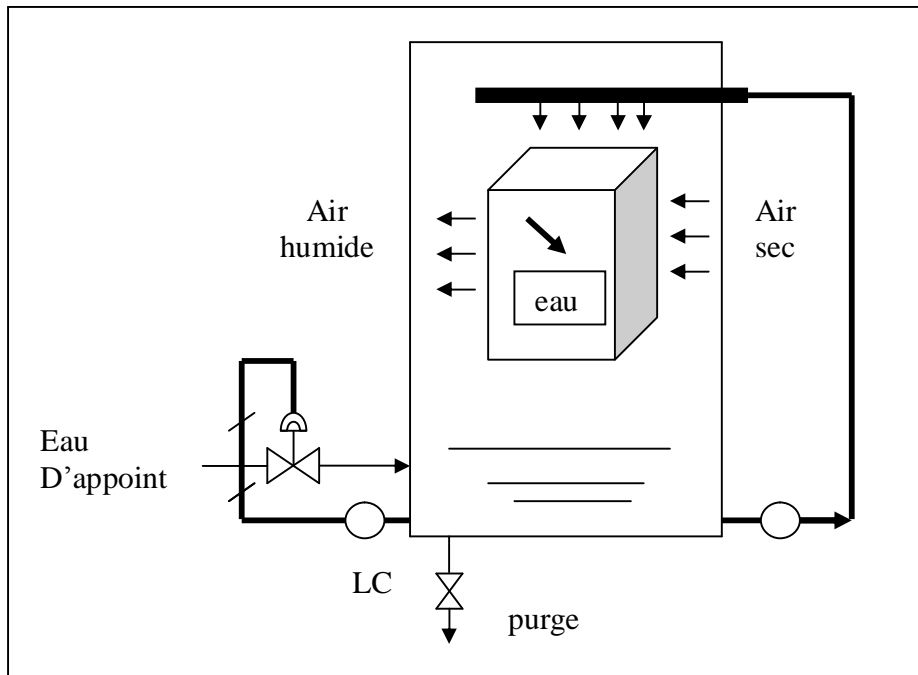


Fig. VIII-4 principe d'un refroidisseur évaporatif

VIII-3-1-2 - Principaux avantages [12]

Comparé à un réfrigérant atmosphérique produisant de l'eau de refroidissement utilisé dans un échangeur séparé ; on peut atteindre une approche de température plus faibles . En effet on peut espérer une approche de 5° entre la température humide et la température froide du fluide à refroidir .

VIII-3-1-3-Calcul du refroidisseur évaporatif:

L'augmentation de puissance d'une turbine à gaz par utilisation du refroidisseur évaporatif dépend de différents paramètres tels que :

| | |
|---------------------------------|---------------------------|
| Ü le type de turbine a gaz | Général Electricque 5001P |
| Ü l'altitude du site | 610 m |
| Ü la température de l'air | 40 °C |
| Ü climat | tropical |
| Ü l'humidité de l'air | 60% (relative) |
| Ü l'efficacité du refroidisseur | 70-90% |

Ce sont les conditions de site ainsi que les caractéristiques des équipements objet de cette étude
 Le pourcentage de diminution de température de l'air par saturation d'eau est fonction de :

- la conception et du dimensionnement du refroidisseur évaporatif :

Cela est en relation en premier lieu avec le coefficient efficacité du refroidisseur évaporatif ; d'autres part le principe de fonctionnement est unique ; il suffit d'établir un model de ce type d'installation qui répond aux conditions de fonctionnement de ce type de machine ; et ça selon les spécifications de calcul d'une tel installation .

- des conditions du sites

cette diminution peut être estimée comme suit :

$$DT= E .(T1pbs - T1pbh)$$

E : efficacité du refroidisseur (en fraction) variant entre 70% et 90 %

T1pbs : température sèche d'air

T1pbh : température humide d'air

Pour une température ambiante de 40 °C est une humidité relative de 60% on peut évaluer en tenant compte que la valeur de la température humide d'après le tableau ci dessous (extrait de [12]) qui donne la température de rosé ou température du bulbe humide pour l'air à différentes températures et humidités relatives :

| Temp sèche °C | Température de rosée pour humidité de l'air % | | | | | |
|---------------------|--------------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 |
| -20 | -21.0 | -20.8 | -20.6 | -20.5 | -20.3 | -20.2 |
| -10 | -11.9 | -11.6 | -11.3 | -10.9 | -10.6 | -10.3 |
| -5 | -7.6 | -7.1 | -6.7 | -6.3 | -5.9 | -5.8 |
| 0 | -3.4 | -2.8 | -2.2 | -1.8 | -1.2 | -0.5 |
| 10 | 4.5 | 5.5 | 6.5 | 7.4 | 8.2 | 9.1 |
| 15 | 8.5 | 9.6 | 10.8 | 12.0 | 13.0 | 14.0 |
| 20 | 12.4 | 13.8 | 15.1 | 16.5 | 17.8 | 18.9 |
| 25 | 16.3 | 18.0 | 19.6 | 21.1 | 22.6 | 23.9 |
| 30 | 20.2 | 22.2 | 24.0 | 25.6 | 27.2 | 28.6 |
| 40 | 28.0 | 30.5 | 32.8 | 34.8 | 36.8 | 38.3 |
| 50 | 35.8 | 38.8 | 41.4 | 43.8 | 46.1 | 48.1 |
| 60 | 44.1 | 47.5 | 50.5 | 53.3 | 55.7 | 57.9 |

Que la diminution de température a travers le refroidisseur évaporatif d'une efficacité est de 70 % (valeur minimale à laquelle on peut vaincre en température , et par suite de l'énergie) :

$$DT= 0.7 (40 - 32.8) = 5.04 \text{ } ^\circ \text{C}$$

A cet effet en se rapportant à l'annexe 1 on peut d'après les calcul des coefficients de correction soit ce qui est mentionné comme suit :

Une variation de 10°C de l'air aspiration du compresseur axiale donne :

- un écart de puissance **DP** de 7.43 %
- un écart de consommation spécifique **DCsp** de 2.176 %

(les courbes de variation de la température aspiration compresseur en fonction de la puissance et la consommation spécifique son linéaires)

on peut conclure que la différence de température obtenu en utilisant le système évaporatif entraîne les gains suivants :

$$\dot{U} \text{ DP} = (7.43 / 10) * 5.04 = \mathbf{3.745\%}$$

$$\dot{U} \text{ DCsp} = (2.176 / 10) * 5.04 = \mathbf{1.096 \%}$$

Notons que l'efficacité du refroidisseur, qui intervient d'une façon primordiale dans le calcul de gain puissance et consommation spécifique , a été choisi comme la valeur minimale que préconise les constructeurs sur ces types d'installations ; mais d'autre part la valeur de ce coefficient peut être plus élevé dont elle peut mener à augmenter les paramètres de performance à des proportions plus élevées que celles trouvées dans notre simple calcul.

D'après les valeurs des gains en puissance et en consommation spécifique ainsi déduit en utilisant ce système la consommation spécifique sera améliorée à la valeur : **Csp= 3326.04 kcal/ kWh**

En tenant compte l'expression du rendement thermique :

$$\eta_{th} = [860 / Csp] * 100$$

On aura : **h_{th}=25.85%**

VIII-3-2- REFROIDISSEUR A ABSORPTION : [5]

VIII-3-2-1 Principe

La fig. 2 présente le schéma simplifié d'une turbine à gaz utilisant un refroidisseur à absorption pour refroidir l'air de combustion .

Les fumées de la turbine à gaz sont dirigées vers une chaudière de récupération pour la production de vapeur . la vapeur est ensuite envoyée vers le refroidisseur à absorption pour la production du froid .

Les machines à absorption sont fondées sur l'utilisation d'un cycle thermodynamique associé à un couple (solution absorbante –réfrigérant) .les quatre principaux éléments qui le compose sont :

- l'évaporateur ou la chaleur est prélevée à la source froide
- le générateur ou la chaleur est prélevée à la source chaude
- l'absorbeur et le condenseur ou la chaleur est évacuée vers l'extérieure

Il est possible de combiner deux cycles simples , l'absorbeur de l'un servant de générateur de l'autre pour obtenir une machine dite à « doubles étage » ou « double effet » possédant un meilleur rendement .

L'efficacité ou le COP (coefficient de performance) définie par le rapport du froid produit à l'énergie fournie d'un absorbeur à double effet est de 1 à 1.2 en comparaison de 0.6 à 0.7 pour un absorbeur a simple effet .

Les deux couples les plus utilisés sont :

- le couple eau- ammoniac
- le couple eau –bromure de lithium.

VIII-3-2-2- Principaux avantages :

L'absorption est une technique de production de froid antérieure a la compression de vapeur .Les premiers machines frigorifique s mises au point par Tellier (le père du froid moderne) ;au milieu du XIXe siècle ; fonctionnaient déjà sur ce principe .[13]

A la différence des groupes a compression qui ont besoin d'électricité, les groupes absorption permettent de produire du froid en utilisant une source de chaleur .[12]

Et a cet effet comme on dispose d'une source la chaleur (les gaz d'échappement) a partir de laquelle on peut avoir une production de vapeur (chaudière) sans avoir recours a une consommation de combustible.

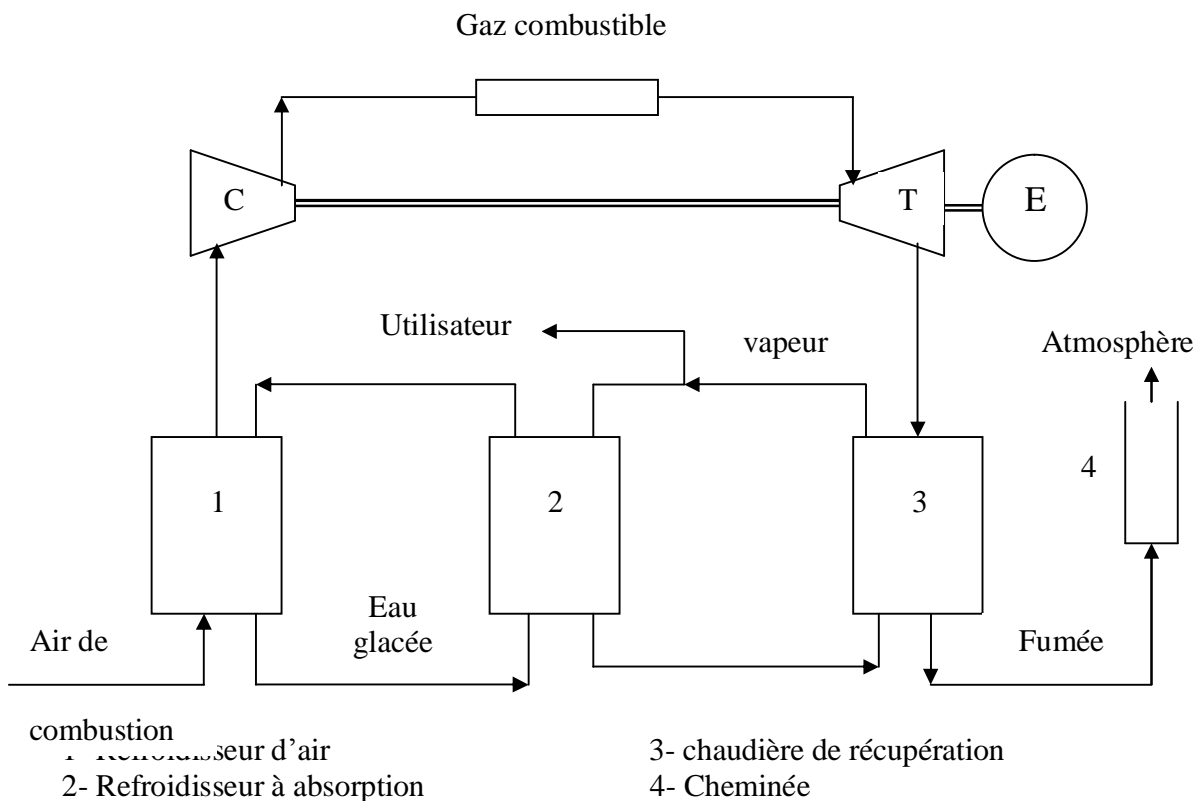


Fig –VIII-5 principe de fonctionnement du Refroidisseur a absorption Utilisé pour le refroidissement de l'air de combustion

REMARQUE 1: [5]

Les machines à absorption , surtout le couple eau-bromure de lithium , sont couramment destinés aux applications de climatisation ou aux installations industrielles tertiaires . comme il y a peu de pièces mobiles , ces machines nécessitent peu de maintenance

La fig 3 représente le schéma de principe d'un absorbeur à bromure de lithium à double effet . les quatre sections d'un refroidisseur à absorption peuvent être divisés en deux parties : haute pression et basse pression , cependant les deux parties fonctionnent sous vide . Le concentrateur à haute pression , tandis que l'évaporateur et l'absorbeur fonctionnent à basse pression .

La solution diluée de lithium est pompée , chauffée dans l'échangeur (5) et ensuite dirigée vers le concentrateur (3) où l'eau est vaporisée par la vapeur d'eau .

Les vapeurs ainsi produites traversent le condenseur (4) où elles sont condensées par l'eau de refroidissement . les condensats sont alors dirigés vers l'évaporateur (2) par détente au travers d'un orifice de restriction et pulvérisés sur le faisceau de l'évaporateur . la vaporisation de l'eau très basse pression fournit les frigorifiques à l'eau glacée . les vapeurs sont absorbées par la solution concentrée de bromure de lithium venant de l'échangeur (5) qui possède un pouvoir hydrophile.

L'eau de refroidissement circule dans l'absorbeur (1) éliminant la chaleur d'absorption . la solution diluée ainsi formée dans l'absorbeur (1) est dirigée vers l'échangeur (5) et ensuite vers le concentrateur (3) et le cycle commence .

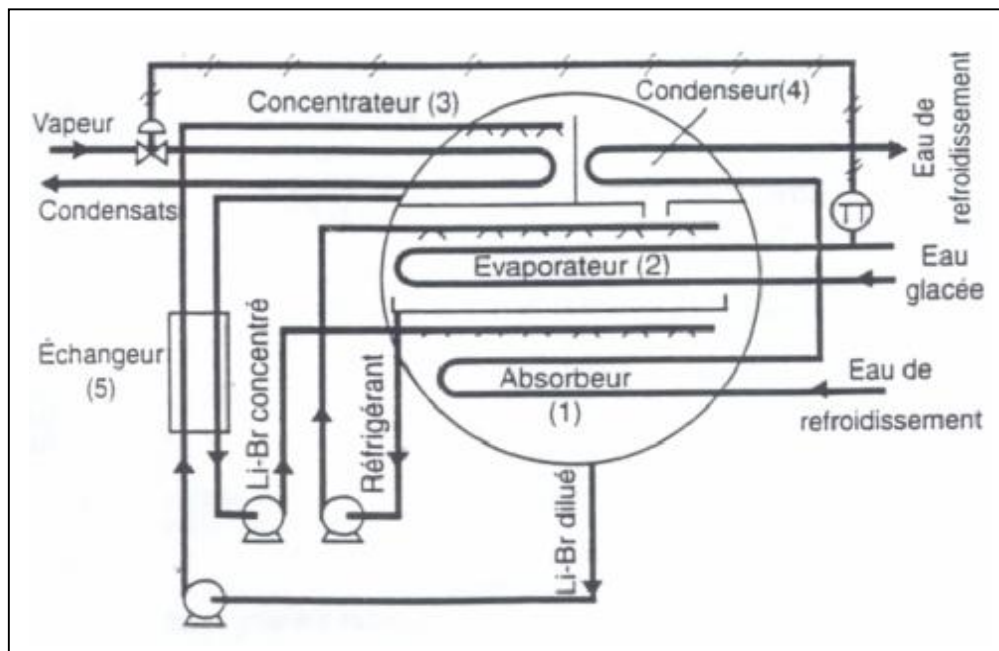


Fig.VIII-6-principe du refroidisseur à absorption

REMARQUE 2: [12]

Les groupes a bromure de lithium permettent de refroidir un fluide vers environ 7° C . Le fluide frigorigènes est de l'eau et l'absorbant est une solution aqueuse de bromure de lithium.

VIII-3-2-3 CALCUL DU REFROISSEUR A ABSORPTION:

Les caractéristiques de la turbine a gaz type 5001P (GE) :

ü Puissance ISO (15°C, 60% humidité ; élévation 0 m)
Pu(ISO)=25850 KW

ü Puissance sur site : 30°C , 60% humidité , élévation 610m :
Pu (site)= 19753.1

Le refroidissement nécessaire pour maintenir les performances de la turbine à 15°C :

chaleur latente à enlever $QL = 539.7 \text{ mth /kg} * Qm = 539.7 * 4.18 * Qm \text{ (J/h)}$

Qm: est le débit d'air au site dont le facteur de correction d'altitude est de 0.965 et le facteur de température à l'admission relevée sur la figure ci- dessous est de 0.97 à une température de 30°C

$Qm = Q * 0.965 * 0.97 = 450\,000 * 0.965 * 0.97 = 421\,222.5 \text{ kg/h}$

Donc

- Chaleur latente à enlever $QL = 950.255 \text{ millions de J/h}$

- Chaleur sensible à enlever

$Qs = Qm * Cp * T = 421\,222.5 * 0.240 * 4.18 * 303.15 / 273.15$
 $= 468.981 \text{ .millions de J/h}$

Avec : $Cp = 0.24 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C}$ à $T = 30^\circ\text{C}$

- La chaleur total $Qtot = 1419.23 \text{ millions de j/h}$

ce qui correspond à **394.23kW** froid (kwf)

a- Gain en rendement :

L'utilisation de ce système mène a un gain de production d'électricité de 4121.6 kW(cf. calcul économique) .

La puissance sera amélioré donc de 19735.1 (puissance de nos essais a la température $T = 30^\circ\text{C}$) a 23874.7kW .

L'expression de la consommation spécifique est :

$Csp \text{ (Kcal / kWh)} = (Qm \times PCI) / Pe = 2782.1 \text{ kcal/kWh}$

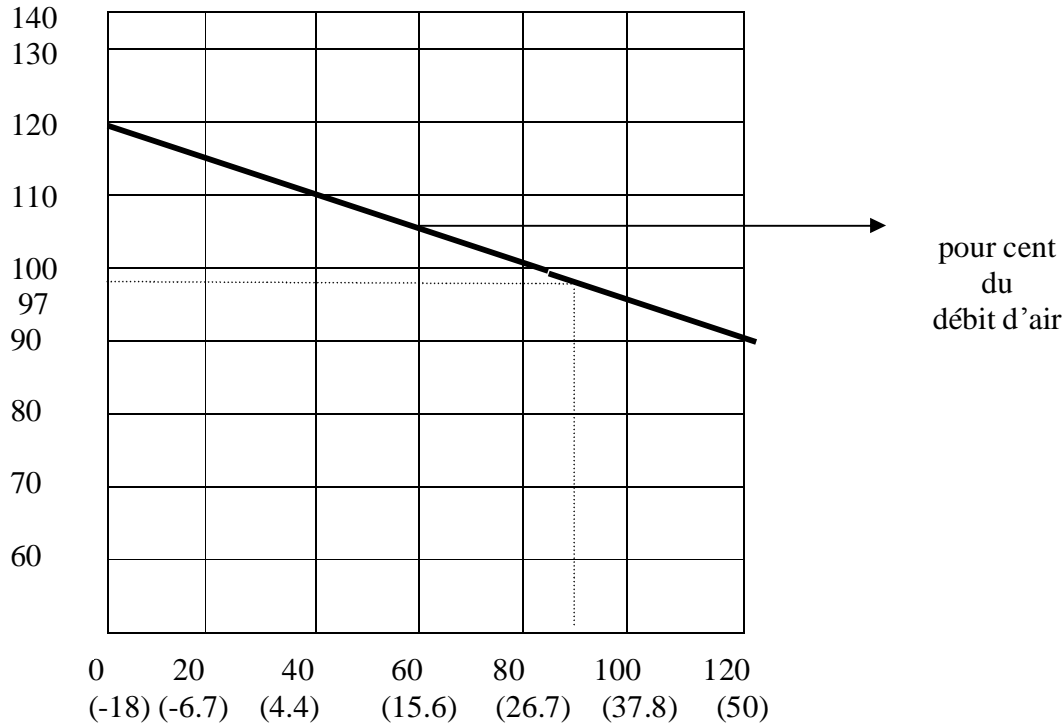
Avec (selon les calcul des essais)

ü $Qm = 6180.62 \text{ Kg/h}$

ü $PCI = 10746.8 \text{ Kcal/Kg}$

De la relation du rendement thermique en fonction de la consommation on déduit η_{th} :

$\eta_{th} = 30.9\%$



FigVIII-7 Température à l'admission du compresseur °F(°C)
 Pour une turbine type 5000, [8]

b- Calcul économique

Il peut se faire comme suit :

- Coefficient de performance (COP) du refroidisseur : 1 - à 1.2
 (COP :réfrigération produite , kWf / consommation de vapeur. kWth)

- Capacité de la tour de refroidissement = $394.23 (1+1/COP)$
 = 722.755kWc

on a pris COP= 1.2

- Le rendement de la chaudière vapeur est : 0.93
 - 80% de temps la température ambiante est au dessus de 15°C
 ($t = 0.8 * 8760=7000$ heures/an), le nombre d'heurs durant une année est de 8760

- Utilisation annuelle du refroidisseur : 50% maxi et 50% du temps
 - Demande annuelle de refroidissement = $(0.5*7000)*(0.5*394.23)$
 = 689902.5 kwf/an

- Gain annuel en production d'électricité : $7000 \cdot (25850 - 19753.1 - \text{consommations des Pompes auxiliaires}) / 2$

Si on prend pour la consommation des pompes auxiliaires une valeur plus au moins élevée soit 1/10 de la puissance soit $19753.1 / 10 = 1975.3$ kW (une valeur plus grande que la consommation des auxiliaires groupe : valeur évidemment plus grande mais peut être acceptable pour un calcul estimatif) ; on aura le gain = 14425600 Kwe/an.

consommation annuel du gaz = $689902.5 / 1.2 \cdot 0.93 = 534674.44$ kWth /an
avec :

- 689902.5 : demande annuelle de refroidissement
- 0.93 : le rendement de la chaudière
- 1.2 : coefficient de performance COP du refroidisseur a absorption

En retranchant le coût des consommations en gaz à celui du gain en production on déduit le gain annuel comme suit :

Gain = $(14425600 \cdot 1.056) - (534674.44 \cdot 0.144) = 15.156.440,48$ DA

- Ou : - 1.056 est le prix du kwh
- 0.144 : le prix d'un kwth

VIII –4 EXEMPLES D'APPLICATION : [5]

Le refroidisseur évaporatif nécessite une installation complète avec un bassin d'eau et des pompes de circulation .De plus un apport continue d'eau traitée est également nécessaire. Le système de pulvérisation d'eau peut être intégrée dans la gaine d'air .Néanmoins , la qualité et la pression d'eau pulvérisée nécessitent des pompes a très hautes pression (150 à 200 bars) , et également une unité de déminéralisation d'eau . l'échangeur de refroidissement de l'air de combustion utilisant de l'eau glacée est généralement très compact et peut être intégrée facilement dans la conduite d'entrée d'air de la turbine à gaz .cet échangeur est composé de quelques nappes de tubes dans lesquelles circule l'eau glacée , les tubes sont fabriqués en acier, en cuivre ou en plastique . Souvent l'échangeur est installé en aval du filtre à air de combustion .

- Applications : [5]

Le tableau suivant donne quelques applications réalisées pour le refroidissement de l'air de combustion de turbine à gaz de fabrication de Général Electric :

| Site | Unité | Turbine à gaz | Réalisation |
|------------------------------------------------------------------|--------------|---------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------|
| Lincoln Electric system Rokeby <i>Etats-Unis</i> | cogeneration | General Electric ; 2 x Frame 7B 57 Mwe chacune | Vogt Machine Company ; <i>Etats-Unis</i> |
| Butler– Warner Gene-ration Fayetteville- <i>Etats-Unis</i> | cogeneration | General Electric Frame 5 2(cycles simple) + 6(cycle combines) Total :188 MW | Vogt Machine Company ; <i>Etats-Unis</i> |

Dans les unités réalisées par Vogt Machine Company aux États-Unis, l'eau glycolée circule dans des serpentins ce qui permet de refroidir l'air jusqu'à environ 4°C, grâce à un stockage de glace.

VIII-5 CONCLUSION :

Afin d'améliorer les performances de la turbine à gaz dont le rendement est faible, il a été procédé, en appliquant les résultats trouvés dans nos calculs sur la turbine sur laquelle des essais ont été faits, par élimination des procédés d'amélioration les plus courants jusqu'à la détermination du procédé le plus convenable qui est l'application de la réfrigération en cours de la compression. Ce dernier intervient sur la modification (réduction) de la température d'admission du compresseur, et dans ce même contexte deux procédés ont été choisis, il s'agit du refroidissement de l'air de combustion par le système évaporatif et le refroidisseur à absorption.

Les procédés ainsi étudiés peuvent entraîner des améliorations sur les paramètres de performance à des proportions considérables.

CONCLUSION GENERALE

Avec ce modeste travail il a été élaboré un pas qui dicte une idée sur des procédés d'amélioration des performances appliqués à une turbine à gaz Type 5000 (Général Electric).

Pour cela on a choisi deux procédés dont l'un est relatif à la conception de la machine elle-même, l'autre est liée à l'aspect thermodynamique.

A cet effet on a élaboré un calcul théorique général d'une turbine à gaz qui regroupe le calcul du cycle de base ainsi que celui en utilisant les dispositifs d'amélioration du rendement dans le contexte thermodynamique ; et suite à ça on a développé les équations de l'écoulement méridien dans les turbomachines. En résolvant les équations dynamiques moyennées qui régissent l'écoulement interne stationnaire et non visqueux dans le repère relatif. On a utilisé une combinaison linéaire des équations de quantité de mouvement selon les directions axiale et radiale.

On a développé également les équations permettant à l'aide de l'hypothèse d'un nombre infini d'aube et d'écoulement axisymétrique de calculer à la fois les forces d'aube et la cinématique simplifiée de l'écoulement aube à aube

Une méthode analytique a été utilisée pour résoudre l'équation de l'écoulement méridien simplifié pour les machines axiales, avec comme application sur la turbine série 5000 GENERAL ELECTRIC, ou on a élaboré les représentations des écoulements sur cette machine pour une valeur de débit nominale et partiel.

Les résultats obtenus semblent très cohérents en débit nominale mais également en débit partiel comme le montre les comparaisons ainsi faites.

Par la suite et selon les valeurs des paramètres issus des essais de réception de la machine dont on a formulé les expressions nécessaires on a déterminé les valeurs de la consommation spécifique et puis les rendements partiels des différentes tranches du turboalternateur.

Le choix du procédé a été déterminé par un calcul simple basé sur les valeurs trouvées des grandeurs principales ; où on a constaté que les paramètres de performance de cette machine peuvent être améliorés par la réfrigération en cours de la compression qui en d'autre terme agit sur la température de l'air de combustion ; et à cet effet le refroidissement de l'air de combustion est une solution acceptable et rentable.

Les procédés d'amélioration des performances ainsi fait d'une façon simple ; où on a déterminé les améliorations apportés à la puissance et à la consommation spécifique de la machine ; nous a permis d'améliorer ces paramètres à des proportions considérables.

Notons que les installations relatives à l'aspect thermodynamique ainsi étudié ont été essayés sur des turbines à gaz ; par les constructeurs de ces dispositifs

Enfin on espère contribuer dans ce domaine énergétique ou notre travail simple peut être pris en considération à l'avenir.

ORIGINE DE QUELQUES COEFFICIENTS DE
CORRECTION ADOPTES [4]

A /- D'après les documents fournis par le constructeur des groupes turboalternateurs considérés, les corrections sont résumées ci-dessous :

a) - Air aspiration du compresseur axial :

une variation de **10 °C** donne un écart de puissance de **7.53%** et un écart de consommation spécifique de **2.176%**.

b) - un écart de dépression aspiration de 100mm H2O donne un écart de puissance de **1.67%** de consommation spécifique de **0.69%**

c) -Un écart de contre pression au refoulement de 100mm H2O donne un écart de puissance de **0.69%** et un écart de consommation spécifique de **0.69%**

Pour effectuer les corrections nous sommes partis d'une puissance moyenne et une consommation spécifique moyenne voisine de la réalité, soit respectivement **20Mw** et **3300kcal/kWh**

Nous obtenons les coefficients suivants :

1) $\frac{2000 \times 7.43}{100} = 148.6 \text{ KW}$ pour 10°C d'écart soit **f1=148.6 kW/°C**

$\frac{2000 \times 1.67}{100} = 33.4 \text{ KW}$ pour 100mm de Δp aspiration, soit **f2=3.34Kw**

pour 1mm de Δp aspiration

2) $\frac{2000 \times 0.69}{100} = 13.8 \text{ KW}$ pour 100mm de Δp refoulement, soit

f3=1.38Kw pour 1mm de Δp refoulement

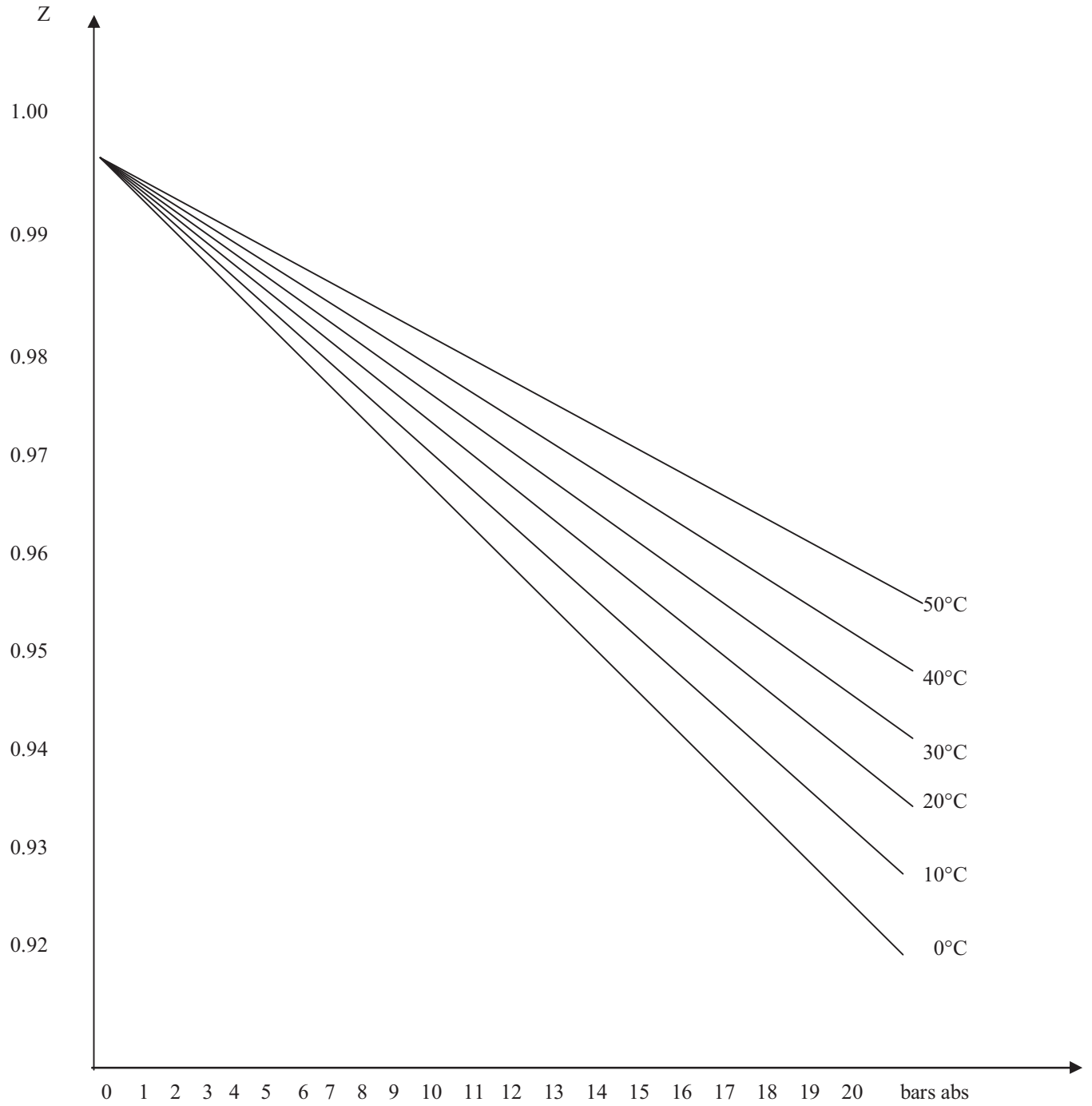
3) $\frac{3300 \times 2.176}{100} = 71.8 \text{ Kcal/KW}$ pour 10°C d'écart, soit **f4=7.18kcal/kWh** pour 1°C d'écart de température air aspiration C.A

4) $\frac{3300 \times 0.69}{100} = 22.77 \text{ Kcal/KW}$ pour 100mm Δp aspiration (et Δp refoulement) égal à 100mm H2O, soit **f5=0.23kcal/kWh** pour 1mm de H2O de Δp aspiration (ou Δp refoulement)

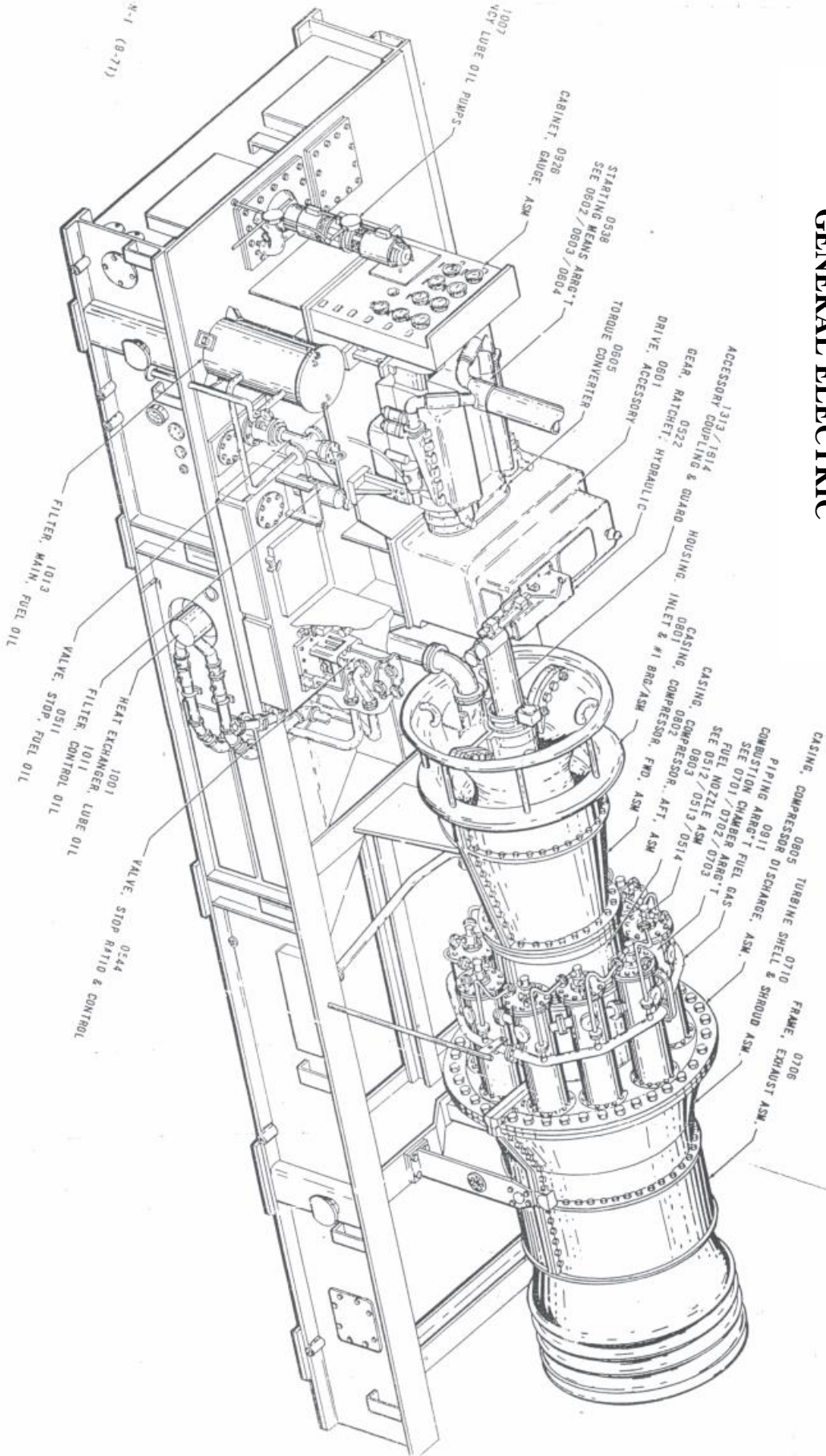
B/ -Concernant la variation de puissance en fonction de la température à l'échappement de la turbine elle s'obtient comme suit :

$\Delta P/\Delta T$ en kW/°C=(puiss pointe –puiss base)/(T° échappe pointe- T° échappe base)

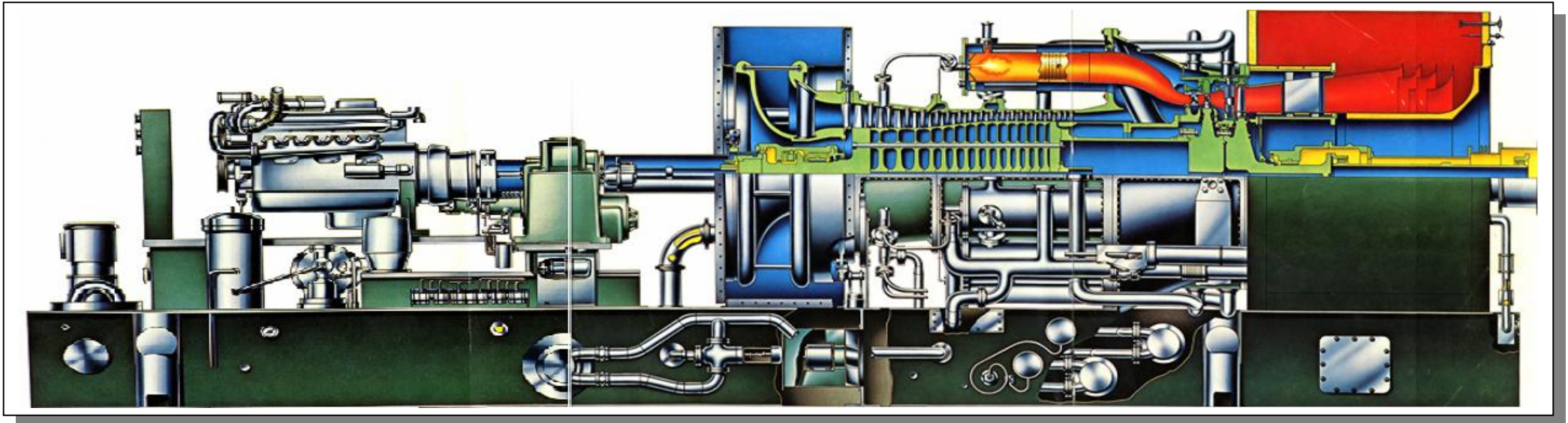
FACTEUR DE SURCOMPRESSIBILITE EN FONCTION
DE LA PRESSION ET DE LA TEMPERATURE [4]

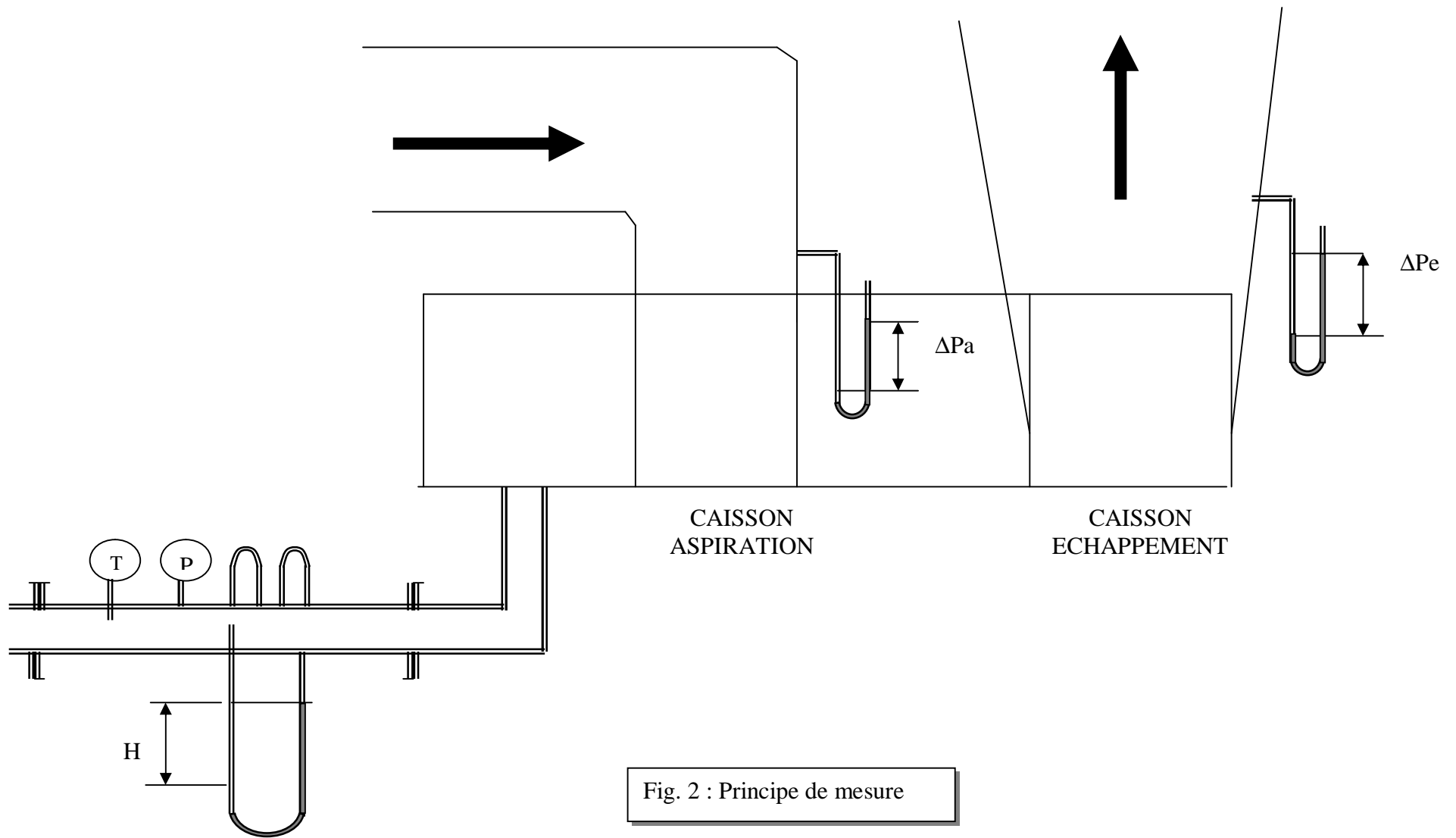


Turbine à gaz type 5000 GENERAL ELECTRIC



**Turbine à gaz type 5000
GENERAL ELECTRIC**





TABLEAUX DES RELEVÉS DES ESSAIS : :[4]

RELEVÉ DES PARAMÈTRES – I - : Cf. (Références)

GROUPE TURBOALTERNATEUR N° 09

| N° | Grandeur mesurée | unité | Appareil de mesure | Essai N°1 | Essai N°2 | Essai N°3 | Essai N°4 | Essai N°5 | Essai N°6 |
|----|-----------------------------------------------------|---------------------|-------------------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 01 | Pression atmosphérique | Mm Hg | Baromètre | 720.5 | 720.5 | 721 | 720 | 720 | 720 |
| 02 | Pression gaz amont diaphragme | Bar .eff | Manomètre étalonné | 18.124 | 17.996 | 17.955 | 17.660 | 17.635 | 17.495 |
| 03 | Température du gaz naturel | °C | Thermomètre | 37.45 | 36.92 | 35.86 | 36.08 | 35.08 | 34.48 |
| 04 | Température ambiante | °C | Thermomètre | 29.07 | 28.50 | 28.24 | 28.14 | 28.95 | 28.77 |
| 05 | Dénivellation au mano Différentielle | m | Manometer différentielle | 0.351238 | 0.625571 | 1.030286 | 0.1110238 | 0.1330322 | 0.1540909 |
| 06 | Température au mano Différentielle | °C | temp. mano différentielle (°C) | 29.07 | 28.50 | 28.24 | 28.14 | 28.95 | 28.77 |
| 07 | Diamètre du diaphragme | m | Lu sur Manchette de mesure de débit | 0.0678 | 0.0678 | 0.0678 | 0.0678 | 0.0678 | 0.0678 |
| 08 | Diamètre du pipe | m | Lu sur Manchette de mesure de débit | 0.1071 | 0.1071 | 0.1071 | 0.1071 | 0.1071 | 0.1071 |
| 09 | Dépression à l'aspiration du compresseur axial | mm | Tube en U | 48.0 | 48.0 | 47.3 | 47.0 | 47.7 | 48.00 |
| 10 | Contre pression à l'échappement turbine cote droit | Mm.H ₂ O | Tube en U | 45.8 | 45.4 | 50.8 | 105.2 | 50.8 | 44 |
| 11 | Contre pression à l'échappement turbine cote gauche | Mm.H ₂ O | Tube en U | 41.8 | 41.1 | 46.4 | 82.4 | 48.4 | 43.6 |
| 12 | Nombre d'heures de marche | Heures | | 2208 | 2208 | 2208 | 2208 | 2208 | 2208 |
| 13 | Indicateur compteur N° 1 | Trs | Compteur N°1 | 10.11 | 21.23 | 32.69 | 42.97 | 73.425 | 26.31 |
| 14 | Indicateur compteur N° 2 | Trs | Compteur N2 | 4.09 | 8.59 | 13.45 | 17.06 | 28.595 | 11.135 |
| 15 | Durée de l'essai | min | Chronomètre | 10 | 10 | 10 | 10 | 15 | 05 |
| 16 | Coefficient compteur N°1 | Tours | Caractéristique du compteur | 0.22 | 0.22 | 0.22 | 0.22 | 0.22 | 0.22 |
| 17 | Coefficient compteur N°2 | tours | Caractéristique du compteur | 0.22 | 0.22 | 0.22 | 0.22 | 0.22 | 0.22 |
| 18 | Rapport de transmission TP | SD | Caractéristique du transfo | 11000/100 | 11000/100 | 11000/100 | 11000/100 | 11000/100 | 11000/100 |
| 19 | Rapport de transmission TI | SD | Caractéristique du transfo | 2000/1 | 2000/1 | 2000/1 | 2000/1 | 2000/1 | 2000/1 |

SUITE : RELEVÉ DES PARAMETRES – I -

| | | | | | | | | | |
|-----------|-----------------------------------------|----------|-------------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 20 | T°- Air aspiration du compresseur axial | °C | Lu sur TCT (tableau de commande Turbine) | 28.64 | 28.91 | 29.27 | 29.00 | 29.44 | 29 |
| 21 | T°-Air sortie compresseur coté droit | °C | Lu sur TCT | 305.91 | 315.82 | 325.54 | 332.82 | 338.19 | 340.00 |
| 22 | T°-Air sortie compresseur coté gauche | °C | Lu sur TCT | 309.82 | 319.82 | 328.73 | 336.27 | 341.00 | 343.00 |
| 23 | T°-Gaz échappement turbine coté droit | °C | Lu sur TCT | 281.00 | 336.60 | 402.86 | 464.18 | 498.00 | 525.00 |
| 24 | T°-Gaz échappement turbine coté gauche | °C | Lu sur TCT | 280.54 | 334.64 | 400.91 | 461.14 | 497.75 | 528.00 |
| 25 | Pression-Air sortie compresseur axial | Bar .eff | Lu sur le tableau des mano sur TG | 6.71 | 7.12 | 7.58 | 7.94 | 8.18 | 8.35 |

TABLEAU N° 1

- CALCUL :** - Débit gaz
 - Puissance électrique
 - Consommation spécifique

| N° | Désignation | Unité | Origine des valeurs | Valeurs | | | | | |
|----|--------------------------------------------------|------------|------------------------------------------------|----------|----------|-----------|------------|------------|-----------|
| | | | | Essai 1 | Essai 2 | Essai 3 | Essai 4 | Essai 5 | Essai 6 |
| 01 | Date d'essai | / | | 1982 | 1982 | 1982 | 1982 | 1982 | 1982 |
| 02 | Nbrs d'heures de marche | Heures | / | 2208 | 2208 | 2208 | 2208 | 2208 | 2208 |
| 03 | Pression atmosphérique | mHg | Mesure sur baromètre | 720.5 | 720.5 | 721 | 720 | 720 | 720 |
| 04 | Pression amont gaz | Bars eff | Mesure manomètre étalonné | 18.124 | 17.996 | 17.955 | 17.660 | 17.635 | 17.495 |
| 05 | T° gaz naturel | °C | Mesure sur thermomètre | 37.45 | 36.92 | 35.86 | 36.08 | 35.08 | 34.48 |
| 06 | T° ambiante manomètre diff. | °C | Mesure sur thermomètre | 29.07 | 28.50 | 28.24 | 28.14 | 28.95 | 28.77 |
| 07 | Dénivellation manomètre diff. | M | Mesure sur manomètre diff. | 0.351238 | 0.625571 | 1.030286 | 0.1110238 | 0.1330322 | 0.1540909 |
| 08 | Masse volumique gaz naturel | Kg /m3 | Analyse chromatographique | 0.861 | 0.861 | 0.861 | 0.861 | 0.861 | 0.861 |
| 09 | PCI gaz naturel | Kcal / Kg | Analyse chromatographique | 10746.8 | 10746.8 | 10746.8 | 10746.8 | 10746.8 | 10746.8 |
| 10 | Pression atmospherique | bars | [10] = [3] x 1.013 / 760 | 0.96035 | 0.96035 | 0.96102 | 0.95968 | 0.95968 | 0.95968 |
| 11 | Pression gaz naturel | Bars abs | [11] = [4] + [10] | 19.08435 | 18.95635 | 18.916017 | 18.61968 | 18.59468 | 18.45468 |
| 12 | Pression gaz naturel | Kg/cm2 eff | [12] = [4] x 1.02 | 18.49 | 18.36 | 18.31 | 18.01 | 17.99 | 17.85 |
| 13 | Pression gaz naturel | Kg/m2 abs | [13] = [11] x 1.02 | 19.46604 | 19.33548 | 19.29434 | 18.99208 | 18.96658 | 18.82278 |
| 14 | T° gaz naturel | °K | [14] = [5] + 273.16 | 310.61 | 310.08 | 309.02 | 309.24 | 308.24 | 307.64 |
| 15 | T° ambiante mano diff. | °K | [15] = [6] + 273.16 | 302.23 | 301.66 | 301.40 | 301.30 | 302.110 | 301.93 |
| 16 | Coefficient Z de sur-Compressibilité | SD | D'après annexe N°2 | 0.9564 | 0.9564 | 0.9564 | 0.9564 | 0.9564 | 0.9564 |
| 17 | Masse volumique du liquide mano (eau ou mercure) | Kg/m3 | D'après calcul | 996.712 | 996.85 | 996.924 | 13526.8168 | 13524.8297 | 13525.26 |
| 18 | Masse volumique du gaz dans le pipe :ω | Kg/m3 | [18] = ([8] x[13] x 273.16)/(1.033x [14]x[16]) | 14.9191 | 14.8444 | 14.8714 | 14.6173 | 14.6527 | 14.5713 |
| 19 | Masse volumique du gaz au dessus du liquide mano | Kg/m3 | [19] = ([18] x [14]) / [15] | 15.3328 | 15.2587 | 15.2574 | 15.0025 | 14.9500 | 14.8469 |
| 20 | Pression diff. :h | Kgf /m2 | [20] = [7] x1.007([17] -19) | 347.1106 | 618.3534 | 1018.4876 | 1510.6339 | 1809.8297 | 2096.4051 |
| 21 | $\sqrt{h \times w}$ | | [20] x 18]E 0.5 | 71.9623 | 95.8074 | 123.0703 | 148.5979 | 162.8460 | 174.7781 |

| | | | | | | | | | |
|----|------------------------------------------------------|------------------|---------------------------------------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| 22 | Coefficient de détente ϵ | SD | Cf. calcul | 0.99936 | 0.99886 | 0.99811 | 0.99716 | 0.99659 | 0.99602 |
| 23 | Nbre de raynolds | SD | Cf. calcul | 1220089 | 1623550 | 2083996 | 2513855 | 2753326 | 2953380 |
| 24 | Coefficient de débit α | SD | Cf. calcul | 0.66174 | 0.66171 | 0.66168 | 0.66164 | 0.66162 | 0.66161 |
| 25 | Débit gaz naturel | Kg /h | [25] = 12521.83 x[24] x [22] x [35]E2 x [21] | 2739.33 | 3645.01 | 4678.49 | 5643.23 | 6180.63 | 6629.55 |
| 26 | Indication compteur N °1 | tours | Compteur N °1 | 10.11 | 21.23 | 32.69 | 42.97 | 73.425 | 26.31 |
| 27 | Indication compteur N °2 | tours | Compteur N °2 | 4.09 | 8.59 | 13.45 | 17.06 | 28.595 | 11.135 |
| 28 | Durée des essais | Min | Chronomètre | 10 | 10 | 10 | 10 | 15 | 5 |
| 29 | Coefficient compteur N°1 Coefficient compteur N°2 | W/trs | Caractéristique du compteur | 0.22 0.22 | 0.22 0.22 | 0.22 0.22 | 0.22 0.22 | 0.22 0.22 | 0.22 0.22 |
| 30 | Rapport transformation transfo de potentiel | SD | Caractéristique du transformateur | 11000/100 | 11000/100 | 11000/100 | 11000/100 | 11000/100 | 11000/100 |
| 31 | Rapport transformation transfo de d'intensité | SD | Caractéristique du transformateur | 2000/1 | 2000/1 | 2000/1 | 2000/1 | 2000/1 | 2000/1 |
| 32 | Puissance électrique borne alternateur | KW | [32] = ([26] +[27]) x ([29] x [30] x[31])x60/ [28] 1000 | 4123.7 | 8659.7 | 13399.1 | 17432.7 | 19751.1 | 21748.1 |
| 33 | Chaleur consommée | Thermie | [33] =[25] x[9] / 1000 | 29439.03 | 39172.19 | 50278.80 | 60646.66 | 66421.99 | 71246.45 |
| 34 | Consommation spécifique | Kcal /kWh | [34] =[25] x[9] / [32] | 7139.0 | 4523.5 | 3752.4 | 3478.9 | 3362.9 | 3276.0 |
| 35 | Diamètre du diaphragme | M | Lu sur Manchette de mesure | 0.0678 | 0.0678 | 0.0678 | 0.0678 | 0.0678 | 0.0678 |
| 36 | Diamètre du pipe | M | Lu sur Manchette de mesure | 0.1071 | 0.1071 | 0.1071 | 0.1071 | 0.1071 | 0.1071 |
| 37 | T° air aspiration compresseur axial | °C | Lu sur TCT (tableau de commande turbine) | 28.64 | 28.91 | 29.27 | 29.00 | 29.44 | 29 |
| 38 | T° air refoulement compresseur axial coté droit | °C | Lu sur TCT (tableau de commande turbine) | 305.91 | 315.82 | 325.54 | 332.82 | 338.19 | 340.00 |
| 39 | T° air refoulement compresseur axial coté gauche | °C | Lu sur TCT | 309.82 | 319.82 | 328.73 | 336.27 | 341.00 | 343.00 |
| 40 | Moyenne des T° refoulement compresseur turbine | °C | [40] = ([38] + [39]) / 2 | 307.86 | 317.82 | 327.13 | 334.54 | 339.59 | 341.5 |
| 41 | T° gaz échappement turbine coté droit | °C | Lu sur TCT | 281.00 | 336.60 | 402.86 | 464.18 | 498.00 | 525.00 |
| 42 | Tgaz échappement turbine coté gauche | °C | Lu sur TCT | 280.54 | 334.64 | 400.91 | 461.14 | 497.75 | 528.00 |

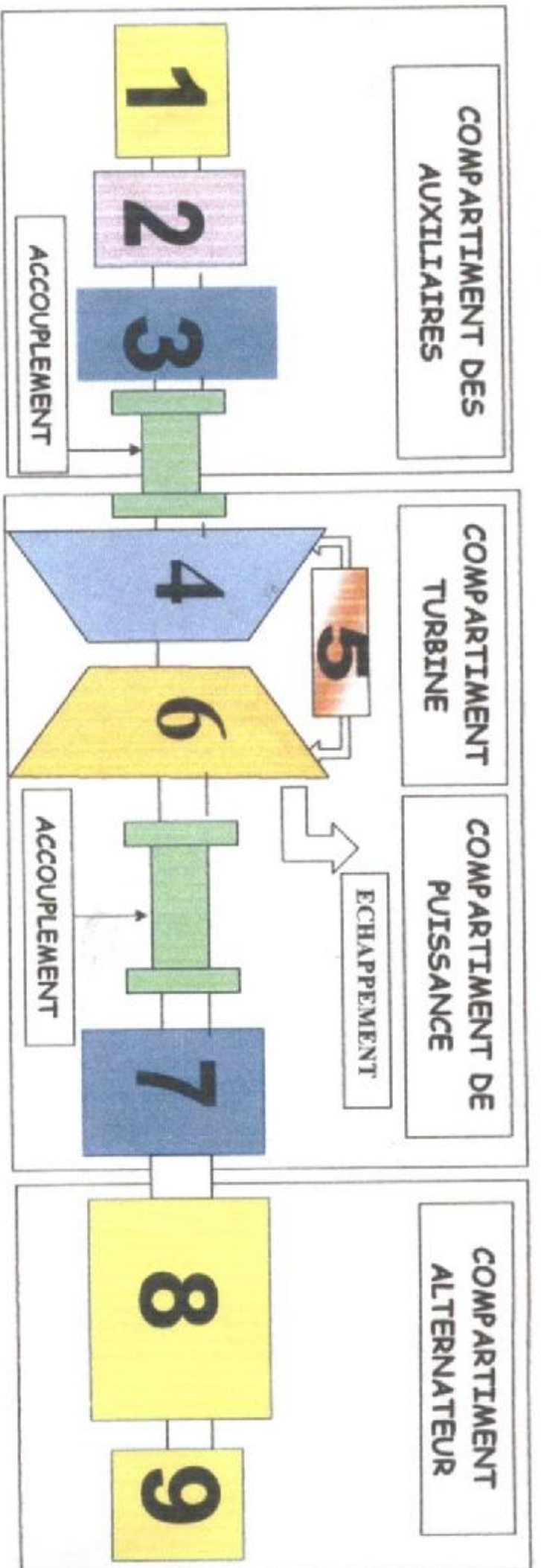
| | | | | | | | | | |
|-----------|-----------------------------------------------------|----------|----------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|
| 43 | Moyenne des températures échappement turbine | °C | $[43] = ([41] + [42]) / 2$ | 280.77 | 335.62 | 401.88 | 462.66 | 497.87 | 526.5 |
| 44 | Dépression à l'aspiration compresseur axial | mm H2O | Mesurée sur tube en U | 48 | 48 | 47.3 | 47.0 | 47.7 | 48 |
| 45 | Contre pression à l'échappement turbine coté droit | mm H2O | Mesurée sur tube en U | 37.8 | 36.8 | 42 | 59.6 | 46 | 43.2 |
| 46 | Contre pression à l'échappement turbine coté gauche | mm H2O | Mesurée sur tube en U | 45.8 | 45.4 | 50.8 | 105.2 | 50.8 | 44 |
| 47 | Moyenne des contre pression à l'échappement turbine | mm H2O | $[47] = ([45] + [46]) / 2$ | 41.8 | 41.1 | 46.4 | 82.4 | 48.4 | 43.6 |
| 48 | Pression air sortie compresseur | Bars eff | Lu sur mano du T.A.G | 6.71 | 7.12 | 7.58 | 7.94 | 8.18 | 8.35 |

TABLEAU N° 2

CALCUL DE CORRECTION POUR LA MARCHE EN ALLURE DE BASE :

- Puissance électrique
- Consommation spécifique

| N° | Désignation | Origine des valeurs | valeurs |
|----|---------------------------------------------------------------|------------------------------------------|---------|
| 01 | Puissance électrique BA | Cf. tableau 1 | 19751.1 |
| 02 | Indication compteur N°1 | compteur N°1 | 73.425 |
| 03 | Indication compteur N°2 | compteur N°2 | 28.595 |
| 04 | Rendement Alternateur pour $\text{Cos } \varphi=0.8$ | Références du contrat | 97.56 |
| 05 | Rendement Alternateur pour $\text{Cos } \varphi$ réel | Références du contrat | 97.55 |
| 06 | T° air aspiration compresseur axial | Mesure | 29.44 |
| 07 | Pression atmosphérique mm Hg | Mesure | 720 |
| 08 | Dépression à l'aspiration du C.A | Mesure | 47.7 |
| 09 | Contre pression échappement turbine | Mesure | 48.4 |
| 10 | Puissance corrigée ramenée à $\text{Cos } \varphi=0.8$ | $[10] = [01] \times [04] / [05]$ | 19753.1 |
| 11 | Puissance corrigée ramenée à la pression atm=720mmHg | $[11] = [10] \times 720 / [07]$ | 19753.1 |
| 12 | Puissance corrigée ramenée à T° air =30°C | $[12] = [11] - (30 - [06]) \times f1$ | 19753.1 |
| 13 | Puissance corrigée ramenée à Δp aspiration =0 | $[13] = [12] + [08] \times f2$ | 19912.4 |
| 14 | Puissance corrigée à Δp échappement =0 | $[14] = [13] - [09] \times f3$ | 19845.6 |
| 15 | Consommation spécifique réelle | Mesures après essais | 3362.9 |
| 16 | Consommation spécifique corrigée de $\text{Cos } \varphi$ | $[16] = [15] \times [05] / [04]$ | 3362.5 |
| 17 | Consommation spécifique corrigée T°air aspiration CA | $[17] = [16] + (30 - [06]) \times f4$ | 3362.5 |
| 18 | Consommation spécifique corrigée de Δp aspiration | $[18] = [17] - [08] \times f5$ | 3351.5 |
| 19 | Consommation spécifique corrigée de Δp refoulement | $[19] = [18] + [09] \times f5$ | 3362.6 |
| 20 | T° gaz échappement | Mesures des essais | 497.87 |
| 21 | Ecart de puissance pour un écart de T° échappement de 1°C | Mesures des essais | 69.75 |
| 22 | Puissance ramenée à T° échappement de marche en base Te=496°C | $[22] = [14] + (496 - [20]) \times [21]$ | 19715.2 |



- > 1 Moteur de Lancement
- > 2 Convertisseur de Couple
- > 3 Réducteur Auxiliaires
- > 4 Compresseur Axial
- > 5 Chambre de Combustion
- > 6 Turbine
- > 7 Réducteur de Puissance
- > 8 Alternateur
- > 9 Excitatrice

**SCHEMA DE PRINCIPE DU TURBOALTERNATEUR D'UN GROUPE
TYPE 5000 (GENERAL ELECTRIC)**

BIBLIOGRAPHIE

- [1] : TURBINES à vapeur et gaz « LUCIEN VIVIER » -1964
- [2] : LA TURBINE A GAZ « P. CHAMBADAL » -1976
- [3] : ESSAIS DES TURBINES A GAZ XII « Document Electricité France » -1955
- [4] : ESSAIS DE RECEPTION « Groupes de la centrale de M'sila »-1982
- [5] : GAZ D'AUJOURD'HUI N° 2 (1999) : document « amélioration des performances des turbines à gaz par refroidissement de l'air de combustion »
- [6] : MESURE DE DEBIT « Document Electricité France »- 1951
- [7] : LA TURBINE A GAZ D'UTILISATION INDUSTRIEL « cours de formation ;document sonelgaz » 1982
- [8] : EXPLOITATION DES TURBINES A GAZ 5000 « cours de formation ,document sonelgaz »--1982
- [9] : ESSAIS DE CONSOMMATION SPECIFIQUE ET PUISSANCE D'UNE TG SANS RECUPERATION DECHALEUR : « cours de formation (Ecole technique de BLIDA) ; document sonelgaz » - 2001
- [10] : PROCEDURESDE CALCUL DU RENDEMENT DU COMPRESSEUR ET DE LA TURBINE D'UN TG « cours de formation (departement Exploitation) ; document sonelgaz» -1998
- [11] : SONELGAZ Efficient Power Plant Course «document sonelgaz » -2001
- [12] : PROCESSE'S – « guide technique pour les industries de procédé »
Memento technique
« derniere mise a jour en Fevrier 2004 »
- [13] : UTILISATION DU GAZ ; TECHNIQUES ET MATERIELS /climatisation au gaz
2001 Gaz de France

[14] : MANUEL DE PIÈCES DE RECHANGE TURBINE SÉRIE 5000 .

[15] : TABLE DE GAZ Extrait de « GAZ TABLE » de KEENAN & KAYE » NEW –YORK- 1948

[16] : COURS DE MATHÉMATIQUES SUPÉRIEURES. V SMIRNOV -1970

[17] : CALCUL DIFFÉRENTIEL ET INTÉGRAL . N.PISKOUNOV Tome II - 1980

[18] : MODÉLISATION EN RÉGIME NOMINAL ET PARTIEL DE L'ÉCOULEMENT MÉRIDIEN DANS LES TURBOMACHINES AXIALES ET HÉLICOCENTRIFUGES.

« Thèse de doctorat en mécanique .Ecole National de Paris » présentée et soutenue par JOSE ERCOLINO le 12 Janvier 2001